



D-10341



T
621.815
Q6

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

“Diseño, Construcción y Evaluación de una
Máquina de Ensayos Biaxiales, para uso
Didáctico en el Laboratorio de Análisis
Experimental de Esfuerzo”

TESIS DE GRADO

**Previo a la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

PASTOR ADALBERTO QUIMIS YEPEZ

Guayaquil - Ecuador

1991



BIBLIOTECA



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

Al ING. GUILLERMO URQUIZO
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para
la realización de este traba
bajo.

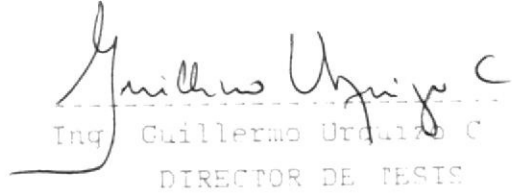


DEDICATORIA

A MIS PADRES
A MIS HERMANOS



Inq. Jorge Duque R.
SUBDECANO



Inq. Guillermo Urquiza C.
DIRECTOR DE TESIS



Inq. Marcos Tapia Q.
MIEMBRO TRIBUNAL



Inq. Alfredo Torres
MIEMBRO TRIBUNAL



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).



Pastor Adalberto Quimis Yépez

RESUMEN

En esta máquina se estudiará el comportamiento de materiales sometidos a esfuerzos biaxiales, tales como los provocados por la combinación de Tensión-Torsión, Compresión-Torsión, y Torsión pura. Según estos requerimientos el sistema es capaz de provocar tres movimientos básicos que son: el movimiento horizontal hacia adelante y hacia atrás que provoca tensión y compresión; y un movimiento giratorio que provoca torsión.

Las cargas que están siendo introducidas son sensadas por una celda de carga que individualmente registra cuanta torsión y cuanta tensión o compresión está siendo aplicada. Los datos de la probeta serán obtenidos por los distintos métodos de análisis experimental de esfuerzos tales como medidores de deformación eléctricos, lacas quebradizas, etc.

Adicionalmente, pueden los datos de la celda de carga, ser regidos por un sistema de adquisición de datos y éstos analizados por un microcomputador.

La justificación de construir esta máquina, además de la ventaja económica obtenida al ser construida con

materiales existentes en nuestro país, es la de estar dando un paso adelante en el desarrollo de nuestra tecnología; ganando experiencia en diseñar, construir máquinas que antes eran exclusivamente de importación, cerrando la brecha tecnológica con los países productores de este tipo de equipos.

INDICE GENERAL

| | |
|---|-----|
| RESUMEN | 6 |
| INDICE GENERAL | 8 |
| INDICE DE TABLAS | 10 |
| INTRODUCCION | 11 |
| 1.- GENERALIDADES | 13 |
| 1.1. Especificaciones técnicas de la máquina | 13 |
| 1.2. Posible demanda en el medio | 13 |
| 2.- RESISTENCIA DE MATERIALES Y ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS | 15 |
| 2.1. Esfuerzo, deformación elástica, relaciones esfuerzo-deformación | 15 |
| 2.1.1. Esfuerzos unidireccionales, torsión y esfuerzos combinados. Círculo de Mohr. | 25 |
| 2.1.2. Concentradores de esfuerzos | 49 |
| 2.2. Teorías de falla | 57 |
| 2.3. Análisis experimental de esfuerzos | 92 |
| 2.3.1. Recubrimientos quebradizos | 93 |
| 2.3.2. Extensómetros de resistencia eléctrica (Strain Gages) | 97 |
| 2.3.3. Análisis de datos con Strain Gages unidireccionales y tipo roseta. | 100 |
| 3.- DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL EQUIPO | 115 |
| 3.1. Diseño de la máquina biaxial de ensayos (Tracción, compresión y torsión. | 115 |
| 3.1.1. Diseño de forma | 115 |

