



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**



“INSTRUMENTACION Y PRUEBAS DE COMPONENTES  
ESTRUCTURALES DE UNA PRENSA MECANICA DE  
SIMPLE EFECTO DE CINCO TON”

PROYECTO DE GRADO  
Previo a la obtención del Título de:  
INGENIERO MECANICO

Presentado por:  
Ricardo Landívar Moncayo

Guayaquil - Ecuador  
1989

## AGRADECIMIENTO

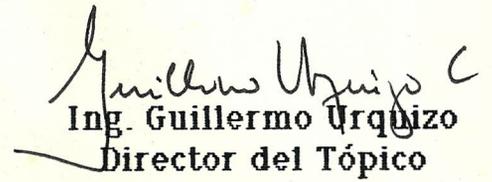
A todos mis familiares, amigos y profesores que me apoyaron y me brindaron su colaboración en los últimos años.

## DEDICATORIA

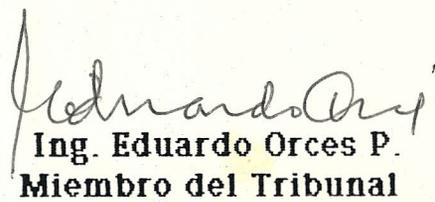
A mi madre, que con su cercanía y sabiduría, supo apoyarme en mantener el ritmo, la tenacidad y esperanza para la culminación de mi carrera.



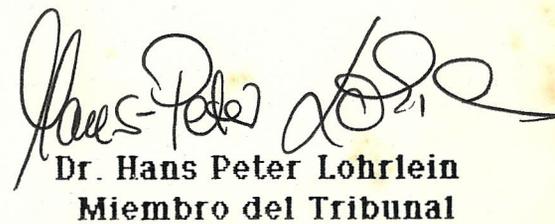
**Ing. Nelson Cevallos B.**  
**Decano F.I.M.**



**Ing. Guillermo Urquiza C.**  
**Director del Tópico**



**Ing. Eduardo Orces P.**  
**Miembro del Tribunal**



**Dr. Hans Peter Lohrlein**  
**Miembro del Tribunal**

DECLARACION EXPRESA

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este proyecto de grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Tópico de Graduación).

  
-----  
RICARDO LANDIVAR M.

## RESUMEN

La instrumentación y pruebas de los componentes estructurales de una prensa, así como cualquier otro tipo de maquinaria industrial o agrícola es de mucha importancia ya que pone al servicio una tecnología para el mejoramiento del diseño de nuevos prototipos.

Para lograr esta experimentación se ha seguido con los siguientes pasos metodológicos

- 1.- Estudio de las partes constitutivas de la prensa.
- 2.- Estudio teórico de los esfuerzos de las partes estructurales.
- 3.- Estudio del análisis experimental de esfuerzos.
- 4.- Pruebas experimentales, evaluaciones y conclusiones.

En el estudio de las partes constitutivas se procedió a leer la tesis del Ingeniero Julio León y a verificar que la prensa se mantenía en buen estado en el taller mecánico de la Espol.

El estudio teórico es principalmente el análisis de los máximos esfuerzos en el bastidor y es la aplicación de teorías de diseño, de vigas, una parte recta y la superior curva, así como los estudios de los esfuerzos en el carro o pisón.

El estudio de análisis experimental de esfuerzos es la recopilación de información de este tema, así como el de los diferentes medios para la medición de distintas deformaciones.

Las evaluaciones y conclusiones nos muestran el sitio de los máximos esfuerzos así como el estudio de un nuevo prototipo de acuerdo a los resultados obtenidos.

## SIMBOLOGIA

$E$  : Módulo de Elasticidad

$\mu$  : Coeficiente de Poisson

$\epsilon$  : Deformaciones.

$\gamma$  : Deformación angular

$\tau$  : Esfuerzo cortante.

$\sigma$  : Esfuerzo normal.

$\theta$  : Angulo al eje principal 1.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	V
INDICE GENERAL .....	VIII
INDICE DE FIGURAS .....	X
INDICE DE ABREVIATURAS .....	XI
INTRODUCCION .....	12
1. GENERALIDADES .....	14
1.1. Definición y aplicaciones .....	14
1.1.1. Operaciones de troquelado .....	14
1.1.2. Operaciones para dar forma a la chapa .....	15
1.2. Partes constitutivas de la prensa .....	15
1.2.1. Conjunto del bastidor .....	15
1.2.2. Conjunto del pisón .....	15
1.2.3. Conjunto del cigueñal .....	15
1.2.4. Conjunto del embrague .....	15
1.2.5. Volante .....	16
1.3. Funcionamiento de la prensa .....	16
2. ESTUDIO DE LOS ESFUERZOS EN LAS PARTES ESTRUCTURALES	
PRINCIPALES .....	18
2.1. Cuerpo o bastidor .....	18
2.1.1. Cálculo de los esfuerzos en la parte recta .....	19
2.1.2. Cálculo de los esfuerzos en la parte curva .....	25

3. ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS .....	34
3.1. Análisis con recubrimiento quebradizo .....	34
3.2. Análisis con recubrimiento birrefringentes .....	35
3.3. Análisis con extensómetros de resistencia eléctrica .....	36
3.3.1. Sensibilidad transversal .....	38
3.3.2. Rosetas de deformación .....	39
3.3.3. Medidores de hoja .....	41
4. PRUEBAS EXPERIMENTALES .....	42
4.1. Pruebas experimentales en el bastidor .....	42
4.2. Pruebas experimentales en el pison .....	42
4.3. Cálculo de los deformaciones alternantes .....	45
4.4. Cálculo de deformaciones en el plano X-Y y deformaciones principales .....	46
4.5. Cálculo de los esfuerzos X-Y y esfuerzos principales .....	48
4.6. Cálculo de los esfuerzos máximos y factores de seguridad reales .....	52
5. EVALUACIONES FINALES .....	58
5.1. Análisis y discusión de resultados .....	58
5.2. Nuevo dimensionamiento de la estructura .....	58
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	69
APENDICES .....	72
BIBLIOGRAFIA .....	76

## INDICE DE FIGURAS

N°	Pág.
1.1. Ilustración de la prensa mecánica .....	17
2.1. Sección transversal del bastidor, parte recta .....	18
2.2. Cuerpo o bastidor .....	19
2.3. Ilustración de esfuerzos en la parte recta .....	21
2.4. Ilustración de esfuerzos en la parte recta .....	21
2.5. Sección transversal del bastidor, parte curva .....	25
2.6. Ilustración de esfuerzos y eje neutro .....	26
2.7. Viga curva sometida a flexión .....	31
2.8. Ilustración de esfuerzos circunferenciales en una viga curva	31
2.9. Ilustración de esfuerzos radiales en una viga curva .....	32
3.1. Medidores de resistencia eléctrica .....	36
3.2. Circuito del puente de Wheatstone .....	38
3.3. Ilustración de una roseta rectangular .....	39
3.4. Ilustración de una roseta equiangular .....	40
3.5. Ilustración de una roseta T-Delta .....	40
3.6. Medidor de deformación de hoja .....	41
4.3. Ilustración de una roseta rectangular y los ángulos que forma con el eje X .....	46
5.1. Dimensiones de la parte recta .....	59
5.2. Dimensiones de la parte curva .....	62
5.3. Designación de las áreas de la sección en la parte curva .....	63

## ABREVIATURAS

A.	:	Area.
cm.	:	Centímetros.
Gf.	:	Factor de medidor.
I	:	Momento de Inercia.
Kgf	:	Kilogramos fuerza.
Kg/cm <sup>2</sup>	:	Kilogramos por centímetro cuadrado.
mm	:	Milímetros.
MPa	:	Mega Pascal.
Mmáx	:	Momento máximo.
Mmín	:	Momento mínimo.
ne	:	Factor de seguridad por falla estática.
nf	:	Factor de seguridad para falla por fatiga.
Pmáx	:	Fuerza máxima.
Pmín	:	Fuerza mínima.
t	:	Espesor de la viga.
$\mu$ m/m	:	Micrómetro por metro.
Z	:	Módulo de la sección.

## INTRODUCCION

Esta prensa se encuentra localizada en el taller mecánico de la ESPOL. Para realizar las pruebas en la prensa se debe proceder primero a un estudio del diseño de las diferentes piezas, accesorios y componentes de la prensa.

En el cálculo y diseño de cada una de las partes de la prensa se aplican fórmulas generales de diseño y de las diversas teorías para la falla estática y esfuerzos fluctuantes. La aplicación de estas teorías tienen en cuenta fundamentalmente el hecho de que la máquina se encuentra sometida a esfuerzos fluctuantes que van desde 5000 Kgf. y -350 Kgf. que son la fuerza de troquelado o máxima de corte y la fuerza de extracción.

La presente experimentación tiene como objetivos:

- 1.- Realizar las pruebas de los componentes estructurales de una prensa mecánica excéntrica de simple efecto mediante la instrumentación y toma de datos de deformaciones causadas en rosetas de deformación (Strain Gages) acopladas a los diferentes componentes.
- 2.- Cálculo de deformaciones y esfuerzos principales así como sus direcciones mediante la aplicación de leyes y ecuaciones de mecánica

de sólidos.

- 3.- Cálculo de los diferentes factores de seguridad mediante una determinada teoría de falla.
- 4.- Análisis de resultados y conclusiones mediante la comparación entre los factores de seguridad asumidos y los factores calculados mediante esta experimentación.
- 5.- El nuevo dimensionamiento de la estructura mediante dicha comparación y la distintas recomendaciones del caso.

## CAPITULO I

### GENERALIDADES

1.1. Definición y aplicaciones.- Las prensas mecánicas consisten en un bastidor de construcción sólida con dispositivos para sostener las matrices o herramientas, un miembro móvil y la corredera para accionar una de las partes de las matrices.

Esta corredera recibe generalmente el movimiento de un cigüeñal provisto de un embrague para el funcionamiento intermitente y de un volante para suministrar las necesidades súbitas de potencia.

Las prensas mecánicas tienen su aplicación más importante en la industria metal mecánica y en una de sus ramas más importantes como la matricería o conformado de la chapa metálica.

Según el trabajo de la chapa metálica, la prensa mecánica puede realizar una serie de operaciones con matrices y se pueden dividir en dos grupos:

1.1.1. Operaciones de troquelado.- En este grupo se incluyen las operaciones con corte y separación de metal como: cizallado, punzonado redondo, punzonado en forma, etc.

1.1.2. Operaciones para dar forma a la chapa.- En este grupo se incluyen las operaciones de formado como: curvado, aplanado, doblado, rebordeado, estampado y embutición.

1.2. Partes constitutivas de la prensa.- La prensa se encuentra constituida por las siguientes partes:

1.2.1 Conjunto del bastidor.- El bastidor es el componente que soporta los demás órganos de la máquina; para este caso es un bastidor de cuello de cisne inclinable de fundición gris. La forma y material del bastidor dependerán del tipo de prensa, del tamaño y necesidad del usuario.

1.2.2. Conjunto del pisón.- Es denominado carro o cabezal. Es el que transporta la energía necesaria para realizar las operaciones y se desliza en las guías ajustables del bastidor. En la parte inferior posee un agujero para el centraje de las herramientas. Según las prensas, el cabezal puede ser de fundición gris, acero fundido o plancha soldada; para este caso en particular es de fundición gris

1.2.3. Conjunto del cigueñal.- El conjunto del cigueñal está constituido por el eje cigueñal, la excéntrica de regulación de carrera y el freno.

1.2.4. Conjunto del embrague.- El embrague es el mecanismo de

unión y transmisión de movimiento y energía entre el volante y el cigueñal. Los embragues para prensas pueden ser:

1.2.4.a. Embrague de discos.- Es utilizado en prensas de gran potencia y se componen de una serie de discos solidarios con el árbol. Al efectuar el embragado se apoyan los discos uno sobre otro y por lo tanto es un embrague de fricción.

1.2.4.b. Embrague de cuña con leva rotatoria.- Es el más comúnmente usado en prensas excéntricas de baja o mediana capacidad. Consiste de una cuña semicircular de acero en una ranura en el árbol, la forma semicircular permite que gire libremente el volante cuando no se transmite movimiento. La acción de pivoteo de la cuña en el volante se produce con mecanismo de palanca y conecta el embrague en el momento que se lo pisa.

1.2.5. Volante.- Es el órgano que recibe el movimiento y la energía del motor, ya sea directamente o por medio de bandas. La cantidad de energía que un volante acumula esta basada en varios factores: Capacidad máxima de la prensa, longitud de carrera, velocidad máxima de giro del volante, grado de irregularidad y peso del volante.

1.3. Funcionamiento de la prensa. - Esta prensa es denominada de simple

efecto porque está dotada de un solo movimiento en el pisón y es excéntrica ya que la excentricidad la produce la excéntrica en el cigüeñal y la manzana que es la que nos da la longitud de la carrera. Este tipo de prensa funciona con un carro pisón accionado por un eje excéntrico; el accionamiento del carro se da a través de un mecanismo de biela y éste a través de un volante, que es el que nos entrega la energía que proviene del motor.

El carro está guiado a través de su recorrido por medio de guías y para provocar la carrera se acopla mediante mecanismo de palanca el embrague de cuña que puede ser accionado a voluntad del operador.

La sobremesa está provista de ranuras para ajuste de los troqueles y va fijada a la mesa que forma parte de la estructura de la prensa.

El cuerpo va fijado a las patas y estas al suelo. La prensa se muestra en la figura 1.1.

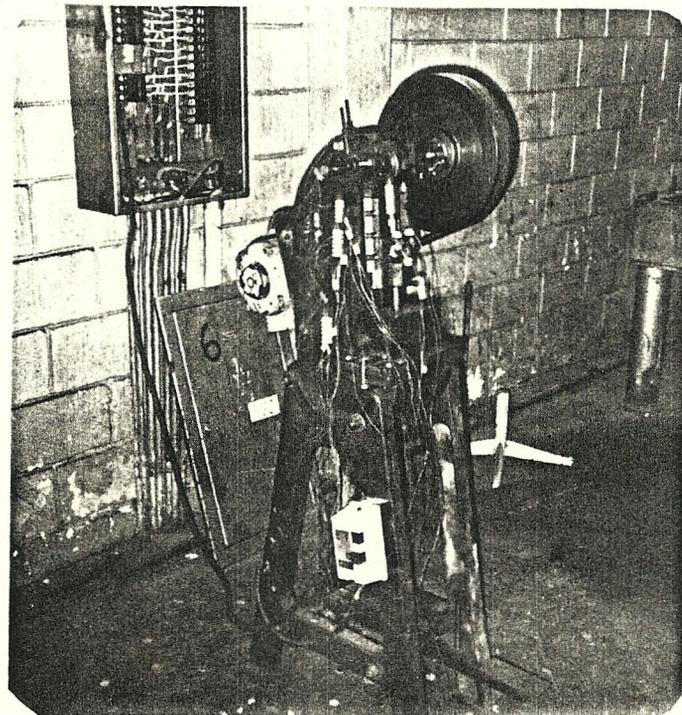


Fig. 1.1 ILUSTRACION DE LA PRENSA MECANICA

## CAPITULO II

### ESTUDIO DE LOS ESFUERZOS EN LAS PARTES ESTRUCTURALES PRINCIPALES

2.1. Cuerpo o bastidor. - El cuerpo es considerado como una viga con una parte recta y una curva. La sección transversal es de dos canales en C (fig 2.1), indicando el punto de aplicación de la carga.

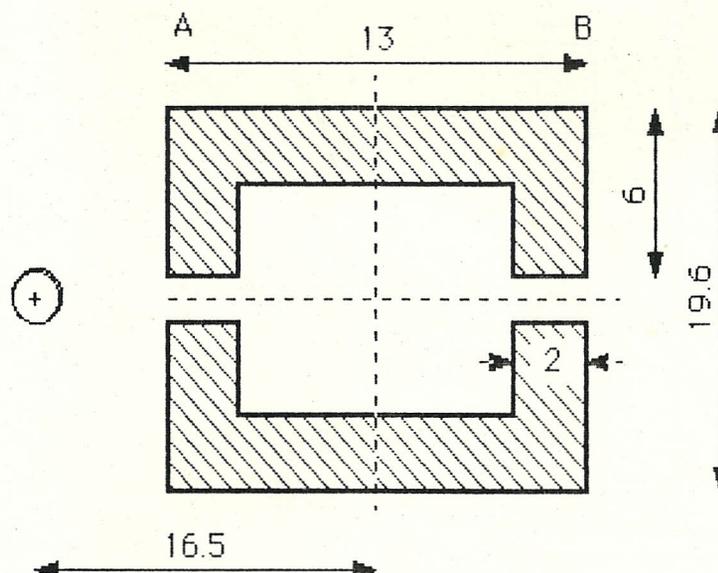


FIGURA 2.1 SECCION TRANSVERSAL PARTE RECTA

De un análisis visual de la prensa vemos que el momento

máximo se produce en la sección donde termina la parte recta y se inicia la parte curva, por lo tanto realizaremos un estudio de los esfuerzos tanto para la parte recta como para la parte curva y determinaremos en que punto se producen los máximos esfuerzos y el rango o máxima deformación.

2.1.1. Cálculos de los esfuerzos de la parte recta.- Como los esfuerzos producidos son esfuerzos de fatiga, calculamos esfuerzos máximos y mínimos durante el trabajo de troquelado.

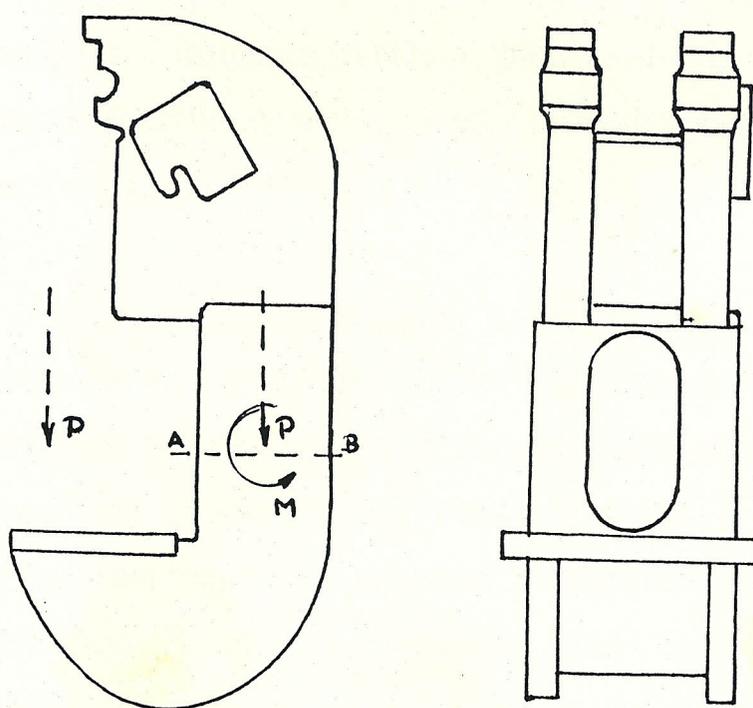


FIGURA 2.2 CUERPO O BASTIDOR

Si solo consideramos la parte recta, observando la fig. 2.2, los esfuerzos producidos serán:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{P_{\text{máx}}}{A} + \frac{M_{\text{máx}}}{Z} \quad (2.1)$$

$$\sigma_{\text{mín}} = -\frac{P_{\text{mín}}}{A} - \frac{M_{\text{mín}}}{Z} \quad (2.2)$$

Esta parte de la viga, es decir del bastidor, se encuentra sometido a esfuerzos debido a carga axial y a un momento flector. El estado de esfuerzos para la sección A-B del bastidor será como muestra la fig. 2.3.

Los esfuerzos en el punto A son esfuerzos de tensión presentes debido a la carga axial P y al momento flector M; los esfuerzos debidos a la carga siempre están presentes en la superficie transversal del bastidor y son de tensión o compresión según como la prensa se encuentre trabajando. Los esfuerzos debido al momento van desde esfuerzos determinados de acuerdo a si la fuerza es de tensión o compresión; si asumimos que la fuerza es de tensión, los esfuerzos varían desde un máximo de tensión que es en el punto A hasta un máximo de compresión que es en el punto B, pasando por cero en el eje neutro de la viga.

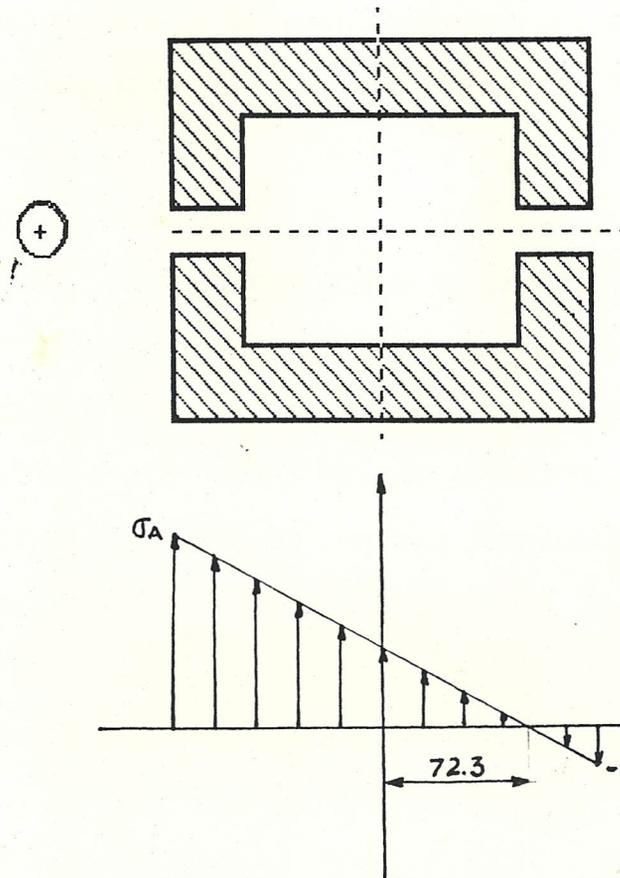


Fig. 2.3 ILUSTRACION DE ESFUERZOS EN LA PARTE RECTA

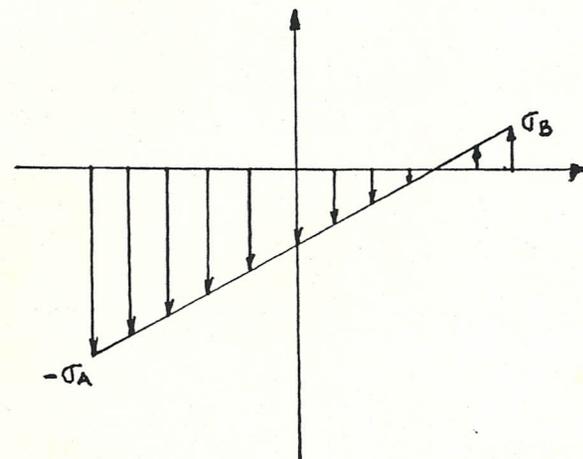


Fig. 2.4 ILUSTRACION DE ESFUERZOS EN LA PARTE RECTA

Tomando en consideración estos esfuerzos vemos que en el eje neutro siempre va a estar presente el esfuerzo debido a la carga axial y es cero a una distancia de 72.3 mm. del eje centroidal.

Ahora, considerando la fuerza de extracción, que es una fuerza mínima y de compresión, se van a producir esfuerzos mínimos debido a la carga axial así como esfuerzos debido al momento flector producido por la fuerza de extracción. El estado de esfuerzos para esta consideración será como muestra la fig. 2.4.

Donde:

$$\sigma_{\text{máx A}} = \frac{5000}{84} + \frac{5000(16.5)}{261.85} = 374 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{mín A}} = \frac{-350}{84} - \frac{350(16.5)}{261.85} = -26.22 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{aA}} = 200.41 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{Amplitud de esfuerzo})$$

$$\sigma_{\text{mA}} = 174.2 \text{ Kg/cm}^2 \quad (\text{Esfuerzo medio})$$

El factor de seguridad teórico para falla estática será:

$$n_e = S_y / \sigma_{\text{máx.}} \quad (2.3)$$

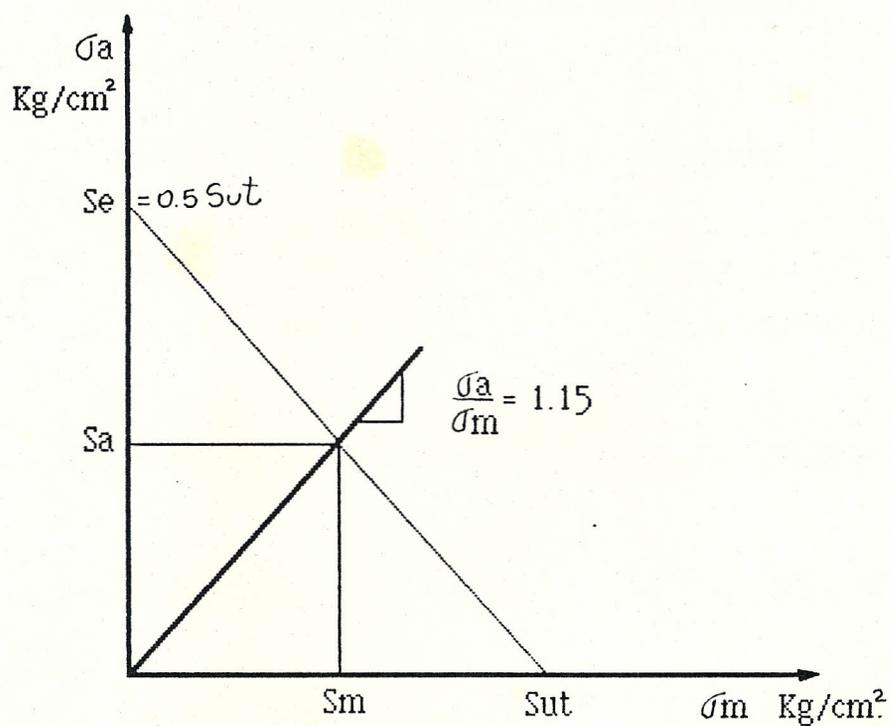
$$n_e = \frac{2100 \text{ Kg/cm}^2}{374.6 \text{ Kg/cm}^2} = 5.6$$

El factor de seguridad para falla por fatiga será:

$$n_f = S_a / \sigma_a \quad (2.4)$$

Donde :

$S_a$  es calculado del gráfico  $\sigma_a$  vs.  $\sigma_m$



$$S_a = 805 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n_f = 805 / 190.4 = 4.02$$

Si calculamos el factor de seguridad en el punto B, considerando que aquí el esfuerzo es de compresión, resulta un  $n=11$ , por lo tanto el factor de seguridad que gobierna el diseño en la parte recta será, para el esfuerzo máximo,  $n=5.6$ .