| | |
|---|-----|
| 3.1.2. Diseño de los elementos mecánicos estruc- turales de la máquina | 132 |
| 3.1.3. Selección del sistema oleohidráulico | 222 |
| 3.2. Diseño de la celda biaxial de carga | 227 |
| 3.3. Construcción y montaje | 233 |
| 4.- TRABAJO EXPERIMENTAL | 239 |
| 4.1. Calibración de la celda biaxial de carga | 239 |
| 4.2. Obtención de datos experimentales para distintas condiciones de carga | 253 |
| 5.- ANALISIS DE RESULTADOS | 264 |
| 6.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 270 |
| APENDICES | 292 |
| APENDICE A: PLANOS DE LA MAQUINA | 293 |
| BIBLIOGRAFIA | 327 |



1970

INDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| TABLA 1.- ALTERNATIVAS PARA ELEGIR PROBETAS | 278 |
| TABLA 2.- ALTERNATIVAS PARA ELEGIR RIGIZADOR (PQ25) | 279 |
| TABLA 3.- ALTERNATIVAS PARA ELEGIR CELDA DE CARGA | 280 |
| TABLA 4.- FUERZAS OBTENIDAS DE LOS PISTONES RELACIONADAS CON LA PRESION APLICADA | 281 |
| TABLA 5.- COSTO DEL MATERIAL UTILIZADO | 282 |
| TABLA 6.- COSTO DEL EQUIPO HIDRAULICO | 283 |
| TABLA 7.- COSTO DE TORNILLERIA Y VARIOS | 284 |
| TABLA 8.- TRABAJOS REALIZADOS | 285 |
| TABLA 9.- CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA | 287 |
| TABLA 10.- FACTORES DE SEGURIDAD EXPERIMENTAL DE ALGUNOS ELEMENTOS DE LA MAQUINA | 289 |
| TABLA 11.- TRABAJO EXPERIMENTAL-PROBETA DE ALUMINIO | 291 |

INTRODUCCION

Con el propósito de respaldar los conocimientos teóricos, obtenidos en el aula de clase con situaciones prácticas, se adquieren o construyen máquinas para instalarlas en laboratorios que cumplan con este fin.

El trabajo aquí presentado, documenta el diseño, construcción y evaluación de una de estas máquinas, la cual nos permite conocer el comportamiento de cierta probeta sometida a esfuerzos biaxiales, combinando cargas de tracción, compresión y torsión de la siguiente forma: tracción-torsión, compresión-torsión y torsión pura.

En la primera parte, consideramos algunos aspectos teóricos utilizados en la consecución del diseño y también en el trabajo experimental realizado para probar la máquina, ahondando en algunos temas por creerlo así necesario para el desarrollo del trabajo a seguir.

En la segunda parte, tratamos del diseño de la máquina. Esto es la forma que debería tener la máquina, de tal manera que cumplan con las especificaciones técnicas; y luego el diseño y dimensionamiento de cada una de las piezas que forman la máquina.

En la tercera parte, se trata de la construcción, montaje del trabajo experimental realizado. Se muestran

secuencias de la construcción llevada a cabo, así como la forma de calibrar la celda de carga y la obtención de datos utilizando sensores de deformación, colocados en partes críticas de la máquina, permitiéndonos saber, por medio de fórmulas desarrolladas en la parte teórica, el factor de seguridad real presente en diversas partes de la máquina en el desarrollo del diseño -ayudándonos a obtener un criterio del comportamiento de lo real con lo teórico, mediante la consideración de fórmulas con restricciones que no siempre se cumplen y más adelante poder realizar diseños acordes con la realidad.

La construcción de estas máquinas se justifica por la ventaja económica obtenida al ser construida con materiales existentes en nuestro país y la de estar dando un paso adelante en el desarrollo de nuestra tecnología.

Adicionalmente es importante enfatizar que se gana experiencia en diseñar y construir máquinas que antes eran exclusivamente de importación, cerrando la brecha tecnológica con los países productores de este tipo de máquinas, y en lo futuro creando fuentes de trabajo para nuestro pueblo.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1.- ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA MAQUINA

En esta máquina se estudiará el comportamiento de materiales sometidos a esfuerzos biaxiales, tales como los provocados por la combinación de tensión-torsión, y torsión pura. La experiencia debe ser con la probeta lo suficientemente grande, para que se la pueda realizar con relativa comodidad ante 10 alumnos.