Considerando a los esfuerzos máximo y mínimo en el punto A, esfuerzos principales, calculamos el rango de deformaciones con las siguientes propiedades del hierro fundido:

$$\text{Módulo de elasticidad: } E = 10.5 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Coeficiente de Poisson: } = 0.212$$

$$\epsilon_{\text{máx}} = \sigma_{\text{máx}} / E \quad (2.5) \qquad \epsilon_{\text{mín}} = \sigma_{\text{mín}} / E \quad (2.6)$$

$$= 374.6 / 10.5 \times 10^5$$

$$= -26.22 / 10.5 \times 10^5$$

$$= 3.567 \times 10^{-4}$$

$$= -2.5 \times 10^{-4}$$

$$\epsilon_{\text{máx}} = 356.7 \mu\text{m/m.}$$

$$\epsilon_{\text{mín}} = -25.4 \mu\text{m/m.}$$

2.1.2. Cálculo de los esfuerzos en la parte curva.- Igual que en la parte recta, analizaremos esfuerzos alternantes en la parte curva. Si una pieza se encuentra sometida a una carga  $P$  que actúa normalmente a la sección en el eje baricéntrico de la misma y a un momento flector, a estos esfuerzos se los denomina esfuerzos circunferenciales o tangenciales; además el momento flector nos produce esfuerzos radiales. La fig. 2.5 nos muestra la sección transversal de la parte curva del bastidor.

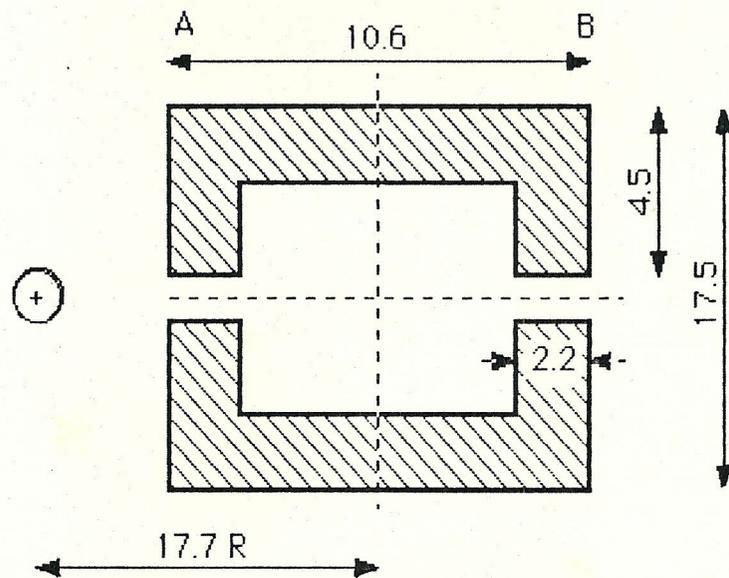


Fig. 2.5 SECCION TRANSVERSAL PARTE CURVA

2.1.2.a. Esfuerzos circunferenciales.- Las tensiones elásticas en



$$\sigma_A \text{ máx} = \frac{P_{\text{máx}}}{A} + \frac{M_{\text{máx}}}{AR} \left( 1 + \frac{Ca}{Z(R+Ca)} \right) \quad (2.7)$$

$$\sigma_A \text{ máx} = \frac{5000}{185.5} + \frac{5000(17.7)}{185.5(17.7)} \left( 1 + \frac{5.3}{0.04(17.7+5.3)} \right)$$

$$\sigma_A \text{ máx} = 209.20 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_A \text{ mín} = -\frac{P_{\text{mín}}}{A} - \frac{M_{\text{mín}}}{AR} \left( 1 + \frac{Ca}{Z(R+Ca)} \right) \quad (2.8)$$

$$\sigma_A \text{ mín} = -\frac{350}{185.5} - \frac{350(17.7)}{185.5(17.7)} \left( 1 + \frac{5.3}{0.04(17.7+5.3)} \right)$$

$$\sigma_A \text{ mín} = -14.64 \text{ kg/cm}^2$$

Donde la amplitud del esfuerzo,  $\sigma_a$  es:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (2.9)$$

$$\sigma_a = \frac{209.2 + 14.64}{2}$$

$$\sigma_{Aa} = 111.92 \text{ Kg/cm}^2$$

Y el esfuerzo medio en A,  $\sigma_m$  será:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (2.10)$$

$$\sigma_m = \frac{209.2 - 14.64}{2}$$

$$\sigma_m = 97.28 \text{ Kg/cm}^2$$

De la ecuación 2.3 calculo el factor de seguridad teórico para falla estática:

$$n_e = S_y / \sigma_{\text{máx}}$$

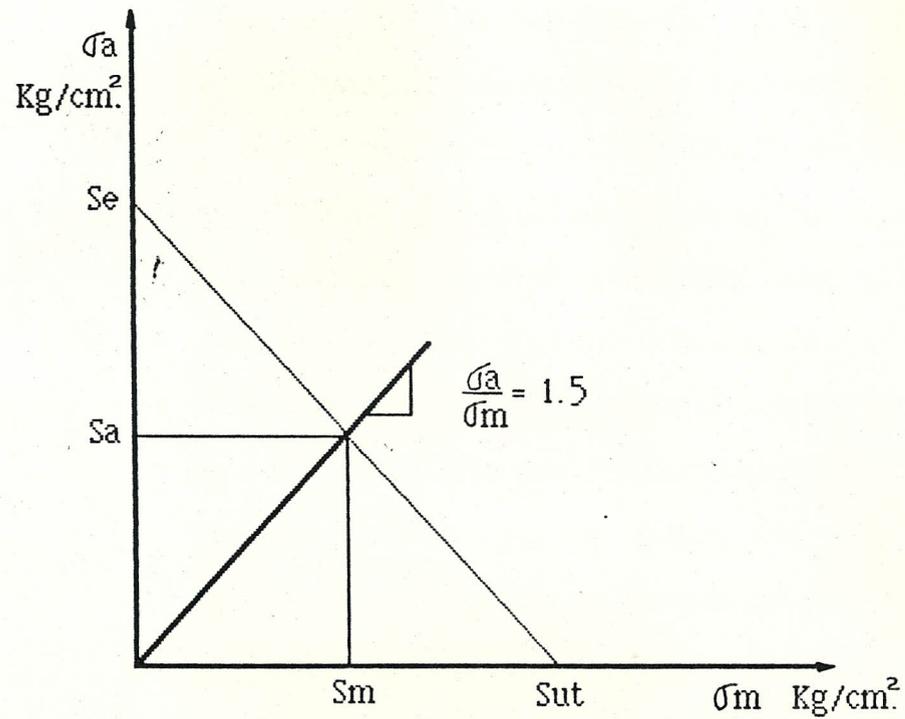
$$n_e = 2100 / 209.2$$

$$n_e = 10$$

De la ecuación 2.4 calculo el factor de seguridad para falla por fatiga:

$$n_f = S_a / \sigma_a$$

$S_a$  es calculado del gráfico  $\sigma_a$ . vs  $\sigma_m$ .



$$S_a = 1050$$

$$n_f = 1050/111.92$$

$$n_f = 8.97$$

$n_f$  es el factor de seguridad que gobierna el diseño en la parte curva.

El factor de seguridad que gobierna el diseño del cuerpo,  $n = 5.6$ , corresponde al factor por falla estática en la parte recta.

" Al flexionar radialmente las alas de una viga como se observa en la fig. 2.7; una franja circunferencial AB de estas alas están sometidas en sus extremos a fuerzas circunferenciales T pero debido a la curvatura del ala, estas fuerzas tienen una componente radial que hace que el ala se flexione transversalmente como si fuera una viga en voladizo, produciendo un cambio en la deformación unitaria longitudinal que es en sentido contrario a la deformación producida por la flexión primaria, por lo tanto, los esfuerzos se encuentran disminuidos en los puntos del ala alejados del alma y aumenta en los puntos cercanos"(Ref.#6). La fig. 2.8 nos muestra esta variación de los esfuerzos.

2.1.2.b. Esfuerzos radiales.- Cuando actúa un momento flector sobre una viga curva también se van a producir tensiones normales en planos perpendiculares al radio de curvatura que son denominados tensiones radiales en dirección del radio.

Las tensiones radiales son nulas en la cara inferior (cóncava) y en la cara exterior (convexa) de una viga curva; en el interior estas tensiones tienen valores relativamente pequeños cuando se trata de vigas de secciones llenas.

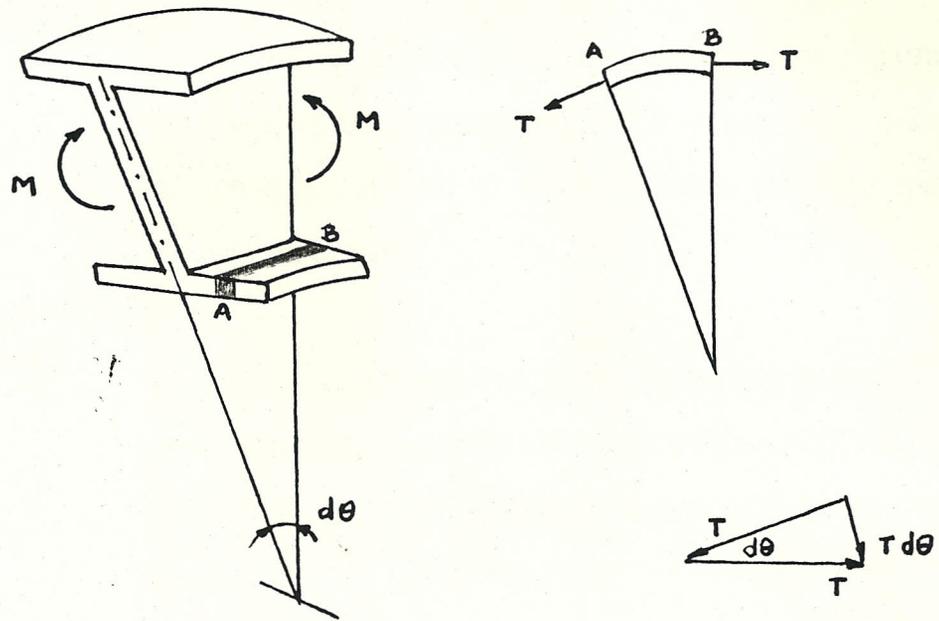


Fig. 2.7 VIGA SOMETIDA A FLEXION (Ref. # 6).

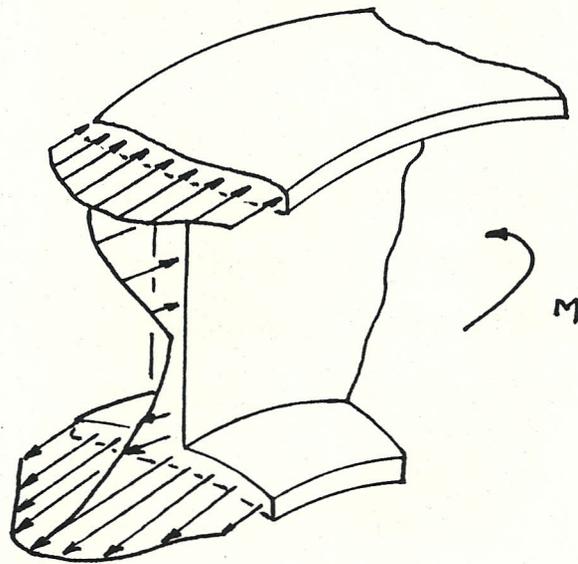


Fig. 2.8 ILUSTRACION DE ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES EN UNA VIGA CURVA. (Ref. # 6)

En vigas perfiladas, las tensiones radiales máximas se producen en el alma del perfil y pueden alcanzar valores que superen al de la tensión circunferencial máxima en la pieza.

La adición de una carga axial al momento flector no afecta los valores de las tensiones radiales. El valor de la tensión radial en un punto cualquiera de una viga curva está dada por la ecuación:

$$\sigma_r = \frac{M A}{R t a (R+y)} \left( 1 - \frac{Z'}{Z} \right) \quad (2.11)$$

Donde :

M: Momento flector de la viga.

R : Distancia desde el baricentro de la sección hasta el centro de curvatura de la viga descargada.

t : Ancho de la viga a la distancia y del eje baricéntrico.

A: Área de la sección.

Z : Magnitud que depende de la geometría de la sección.

Z': Magnitud característica del área A', análoga a la magnitud Z de la sección total.