Según estos requerimientos el sistema debe ser capaz de provocar tres movimientos básicos que son: un movimiento horizontal hacia adelante y hacia atrás, que provoque tensión y compresión; y un movimiento giratorio que provocará la torsión. Las probetas serán de tubos huecos de 3" a 4" cédula 40. La máquina deberá ser lo más simple posible. Las cargas introducidas serán sensadas por una celda de carga que individualmente registre cuanta torsión y cuanta tensión o compresión estén siendo aplicadas.

1.2.- POSIBLE DEMANDA EN EL MEDIO

La máquina puede ser utilizada en la enseñanza de

resistencia de materiales: para estudiar el comportamiento de determinado material sometidos a esfuerzos combinados (como los presentados en las especificaciones técnicas antes mencionadas); en diseño mecánico para estudiar el comportamiento real comparado con el teórico; al diseñar una máquina o parte de la máquina; en análisis experimental de esfuerzos para el estudio de las diferentes técnicas tales como: Strain Gage, lacas quebradizas, etc.; en Instrumentación básica para el estudio de la forma como se calibran las celdas de carga; y en el estudio del Strain Gage. Por lo que puede ser utilizada en las Universidades y colegios donde se imparten dichas cátedras.



CAPITULO 2

RESISTENCIA DE MATERIALES Y ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZO. (REF. 10)

2.1.- ESFUERZO, DEFORMACION ELASTICA, RELACIONES ES- FUERZO-DEFORMACION.

Esfuerzo (σ): La aplicación de una fuerza externa a un sólido causa que se manifieste una fuerza interna resistente dentro del cuerpo, cuya resultante será igual en magnitud pero, en dirección opuesta a la fuerza aplicada. Si la fuerza aplicada pasa a través del centroide de la sección transversal de la barra, la fuerza resistente estará uniformemente distribuida sobre la sección transversal de la barra. Esta regla es muy general y válida solamente con pocas excepciones.

En la figura 2.1-1, representamos una barra sometida a tensión y compresión con sus respectivos diagramas de cuerpo libre y su manifiesta fuerza interna resistente. Se dice que una barra está sometida a tensión si una fuerza axial tiende a estirar la barra. A la vez una barra está sometida a compresión si una fuerza axial tiende a encoger la barra.