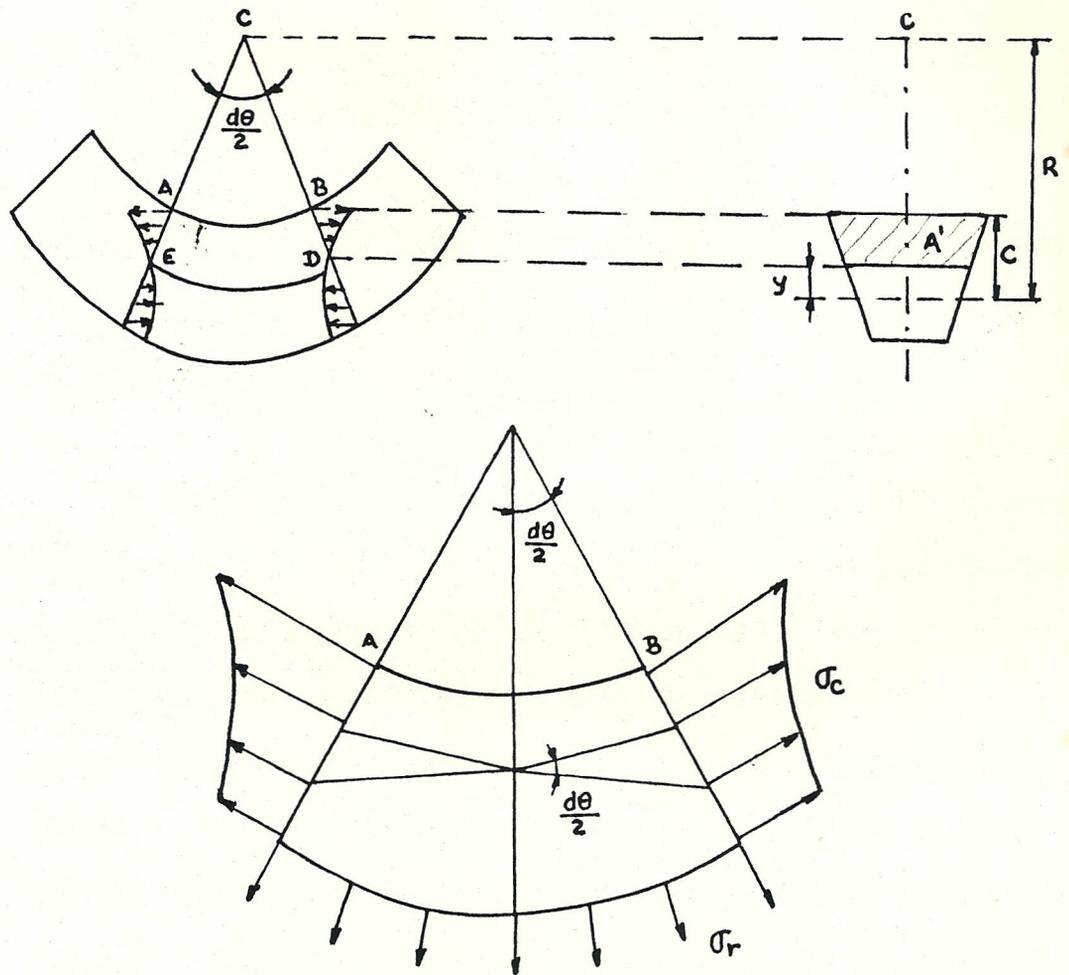


Fig. 2.9 ILUSTRACION DE ESFUERZOS RADIALES EN UNA VIGA CURVA

(Ref. # 6)

## CAPITULO III

### ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS

- 3.1. Análisis con recubrimiento quebradizo.- Los recubrimientos quebradizos que se adhieren a la superficie pueden revelar la deformación del material fundamental.

Probablemente la lámina (óxido de hierro delgado) que se forma sobre acero laminado en caliente, fue el primer material que se utilizó. El más popular de los recubrimientos quebradizos que pueden obtenerse es la laca de resina de madera (Stresscoat). La propiedad de una laca depende de la temperatura y humedad a las que se encuentre. "En general la laca se rocía hasta un espesor de 0.01 a 0.02 cm. sobre la superficie que debe estar limpia y libre de grasa y de partículas sueltas, así mismo se rocían las barras de calibración; ambas deben secarse a temperaturas uniformes hasta por 24 horas"( Ref. # 4).

Para facilitar la observación de rajaduras, con frecuencia se aplica una capa base de aluminio brillante; cuando la pieza de ensayo se somete a cargas, la laca se empezará a rajarse en el área de máximo esfuerzo principal, con rajaduras paralelas perpendiculares al esfuerzo principal. Con frecuencia esta información es suficiente pues nos revela el área crítica y la dirección del esfuerzo normal.

"La sensibilidad de entrada de las lacas Stresscoat es de 600 - 800 micrómetros por metro en un campo de esfuerzos uniaxial. El control de la selección de laca, espesor y temperaturas de ensayo pueden reducir la entrada hasta 400 micrómetros por metro" (Ref # 4). Si se desea se puede obtener la deformación aproximada usando la tira de calibración con la parte de ensayo; la tira se coloca en un dispositivo de carga y se flexiona como viga en voladizo lo que causa que el recubrimiento se raje en la superficie a tracción. La tira se coloca sobre un soporte que contiene graduaciones de deformación; una comparación visual de las rajaduras en la superficie del ensayo con las rajaduras en la tira revela la magnitud de deformación.

- 3.2. Análisis con recubrimientos birrefringentes.- "Un recubrimiento birrefringente es aquel que se vuelve doblemente refractivo cuando se deforma"(Ref #4). El principio es muy antiguo y se utilizan plásticos que se adhieren a toda clase de material, suficientemente refractivos y con constantes de deformación óptica estables; a esta técnica se la denomina Photostress.

Los plásticos para Photostress pueden obtenerse como láminas delgadas ( 0.112, 0.204, 0.305 ) cm. o en forma líquida. El material en lámina puede pegarse a la superficie con un adhesivo especial. El líquido puede aplicarse con brocha, rociarse o sumergirse la superficie en el líquido. La capa debe ser de por lo menos 0.0102 cm. de espesor; con frecuencia es necesario aplicar varias capas

sucesivas. Existen dos tipos de láminas y dos líquidos; los cuales difieren en capacidad para el estirado en la magnitud de la constante óptica de deformación.

### 3.3. Análisis con extensómetros de resistencia eléctrica (Strain Gages) .-

Las mediciones de deformación unitaria hasta un millonésimo de metro por metro son posibles con medidores de resistencia eléctrica; con esto pueden medirse deformaciones de superficie sobre cualquier forma o tamaño de objeto. En la fig. 3.1. se ilustra la construcción del medidor con una rejilla de alambre fino de aleación o de hoja delgada pegada a un papel con cubierta protectora con un cojín de fieltro.

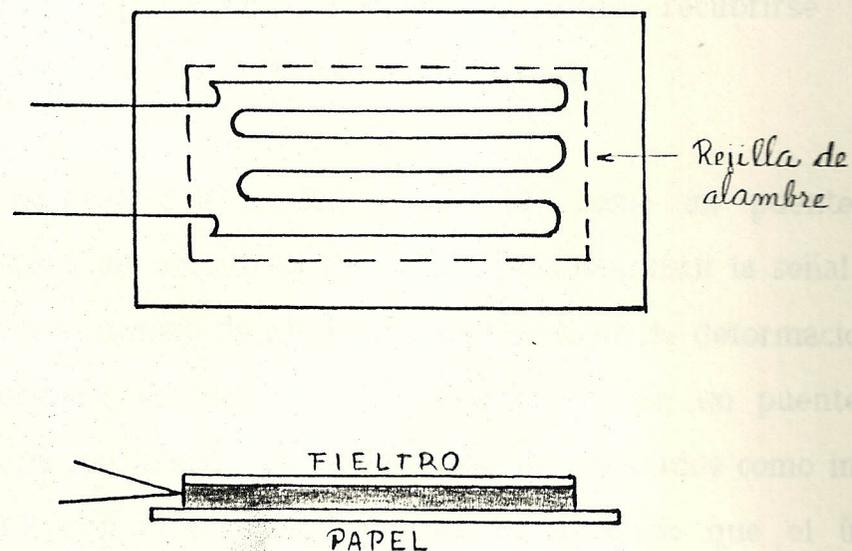


FIGURA 3.1 MEDIDORES DE RESISTENCIA ELECTRICA

En el uso el medidor está cementado rígidamente a la superficie del miembro a analizar. La relación de medición unitaria es:

$$\xi = \frac{\Delta R}{R} \left( \frac{1}{Gf} \right) \frac{\text{cm.}}{\text{cm}}$$

Si la resistencia  $R$  y el factor del medidor  $Gf$  son conocidos y se mide el cambio en la resistencia, pueden determinarse la deformación y aplicarse la ley de Hooke para obtener el esfuerzo.

Los medidores deben seleccionarse con cuidado y de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. La superficie en la cual va a aplicarse el medidor debe estar limpia, debe usarse cemento adecuado y el conjunto del medidor debe recubrirse para protegerlos contra las condiciones del ambiente.

Se necesita una unidad de medida como un puente de Wheatstone o un circuito de resistencia para descubrir la señal que resulta por el cambio de resistencia del medidor de deformaciones. Las deformaciones estáticas se miden mejor con un puente de Wheatstone con medidores de deformación conectados como indica la fig. 3.2, con el puente dispuesto de tal modo que el único desequilibrio es el cambio de resistencia en el medidor de deformación. La diferencia de potencial entre los terminales de salida se convierte en una medida de deformación. Además ésta es

sensitiva a la temperatura y medirá el efecto combinado; sin embargo si los terminales de salida se conectan en el ramal de bifurcación adyacente al que contiene el medidor activo y un medidor simulado es pegado con cemento a una pieza sin esfuerzo del mismo material sujeto a las mismas condiciones de temperatura, se anula el efecto de temperatura en la resistencia eléctrica.

El experimentador debe determinar los arreglos más prácticos para el problema a resolver y debe tener en cuenta que el puente se desequilibra en proporción a la diferencia de las deformaciones de los medidores localizados en ramales adyacentes y a la suma de deformaciones de los medidores localizados en ramales opuestos.

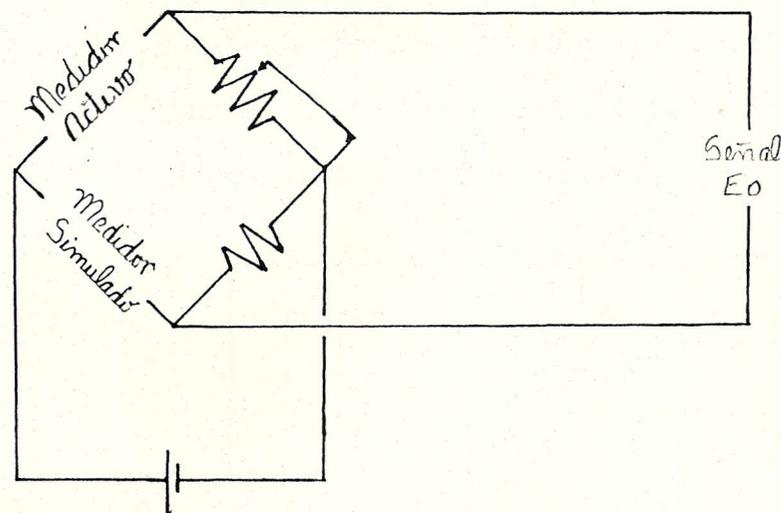


FIGURA 3.2. CIRCUITO DE PUENTE DE WHEATSTONE

3.3.1. Sensibilidad transversal.- Los medidores de resistencia eléctrica poseen cierta sensibilidad de deformación en la dirección perpendicular al eje del medidor. En un campo de

esfuerzos uniaxial, esta sensibilidad transversal no es de interés, ya que el factor de medidor se obtuvo en tal campo. En cambio, en un campo de esfuerzos biaxial, el no tomar en cuenta la sensibilidad transversal, nos dará deformaciones ligeramente erróneas.

3.3.2. Rosetas de deformación.- En un campo de esfuerzos biaxiales general, se desconocen las direcciones del plano principal, así como los esfuerzos. Para este caso se montan tres medidores en tres direcciones diferentes. Existen en el comercio tres combinaciones de medidores llamadas rosetas de deformación.

3.3.2.a. Roseta de deformación rectangular.- Esta cubre un mínimo de área; es la mejor cuando el gradiente de deformación es elevado. Véase fig. 3.3.

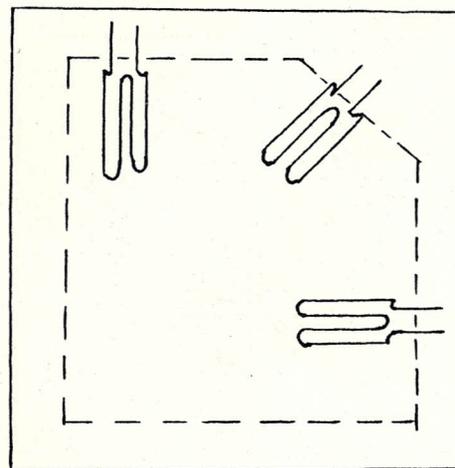


FIGURA 3.3 ILUSTRACION DE UNA ROSETA RECTANGULAR

3.3.2.b. Roseta de deformación equiangular.- En esta los medidores no se traslapan y pueden usarse cuando el gradiente de deformación es bajo. Véase fig. 3.4.

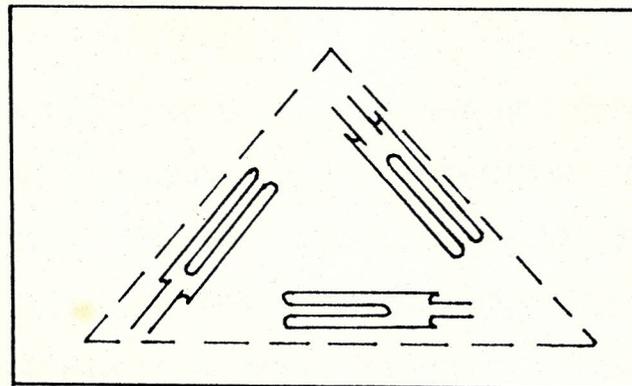


FIGURA 3.4 ILUSTRACION DE UNA ROSETA EQUIANGULAR

3.3.2.c. Roseta de deformación T-Delta.- Esta no ocupa más área que la roseta equiangular y provee un medidor para una verificación extra o de seguro. Véase fig. 3.5.

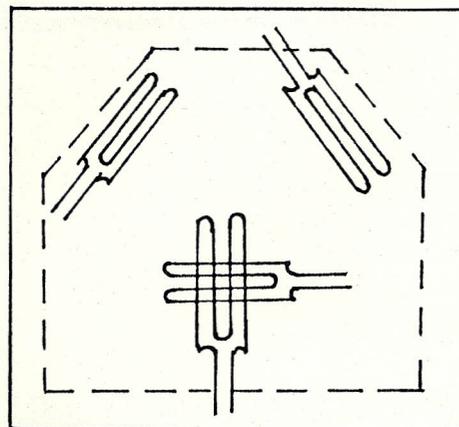


FIGURA 3.5 ILUSTRACION DE UNA ROSETA T-DELTA

3.3.3. Medidores de hoja.- Los medidores de hoja se fabrican con hoja metálica delgada mediante métodos de fotograbado se aplican, se equipan de instrumentos, se leen y evalúan igual que los del tipo de rejilla de alambre.

Los medidores de hoja por ser más delgados, pueden aplicarse fácilmente a las superficies curvas, tienen sensibilidad transversal más baja, exhiben histéresis bajo cargas cíclicas, se reblandecen poco bajo cargas sostenidas y pueden almacenarse unos encima de otros. Véase la fig. 3.6.

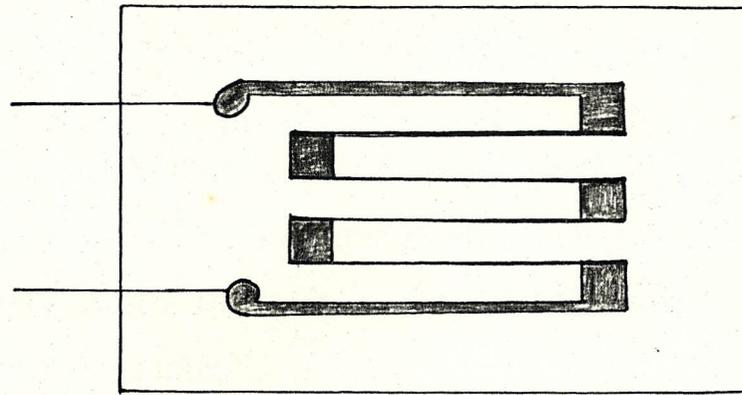


FIGURA 3.6 MEDIDOR DE DEFORMACION DE HOJA

## CAPITULO IV

### PRUEBAS EXPERIMENTALES

4.1. Pruebas experimentales en el bastidor.- Se realizaron pruebas colocando rosetas de deformación rectangulares en tres sitios distintos del bastidor para ser comparados entre sí. Se utilizó como equipo el sensor de deformaciones para calibrar los extensómetros, el selector de canales para tomar datos de cada uno de ellos y el sensor pico de deformaciones para tomar datos de la deformación máxima en el momento del troquelado de la chapa metálica y la deformación mínima en el momento de la extracción. La colocación de las rosetas se observa en la fig. 4.1.

Las pruebas fueron hechas a tres distintos materiales, Aluminio laminado duro ( $St= 28 \text{ Kg/mm}^2$ ); Cobre laminado en caliente ( $St= 50 \text{ kg/mm}^2$ ); Acero 1010 ( $St= 40 \text{ kg/mm}^2$ ). Los datos obtenidos se observan en la tabla I.

4.2. Pruebas experimentales en el pisón.- Se realizaron las pruebas colocando una roseta de deformación en el pisón y los datos fueron obtenidos, al igual que en el bastidor, utilizando los mismos equipos y al mismo tiempo. Así mismo las pruebas se realizaron a los tres materiales. La colocación de la rosetas se observa en la fig. 4.2. y los datos en la tabla I.

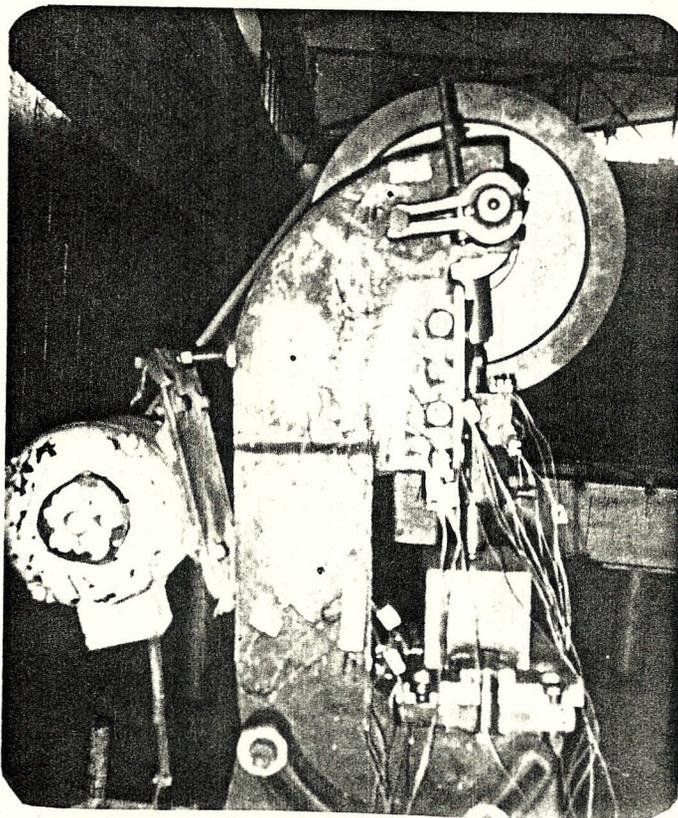


Fig. 4.1. UBICACION DE LOS EXTENSOMETROS EN EL BASTIDOR

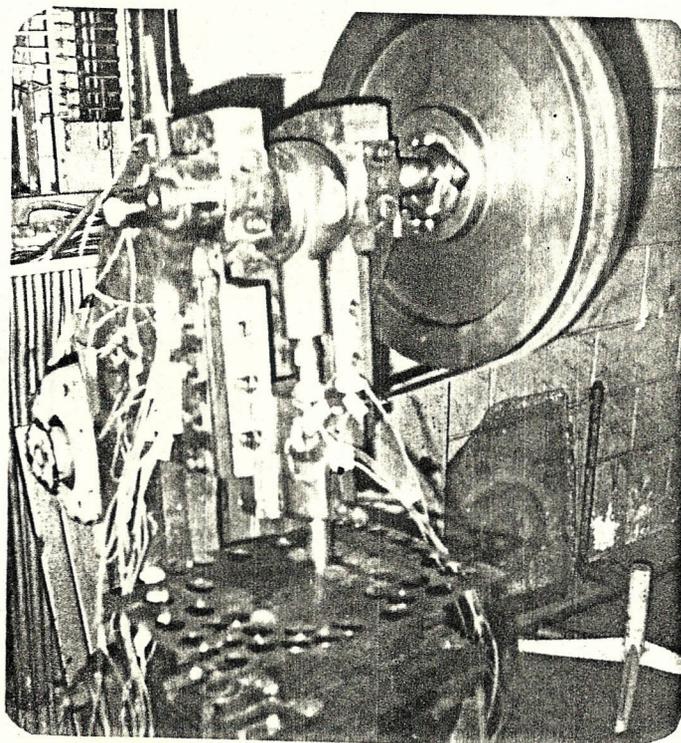


Fig. 4.2 UBICACION DEL EXTENSOMETRO EN EL PISON.

Deformaciones $\mu\text{m}/\text{m}$ .		CUERPO 0 BASTIDOR									PISON		
		1			2			3			4		
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°
Acero	Emáx	12	2	4	10	8	10	8	10	17	5	51	4
	E mín	-17	-26	-65	-29	-75	-40	-14	-53	-6	-92	-47	-11
Aluminio	Emáx	23	6	6	30	4	17	6	8	12	16	50	13
	E mín	-25	-53	-24	-48	-45	-39	-28	-42	-24	-27	-24	-28
Cobre	Emáx	60	29	15	34	14	40	24	7	6	8	46	5
	E mín	-15	-9	-18	-30	-24	-14	-20	-9	-34	-69	-56	-26

Tabla I . VALORES PICO DE LAS DEFORMACIONES

4.3. Cálculo de deformaciones alternantes.- Con los datos obtenidos del sensor pico de deformaciones, calculamos las deformaciones alternantes, la amplitud de deformación y la deformación media para cada una de las direcciones A, B, C de la roseta, tal como se muestra en la fig. 4.3., mediante la ecuación:

$$\epsilon_a = \frac{\epsilon_{\text{máx}} - \epsilon_{\text{mín}}}{2} \quad (4.1)$$

$$\epsilon_m = \frac{\epsilon_{\text{máx}} + \epsilon_{\text{mín}}}{2} \quad (4.2)$$

$\epsilon_a$  : Amplitud de deformación.

$\epsilon_m$  : Deformación media.

$\epsilon_{\text{máx}}$  : Deformación máxima.

$\epsilon_{\text{mín}}$  : Deformación mínima.

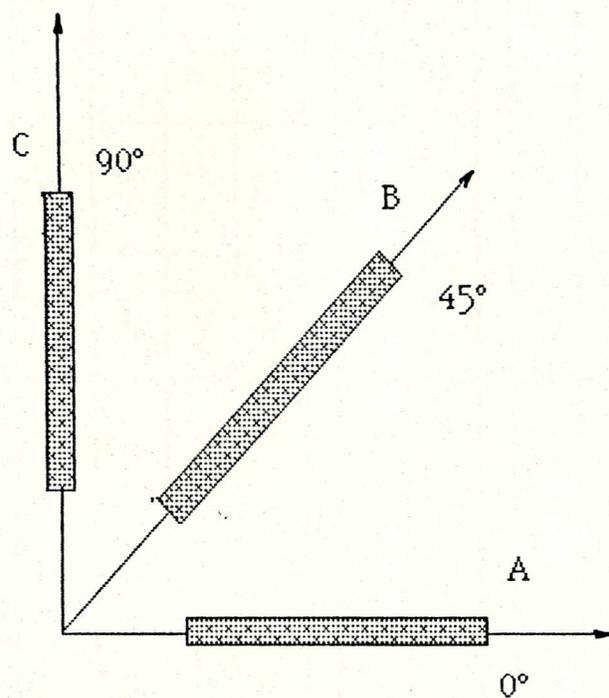


Fig. 4.3 ILUSTRACION DE UNA ROSETA RECTANGULAR Y LOS ANGULOS QUE FORMA CON EL EJE X

Los valores de las deformaciones alternantes se observan en la tabla II.

- 4.4. Cálculo de deformaciones en el plano X-Y y deformaciones principales.- Una vez calculadas las deformaciones alternantes, las deformaciones en el plano se determinan mediante las ecuaciones para roseta rectangular:

$$\epsilon_x = \epsilon_a \quad (4.3)$$

$$\epsilon_y = \epsilon_c \quad (4.4)$$

$$\gamma_{xy} = 2\epsilon_a - \epsilon_b - \epsilon_c \quad (4.5)$$

Deformaciones $\mu\text{m}/\text{m}$ .		CUERPO 0 BASTIDOR									PISON		
		1			2			3			4		
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°
Acero	$E_a$	14.5	14	34.5	19.5	41.5	25	11	31.5	11.5	48.5	49	7.5
	$E_m$	-2.5	-12	-30.5	-9.5	-33.5	-15	-3	-21.5	-5.5	-43.5	2	3.5
Aluminio	$E_a$	24	29.5	15	39	24.5	28	17	25	18	21.5	35	15.5
	$E_m$	-1	-23.5	-9	-9	-20.5	-11	-11	-17	-12	-5.5	15	-12.5
Cobre	$E_a$	37.5	19	16.5	32	19	27	22	8	20	38.5	51	15.5
	$E_m$	22.5	10	-1.5	2	-5	13	2	-1	-14	-30.5	-5	-10.5

Tabla II. VALORES DE LAS DEFORMACIONES ALTERNANTES.