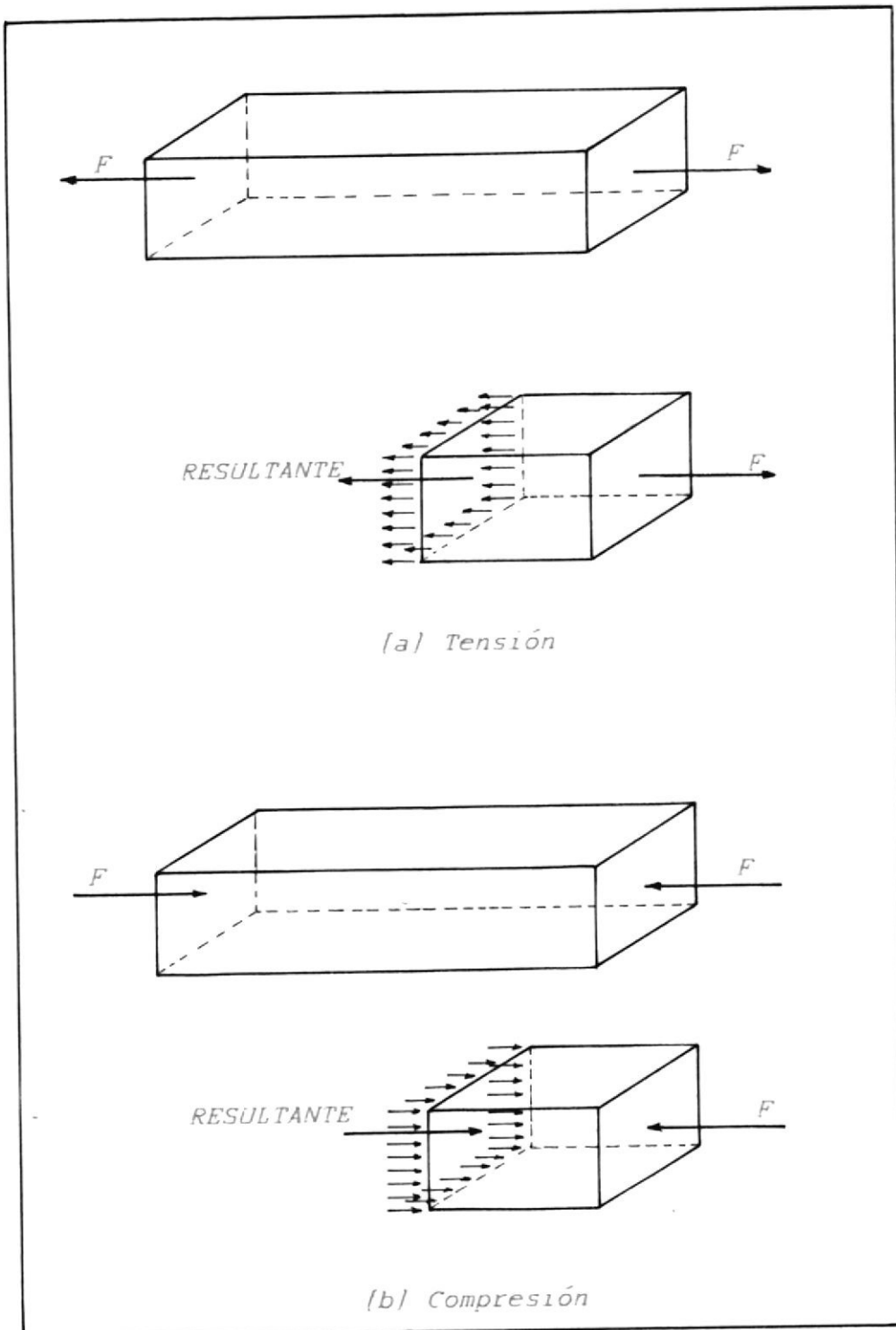


Fig. (2.1-1)

Resulta más conveniente elegir como base de comparación la carga resistiva por unidad de área cuando comparamos las cargas resistentes de miembros similarmente geométricos.

Para una distribución uniforme de fuerzas resistentes internas, podemos expresar simplemente la fuerza resistiva por unidad de área en términos de la carga aplicada como:

$$\sigma = F/A \quad (2.1-1)$$

Donde:

σ = Esfuerzo

F = Fuerza aplicada

A = Area transversal de la barra.

Si el área es perpendicular a la dirección de la fuerza aplicada y el esfuerzo es dado por (2.1-1) es llamado esfuerzo normal.

$$\sigma_n = F/A \quad (2.1-2)$$

Si el área es paralela a la dirección de la fuerza aplicada y el esfuerzo está definido por 2.1-1 es llamado esfuerzo cortante.

$$\sigma_s = F/A \quad (2.1-3)$$

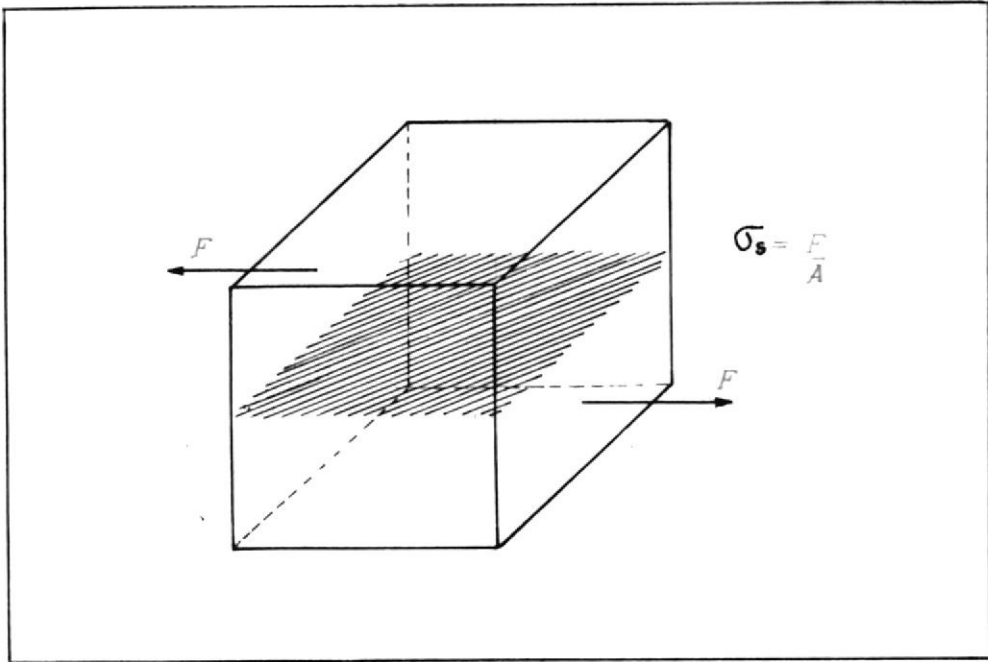


Fig. (2.1-2)

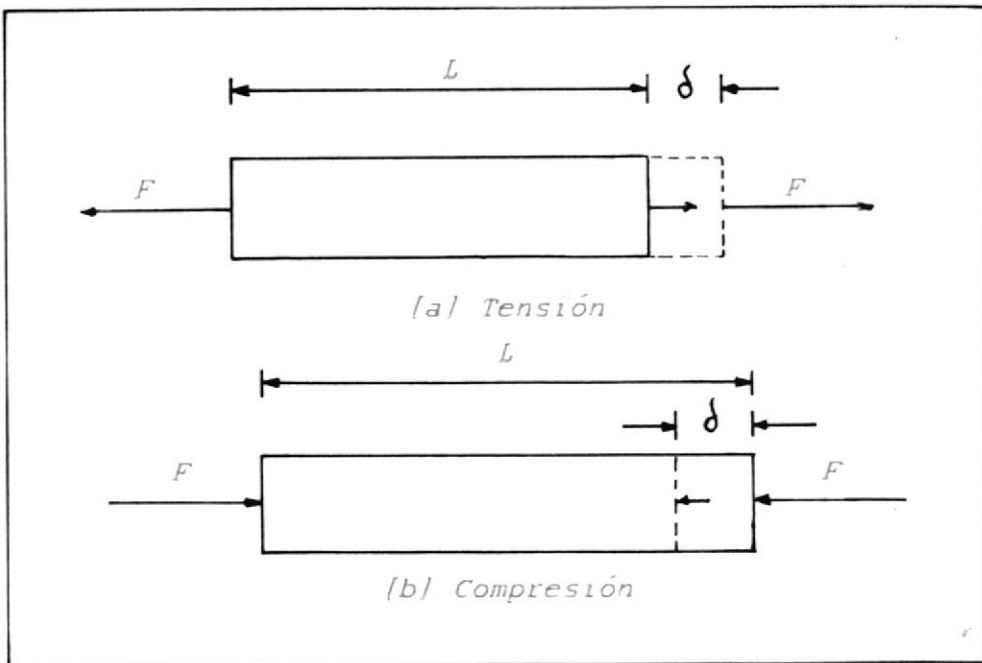


Fig. (2.1-3)

A = Area paralela a F .

El esfuerzo cortante es más comunmente conocido como $\tau = \sigma_{xy}$, y es así como lo llamaremos de ahora en adelante.

Si la distribución de la fuerza interna resistiva en un cuerpo no es uniforme, podemos considerar un pequeño elemento de área ΔA , teniendo una fuerza resistiva ΔF actuando sobre él. Como ΔA es hecho muy pequeño, aproximamos las condiciones que existen en un punto en el cuerpo.