Las deformaciones principales son determinadas mediante ecuaciones del círculo de Mohr:

$$R = \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} + \frac{\gamma_{xy}}{2} \quad (4.6)$$

$$\epsilon_0 = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \quad (4.7)$$

$$\epsilon_1 = R + \epsilon_0 \quad (4.8)$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_0 - R \quad (4.9)$$

Los valores de las deformaciones en el plano y deformaciones principales están dadas en  $\mu\text{m}/\text{m}$ . y se observan en la tabla III.

4.5. Cálculo de los esfuerzos en el plano X-Y y esfuerzos principales. - Los esfuerzos en el plano son calculados por medio de la ley de Hooke para esfuerzos biaxiales ( $\sigma_z = 0$ )

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_x + \mu \epsilon_y) \quad (4.10)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_y + \mu \epsilon_x) \quad (4.11)$$

DEFORMACIONES		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
$\mu\text{m/m.}$		1	2	3	4	
ACERO	amplitud	$\epsilon_x$	14.5	19.5	11	8.5
		$\epsilon_y$	34.5	25	11.5	7.5
		$\gamma_{xy}$	-21	38.5	40.5	42
		$\epsilon_1$	39	41.69	31.50	57.35
		$\epsilon_2$	10	2.84	-9	-1.35
		$\gamma_{\text{máx}}$	29	38.89	40.50	58.69
	media	$\epsilon_x$	-2.5	-9.5	-3	-43.5
		$\epsilon_y$	-30.5	-15	-5.5	3.5
		$\gamma_{xy}$	9	-42.5	-34.5	44
		$\epsilon_1$	-1.79	9.18	13.04	12.19
		$\epsilon_2$	-31.20	-33.68	-21.54	-52.19
		$\gamma_{\text{máx}}$	29.41	42.85	34.59	64.38

Tabla III.a. VALORES DE LAS DEFORMACIONES EN EL PLANO Y DEFORMACIONES PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON ACERO ( $\sigma_t = 40 \text{ Kg/mm}^2$ ).

DEFORMACIONES		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
$\mu\text{m}/\text{m.}$		1	2	3	4	
ALUMINIO	amplitud	$\epsilon_x$	24	39	17	21.5
		$\epsilon_y$	15	28	18	15.5
		$\gamma_{xy}$	20	-18	15	33
		$\epsilon_1$	30.47	44.05	25.02	35.27
		$\epsilon_2$	8.53	22.95	9.98	1.73
		$\gamma_{\text{máx}}$	21.93	21.09	15.03	33.54
	media	$\epsilon_x$	-1	-9	-11	-5.5
		$\epsilon_y$	-9	-11	-12	-12.5
		$\gamma_{xy}$	-37	-21	-11	48
		$\epsilon_1$	13.93	0.55	-5.98	15.25
		$\epsilon_2$	-23.93	-20.55	-17.02	-33.25
		$\gamma_{\text{máx}}$	37.85	21.09	11.04	48.51

Tabla III.b. VALORES DE LAS DEFORMACIONES EN EL PLANO Y DEFORMACIONES PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON ALUMINIO ( $\sigma_t = 28 \text{ Kg}/\text{mm}^2$ ).

DEFORMACIONES		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
$\mu\text{m/m.}$		1	2	3	4	
COBRE	amplitud	$\epsilon_x$	37.5	32	22	38.5
		$\epsilon_y$	16.5	27	20	15.5
		$\gamma_{xy}$	-16	-21	-26	48
		$\epsilon_1$	40.2	40.29	34.04	53.61
		$\epsilon_2$	13.79	18.71	7.96	0.39
		$\gamma_{\text{máx}}$	26.4	21.59	26.08	53.23
	media	$\epsilon_x$	22.5	2	2	-30.5
		$\epsilon_y$	-1.5	13	-14	-10.5
		$\gamma_{xy}$	-1	-25	10	31
		$\epsilon_1$	22.51	21.16	3.43	-2.05
		$\epsilon_2$	-1.51	-6.16	-15.43	-38.95
		$\gamma_{\text{máx}}$	24.02	27.31	18.87	36.98

Tabla III.c. VALORES DE LAS DEFORMACIONES EN EL PLANO Y DEFORMACIONES PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON COBRE ( $\sigma_t = 50 \text{ Kg/mm}^2$ ).

Los valores de los esfuerzos en el plano y esfuerzos principales se observan en la tabla IV, al igual que el ángulo que forma el eje principal 1 con el eje X, donde el ángulo se toma en sentido antihorario.

#### 4.6. Cálculo de esfuerzos máximos y factores de seguridad reales.

Determinados los esfuerzos principales de amplitud y medio, calculamos los esfuerzos de Von Mises, medio y alternante tal como sigue:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m} \sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2} \quad (4.12)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a} \sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2} \quad (4.13)$$

El esfuerzo máximo producido es:

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma'_a + \sigma'_m \quad (4.14)$$

El factor de seguridad para falla estática será:

$$n_e = S_y / \sigma_{\text{máx}} \quad (4.15)$$

ESFUERZOS		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
MPa.		1	2	3	4	
ACERO	amplitud	$\sigma_x$	2.37	2.69	1.46	-4.65
		$\sigma_y$	4.09	3.17	1.50	-0.62
		$\tau_{xy}$	-0.82	1.49	1.58	1.71
		$\sigma_1$	4.47	4.60	3.22	0.12
		$\sigma_2$	1.99	1.27	-0.25	-5.39
		$\tau_{m\acute{a}x}$	1.13	1.51	1.58	2.20
		$\theta$	23.2°	139.1°	135.4°	158.5°
	media	$\sigma_x$	-0.98	-1.38	-0.45	-4.65
		$\sigma_y$	-3.38	-1.85	-0.67	-0.62
		$\tau_{xy}$	0.35	-1.65	-1.34	1.71
		$\sigma_1$	-0.91	0.22	0.92	-0.12
		$\sigma_2$	-3.43	-3.45	-2.04	-5.39
		$\tau_{m\acute{a}x}$	1.14	1.67	1.35	2.50
		$\theta$	8.91°	138.7°	137.1°	158.5°

Tabla IV.a. VALORES DE ESFUERZOS EN EL PLANO Y ESFUERZOS PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON ACERO.

ESFUERZOS		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
MPa.		1	2	3	4	
ALUMINIO	amplitud	$\sigma_x$	2.96	4.89	2.27	2.69
		$\sigma_y$	2.19	3.95	2.35	2.18
		$\tau_{xy}$	0.78	-0.7	0.58	1.28
		$\sigma_1$	3.51	5.32	2.95	3.88
		$\sigma_2$	1.63	3.51	1.66	1.01
		$\tau_{\text{máx}}$	0.85	0.821	0.585	1.305
		$\theta$	32.9°	150.7°	136.9°	39.8°
	media	$\sigma_x$	-0.316	-1.233	-1.474	-0.89
		$\sigma_y$	-1.003	-1.405	-1.56	-1.49
		$\tau_{xy}$	-1.44	-0.82	-0.43	1.87
		$\sigma_1$	0.964	-0.41	-1.043	0.89
		$\sigma_2$	-2.28	-2.22	-1.99	-3.275
		$\tau_{\text{máx}}$	1.47	0.821	0.43	1.89
		$\theta$	141.1°	137.9°	137.6°	40.8°

Tabla IV.b. VALORES DE ESFUERZOS EN EL PLANO Y ESFUERZOS PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON ALUMINIO.

ESFUERZOS		CUERPO o BASTIDOR			PISON	
MPa.		1	2	3	4	
COBRE	amplitud	$\sigma_x$	4.462	4.105	2.85	4.55
		$\sigma_y$	2.66	3.68	2.68	2.575
		$\tau_{xy}$	-0.622	-0.82	-1.012	1.87
		$\sigma_1$	4.69	4.82	3.89	5.84
		$\sigma_2$	2.43	2.97	1.65	1.28
		$\tau_{m\acute{a}x}$	1.03	0.84	1.015	2.07
		$\theta$	161.4°	141.7°	137.2°	32.2°
	media	$\sigma_x$	2.414	0.52	-0.105	-3.56
		$\sigma_y$	0.356	1.46	-1.48	-1.85
		$\tau_{xy}$	-0.04	-0.97	0.39	1.21
		$\sigma_1$	2.415	2.16	0.018	-1.12
		$\sigma_2$	0.35	-0.18	-1.6	-4.286
		$\tau_{m\acute{a}x}$	0.935	1.06	0.73	1.435
		$\theta$	178.8°	33.1°	16°	151.4°

Tabla IV.c. VALORES DE ESFUERZOS EN EL PLANO Y ESFUERZOS PRINCIPALES EN LA PRUEBA CON COBRE.

El factor de seguridad para una falla por fatiga, se obtiene de la ecuación:

$$n_f = S_a / \sigma'_a \quad (4.16)$$

Donde  $S_a$  se determina mediante el gráfico  $\sigma'_a$  vs.  $\sigma'_m$ . Los valores de los esfuerzos de Von Mises, así como los factores de seguridad, se observan en la tabla V.

		CUERPO o BASTIDOR			PISON
		1	2	3	4
ACERO	$\sigma_a$	3.88	4.118	3.35	5.71
	$\sigma_m$	3.08	3.57	2.63	5.46
	$\sigma_{m\acute{a}x}$	6.96	7.69	5.98	11.17
	ne	30.7	27.8	35.7	19.1
	nf	18.4	19.9	21.2	13.5
ALUMINIO	$\sigma_a$	3.045	4.689	2.564	3.489
	$\sigma_m$	2.888	2.049	1.725	3.793
	$\sigma_{m\acute{a}x}$	5.933	6.737	4.289	7.281
	ne	36	31.7	49.8	29.3
	nf	18.2	18.2	29.6	21.2
COBRE	$\sigma_a$	4.066	4.209	3.38	5.32
	$\sigma_m$	2.258	2.257	1.61	3.85
	$\sigma_{m\acute{a}x}$	6.32	6.466	4.99	9.17
	ne	33.8	33	42.8	23.3
	nf	19.8	20.2	25.2	15.4

Tabla V. VALORES DE ESFUERZOS DE VON MISSES, ESFUERZOS MAXIMOS Y FACTORES DE SEGURIDAD REALES.

## CAPITULO V

### EVALUACIONES FINALES

5.1. Análisis y discusión de resultados.- De acuerdo a los factores de seguridad obtenidos a pesar de que los resultados variaban entre una prueba y otra, nos demuestra que para la misma carga máxima (5000 Kgf.), el bastidor se encuentra sobredimensionado; por lo tanto, se realizará un rediseño de la sección transversal del cuerpo para la parte recta y la parte curva, ya que las deformaciones y esfuerzos reales son menores a los calculados teóricamente.

5.2. Nuevo dimensionamiento de la estructura.- Como en el estudio teórico de los esfuerzos obtuvimos un factor de seguridad teórico de 5.6, para el rediseño:

Asumo  $n = 2.8$

$$\sigma_{\text{máx}} = S_y / n \quad (5.1)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2100 \text{ kg/cm}^2}{2.8}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 750 \text{ Kg/cm}^2$$

Asumiendo que el bastidor se encuentra sometido solo a momento flexionante y que el radio máximo desde la fuerza hasta el punto donde se aplica el momento es  $r = 15$  cm. (menor al asumido en el diseño original), tenemos:

PARTE RECTA:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M}{Z} = \frac{P_{\text{máx}} \cdot r}{Z} = \frac{5000 (15)}{Z} \quad (5.2)$$

$$Z = \frac{5000 (15)}{750}$$

$$Z = 100 \text{ cm}^3$$

Con  $Z = 100 \text{ cm}^3$  y del manual para perfiles en C del acero determinamos las dimensiones de la nueva sección transversal del bastidor:

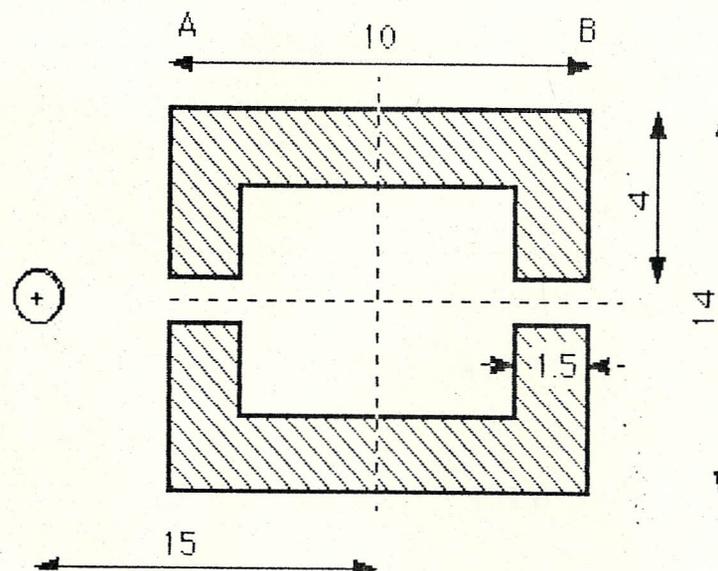


FIGURA 5.1 DIMENSIONES DE LA PARTE RECTA

Calculamos el nuevo valor del espesor  $t$  para fundición:

$$I = Z_c = 100 (5)$$

$$I = 500 \text{ cm}^4$$

$$I = \sum \left( \frac{bh^3}{12} + A d^2 \right) \quad (5.3)$$

$$I = 2 \left( \frac{t \times 10^3}{12} \right) + 4 \left( \frac{(4-t)t}{12} \right) + 4(4-t)t \left( 5 - \frac{t}{2} \right)^2$$

$$I = 566.7t - 180t^2 + 25.3t^3 - 1.3t^4 \quad (5.4)$$

Calculamos para varios valores de  $t$  hasta obtener un valor aproximado a  $I = 500 \text{ cm}^4$

<u>t (cm.)</u>	<u>I (cm<sup>4</sup>)</u>
1	410.7
1.2	461.8
1.5	523.8

Escogemos el espesor de 1.5 cm. que resulta un I aproximadamente mayor.