Así, el esfuerzo en un punto puede ser expresado como:

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.1-4)$$

Deformación elástica (ϵ):

Deformación es un fenómeno fundamental en Ingeniería. Existe en todos los materiales todo el tiempo, debido ya sea a cargas externas o al peso mismo del material. En Ingeniería se refiere al cambio en cualquier dimensión lineal de un cuerpo, usualmente por la aplicación de fuerzas externas (a esto se le llama

"Deformación total" δ). La deformación unitaria media es la deformación total de un cuerpo en una dirección dada dividida por la longitud original en aquella dirección; como tal, por su carácter adimensional, tiene mucho mayor significado que la deformación total.

La deformación unitaria es designada por el símbolo ϵ y es expresada como:

$$\epsilon = \delta/L \quad (2.1-5)$$

donde:

ϵ = Deformación unitaria

δ = Deformación total

L = Longitud original

Esta definición es válida para tensión y compresión, como presentamos en la figura 2.1-3. La deformación definida por 2.1-5, es el valor promedio. La deformación en cualquier posición es más correctamente escrita como:

$$\epsilon = \lim_{\Delta L \rightarrow 0} \frac{\Delta \delta}{\Delta L} \quad (2.1-6)$$

Existe una deformación que es distinta a aquella descrita para el caso de tensión y



BIBLIOTECA

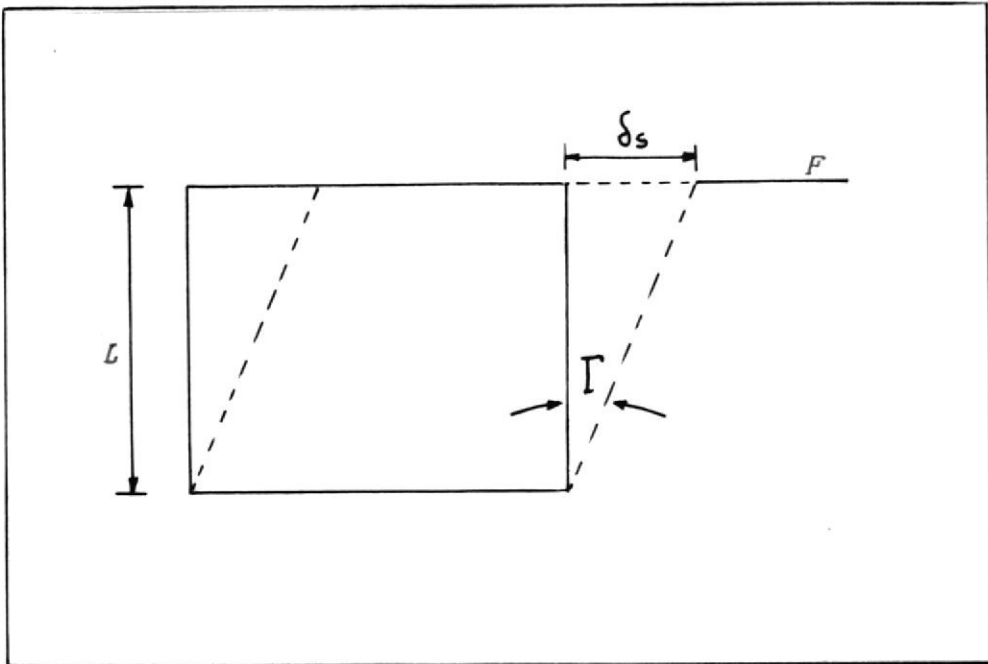


Fig. (2.1-4)