Calculo nuevamente el factor de seguridad, tomando en consideración también la fuerza axial que soporta el bastidor; de la ecuación 2.1 :

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{P}{A} + \frac{M}{Z}$$

Donde:

$$A = 4(1.5)4 + 2(10 - 2(1.5))1.5$$

$$A = 45 \text{ cm}^2$$

$$Z = I/c = 523.8 / 5$$

$$Z = 104.76 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{5000}{45} + \frac{5000(15)}{104.76} = 827.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = S_y / \sigma_{\text{máx}} = \frac{2100}{827.03}$$

$$n = 2.54$$

PARTE CURVA: A partir de la parte recta y por consideraciones de estética y diseño, escogemos la misma sección, dos canales, a los que se les calcula el nuevo dimensionamiento por medio de la corrección de Bleich ( Ver Apéndice A) y la comprobación respectiva de resistencia a los esfuerzos presentes en ésta parte del cuerpo. Donde:

$$b_{p'} = \alpha b_p \quad (5.5)$$

$$b' = 2 b_{p'} + t \quad (5.6)$$

Del Apéndice A:

$$\frac{b_p^2}{rt} = \frac{10^2}{15(1.5)} = 4.44 \quad \text{--->} \quad \alpha = 0.367$$

$$b_{p'} = 0.367 (10) = 3.67$$

$$b_l' = 2 (3.67) + 1.5$$

$$b_l' = 8.84 \text{ cm.}$$

$$\frac{b_p^2}{rt} = \frac{4}{15(1.5)} = 0.71 \quad \text{--->} \quad \alpha = 0.8$$

$$b_{p'} = b_{2'} = 0.8 (4)$$

$$b_2' = 3.2 \text{ cm.}$$

Por lo tanto la sección transversal en la parte curva es:

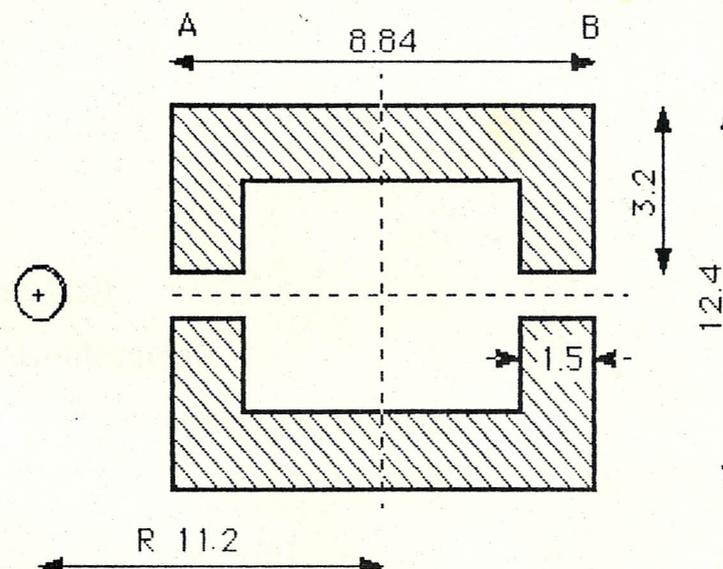


FIGURA 5.2 DIMENSIONES DE LA PARTE CURVA.

Calculamos el nuevo valor de  $Z$ ; designando las áreas para nuestra viga de la siguiente forma:

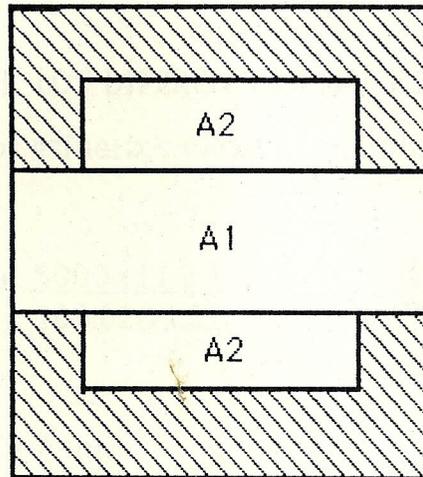


FIGURA 5.3 DESIGNACION DE LAS AREAS EN SECCION DE LA PARTE CURVA.

$A_t$  = Area total.

$A_1$  = Area intermedia.

$A_2$  = Area entre las alas de la sección.

$$Z = \int \frac{-y}{A_t} dA_t + \int \frac{y}{A_1} dA_1 + \int \frac{2(y)}{A_2} dA_2 \quad (5.7)$$

$$A_t = 109.6 \text{ cm}^2$$

$$dA_t = 12.4 \text{ dy}$$

$$A_1 = 53.04 \text{ cm}^2$$

$$dA_1 = 6.0 \text{ dy}$$

$$A_2 = 9.93 \text{ cm}^2$$

$$dA_2 = 1.7 \text{ dy}$$

$$Z = - \frac{12.4}{109.6} \int_{-4.42}^{4.42} y \, dy + \frac{6}{53.04} \int_{-4.42}^{4.42} y \, dy + \frac{2(1.7)}{9.93} \int_{-2.92}^{2.92} y \, dy$$

$$Z = 0.04 \text{ cm}^3$$

CALCULO DE LOS DIFERENTES ESFUERZOS: De la ecuación 2.7 y 2.8 calculamos los esfuerzos máximo y mínimo respectivamente:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{5000}{109.62} + \frac{5000(11.2)}{109.62(11.2)} \left( 1 + \frac{4.42}{0.04(11.2 + 4.42)} \right)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 413.9 \text{ Kg / cm.}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \frac{-350}{109.62} - \frac{350(11.2)}{109.62(11.2)} \left( 1 + \frac{4.42}{0.04(11.2 + 4.42)} \right)$$

$$\sigma_{\text{mín}} = - 28.97 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\sigma_a = 221.44 \text{ Kg / cm}^2 \quad (\text{ amplitud de esfuerzo } )$$

$$\sigma_m = 192.46 \text{ Kg / cm}^2 \quad (\text{ esfuerzo medio } )$$

El nuevo factor de seguridad para falla estática para la parte curva, de la ecuación 2.3, es:

$$n_e = 2100 / 413.9$$

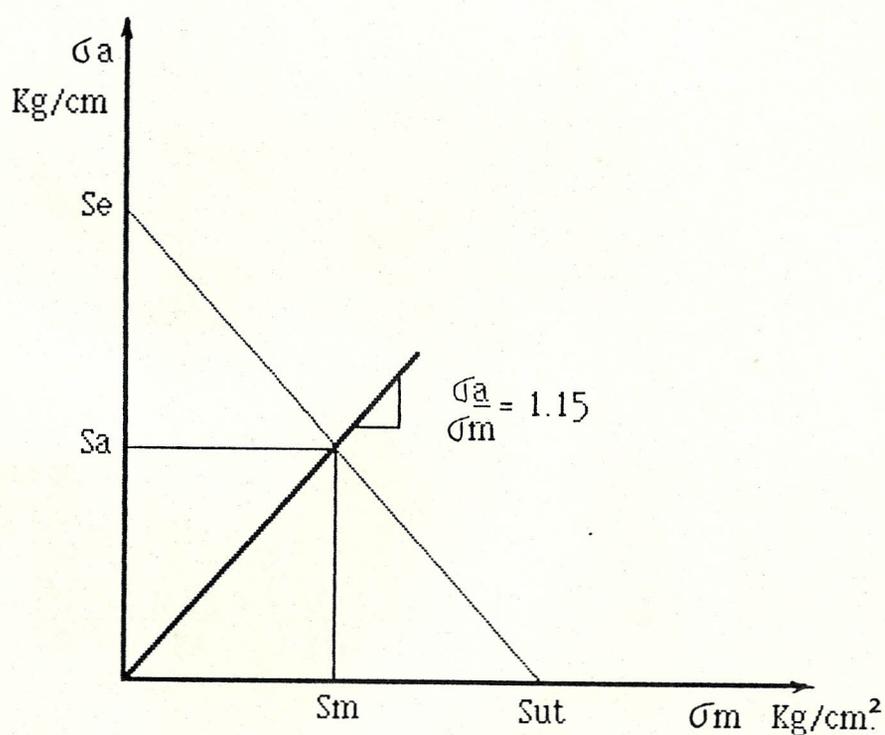
$$n_e = 5.1$$

El factor de seguridad para falla por fatiga, de la ecuación 2.4, es:

$$nf = 740 / 221.44$$

$$nf = 3.34$$

Sa es tomado del gráfico  $\sigma_a$  vs.  $\sigma_m$



CALCULO DE LAS DEFLEXIONES: Observando la fig. 5.4, calculamos la deflexion que se produce en la parte recta, como en la parte curva del bastidor:

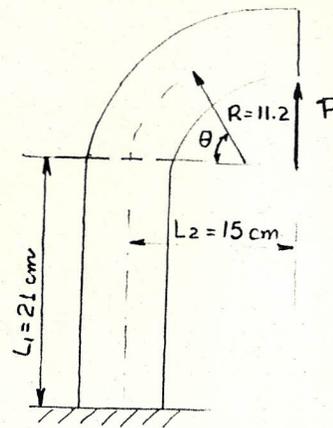


Fig. 5.4 ESQUEMA DEL CUERPO O BASTIDOR.

Parte recta:

$$\delta_1 = \frac{P L_1}{AE} \quad (5.8)$$

$$\delta_1 = \frac{5000(21)}{45 (10.5 \text{ E}5)} = 0.0022 \text{ cm.}$$

Parte curva:

$$\delta_2 = \frac{\partial U}{\partial P} = \int \frac{N dS}{2 EA} + \int \frac{V dS}{2 GA} + \int \frac{M dS}{2 EI} \quad (5.9)$$

Donde:

$$N = P \cos\theta. \quad (5.10)$$

$$V = P \text{ Sen}\theta. \quad (5.11)$$

$$M = PR \cos\theta. \quad (5.12)$$

$$dS = R d\theta. \quad (5.13)$$

$$U = \frac{P^2 R}{2EA} \int_0^{\pi/2} \cos \theta \, d\theta + \frac{P^2 R}{2GA} \int_0^{\pi/2} \sin \theta \, d\theta + \frac{P^2 R^3}{2EI} \int_0^{\pi/2} \cos \theta \, d\theta$$

$$\delta_2 = \frac{PR}{EA} \left(\frac{\pi}{4}\right) + \frac{PR}{GA} \left(\frac{\pi}{4}\right) + \frac{PR}{EI} \left(\frac{\pi}{4}\right)$$

$$\delta_2 = \frac{5000(11.2)(0.785)}{10.5 \times 10^4 (41.52)} + \frac{5000(11.2)(0.785)}{4.14 \times 10^4 (41.52)} + \frac{5000(11.2)(0.785)}{10.5 \times 10^4 (523.8)}$$

$$\delta_2 = 0.0046 \text{ cm.}$$

$$\delta_T = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_T = 0.0068 \text{ cm.}$$

La deflexión máxima permisible para máquinas-herramientas es:

$$\delta_{\text{máx}} = L^2 / 1500$$

$$\delta_{\text{máx}} = 15 / 1500$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0.01 \text{ cm.}$$

Donde la deflexión total en el rediseño es menor al máximo permitido.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. De acuerdo al estudio teórico realizado de los esfuerzos que se producen en las vigas curvas de la prensa excéntrica (Fig. 1.1), cuando se encuentran sometidas a cargas y momentos, la colocación de los extensómetros debe ser lo más cercano posible a la parte cóncava de la estructura donde se producen los máximos esfuerzos circunferenciales, en el punto de unión del ala con el alma de la viga en la cual se producen los máximos esfuerzos radiales y en la terminación de la parte recta y comienzo de la parte curva donde actúan el esfuerzo máximo y la fuerza máxima.
2. Los datos obtenidos experimentalmente variaban de una prueba a otra por el mal funcionamiento de la prensa, debido a que el sistema de embrague se encontraba defectuoso por lo que fueron escogidos los más satisfactorios.
3. Tomando como parámetros los resultados obtenidos en las pruebas con la plancha de acero determinamos que los máximos esfuerzos se producen al final de la parte recta y al inicio de la parte curva de la estructura, siendo los factores de seguridad para falla estática y por fatiga de 35.7 y 21.2 respectivamente; por lo tanto debido a estos altos factores se considera que la estructura se encuentra sobredimensionada, lo que nos llevó a un rediseño asumiendo un valor de 2.8, menor al valor teórico del diseño original ( $n=5.6$ ).

4. El rediseño de la sección transversal del bastidor para la parte recta se muestra en la fig. 5.1, donde se asumió que la viga se encontraba sometida sólo a momento flexionante y no a carga axial para facilitar el cálculo y la obtención de la nueva sección verificando, que el factor de seguridad obtenido al someter la sección a carga axial, no variaba significativamente con respecto al asumido anteriormente.
5. El rediseño de la sección transversal del bastidor para la parte curva se muestra en la fig. 5.2, en la cual por estética de diseño se escogió al igual que en la parte recta una sección de dos canales, se utilizó la corrección de Bleich para la obtención de la nueva sección y se verificó que los factores de seguridad para falla estática y por fatiga sean mayores que 2.8.
6. La deflexión total calculada en el rediseño del bastidor es de 0.0068 cm. menor a la máxima permisible para una máquina- herramienta cuyo valor es de 0.01 cm.; por lo tanto éste nuevo dimensionamiento de la estructura se consideraría rígido ya que no se deflejará apreciablemente al aplicársele la fuerza y el momento flexionante.
7. El plano de construcción de la estructura del bastidor del nuevo prototipo se lo presenta en el apéndice # 2.

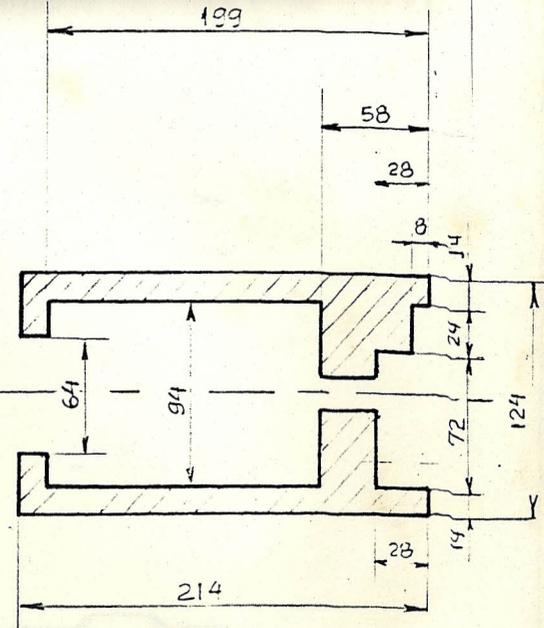
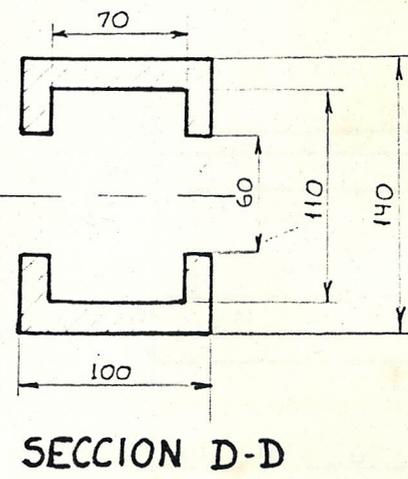
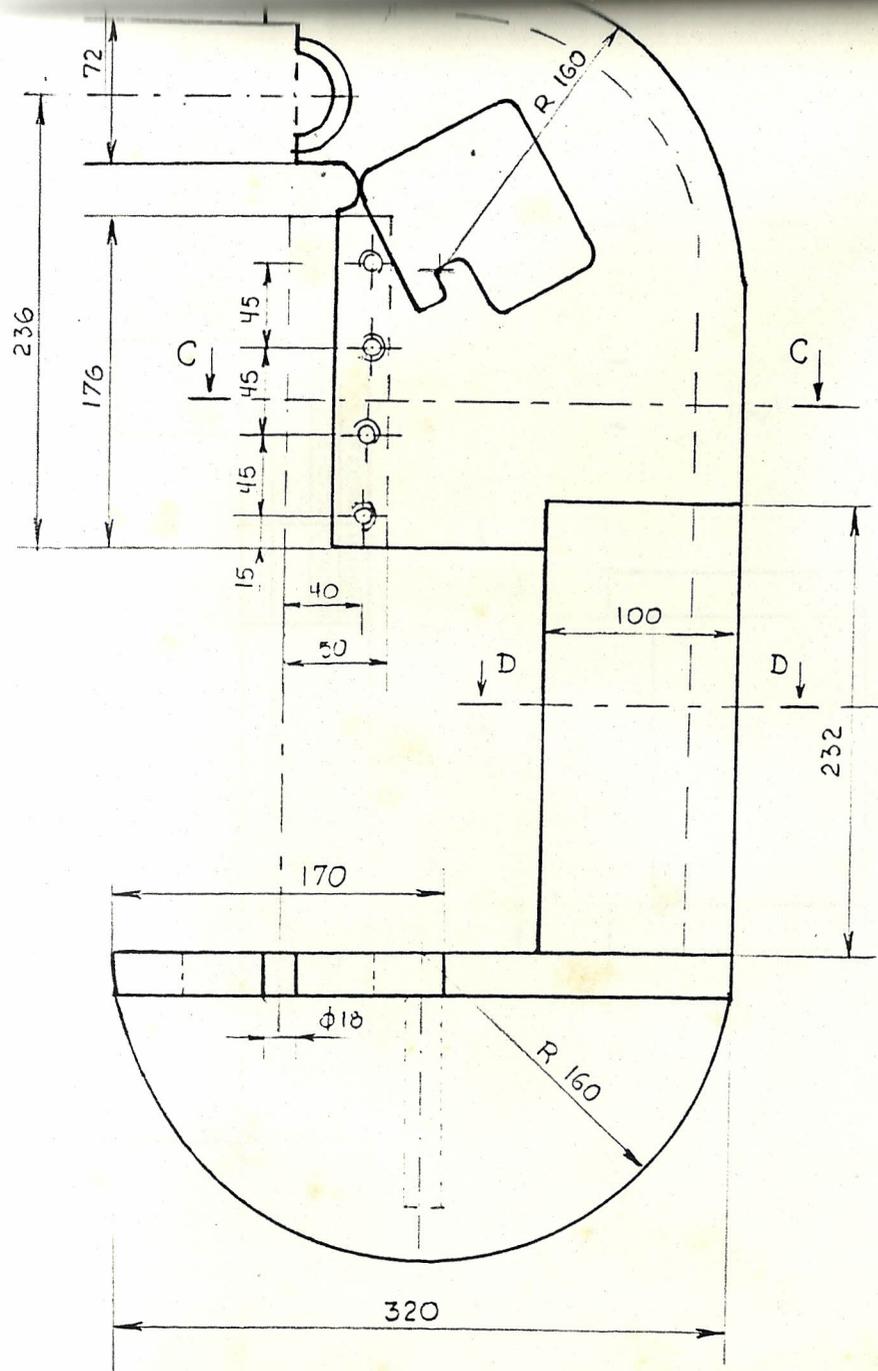
## RECOMENDACIONES

1. Para la realización de mejores pruebas sería necesario cambiar el sistema de embrague o utilizar, para estas condiciones de trabajo de la prensa, un alimentador automático obteniendo así un corte continuado y mejor lectura de datos.
2. Para el uso del pisón en la nueva estructura se debe considerar, la carga máxima que soporta, así como las necesidades geométricas que vienen definidas por las dimensiones del cuerpo entre las guías del pisón y la longitud que se requiere entre el eje cigueñal y el punto más bajo de las guías, pero debido a que el nuevo dimensionamiento nos imposibilita el uso del mismo, se recomienda diseñar un mecanismo en el cual se pueda acoplar el mismo pisón al nuevo diseño.

**A P E N D I C E**

CORRECCION DE BENTON PARA VIGAS CURVAS

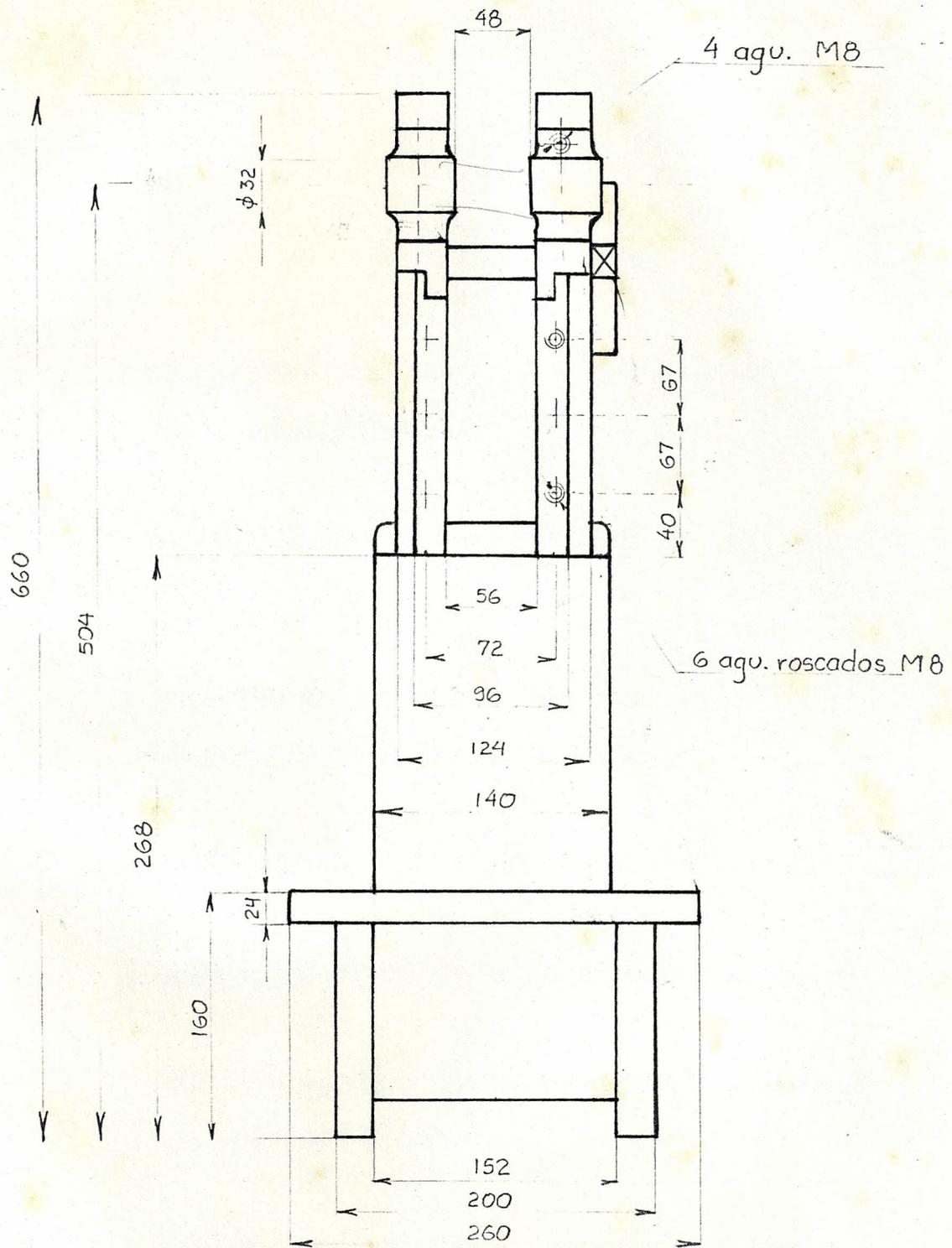
$\frac{bp^2}{rtf}$	$\alpha$	$\beta$
0.2	0.977	0.58
0.3	0.95	0.836
0.4	0.917	1.056
0.5	0.878	1.238
0.6	0.838	1.392
0.7	0.8	1.495
0.8	0.762	1.577
0.9	0.726	1.636
1.0	0.693	1.677
1.1	0.663	1.703
1.2	0.636	1.721
1.3	0.611	1.728
1.4	0.589	1.732
1.5	0.569	1.732
2.0	0.495	1.707
3.0	0.414	1.671
4.0	0.367	1.680
5.0	0.334	1.700



SECCION C-C

SECCION D-D

	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO	3-I-90	LANDIVAR		
REVISO				
COMPRO.				
E 1:4	BASTIDOR			



FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO 3-I-90	LANDIVAR		
REVISO			
COMPR			
E 1:4			

## BIBLIOGRAFIA

1. BOOTHROYD G., Fundamentos del corte de metales y de las Máquinas-Herramientas, McGraw-Hill, México, 1978.
2. FAIRES M., Diseño de elementos Mecánicos, Montaner y Simon, España, 1970.
3. HELGUERO M., Apuntes de Clases de Ingeniería de Producción con Máquinas Herramientas, ESPOL, 1986.
4. MARKS., Manual del Ingeniero Mecánico, Mc Graw Hill, Mexico, 1989.
5. PERRY C., The Strain Gage Primer, Mc.Graw Hill, New York, U.S.A., 1962.
6. SEELY, SMITH., Curso Superior de Resistencia de Materiales, Nigar, S. R. L., Buenos Aires, 1967.
7. SHIGLEY, MITCHEL, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, México, 1985.
8. SINGER F., Resistencia de Materiales, Del Castillo S.A., Madrid, 1971.