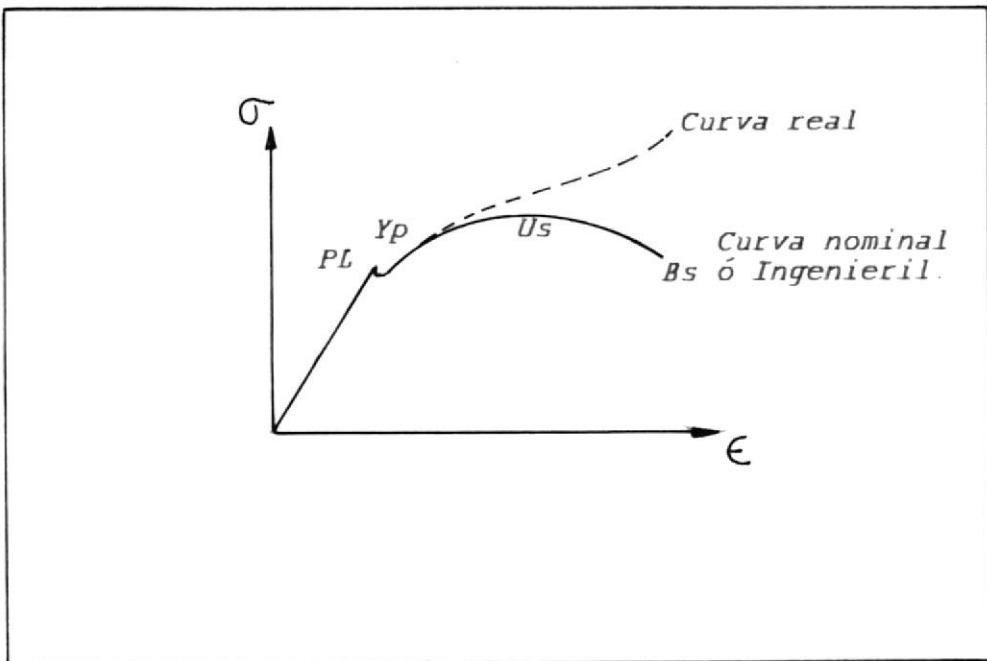


Fig. (2.1-5)

compresión, causada en un elemento sometido a esfuerzo cortante, que en lugar de causar estiramiento o acortamiento causa deformación angular del elemento.

Según la figura (2.1-4):

$$\tan \Gamma = \delta_{\square}/L$$

Por ser Γ un ángulo pequeño, $\tan \Gamma \approx \Gamma$ donde Γ es expresado en radianes.

Por lo tanto:

$$\Gamma = \delta_{\square}/L \quad (2.1-7)$$

La fórmula definida por 2.1-7, es comúnmente conocida como deformación cortante.

Relaciones Esfuerzo-Deformación. - (Ref. 11)

La necesidad de identificar por lo menos parte de las características del material con que el Ingeniero en Diseño va a trabajar, hace que consideremos el diagrama Esfuerzo-Deformación (σ - ϵ), representado en la figura 2.1-5.

PL = Límite de proporcionalidad

YP = Punto de fluencia

US = Resistencia última

BS = Esfuerzo de rotura.

De la figura 2.1-5, inicialmente la deformación es en esencia proporcional al esfuerzo, además es reversible. Después de eliminar el esfuerzo, la deformación desaparece.

La relación entre el esfuerzo (σ) y la deformación reversible (ϵ) es llamada módulo de elasticidad (E) (Módulo de Young) y está dado por la siguiente expresión, conocida como la Ley de Hooke:

$$E = \sigma / \epsilon \quad (2.1-8)$$

Como podemos ver en la curva de la fig. 2.1.-5, esfuerzo y deformación son linealmente proporcionales, hasta un punto conocido como límite proporcional, por lo que se puede definir al límite de proporcionalidad como el mayor esfuerzo que un material es capaz de desarrollar sin que se desvie de la Ley de Hooke.

De la curva podemos definir otras característi-

cas muy importantes del material y son:

Punto de fluencia (YP).- Es definido como el esfuerzo en el cual un marcado incremento en la deformación ocurre, sin que provoque un incremento en el esfuerzo aplicado; es decir, que el material continua alargándose sin que necesariamente haya un incremento en la carga (resistencia a tensión).

Resistencia Ultima (US).- La resistencia última de un material es definida como el esfuerzo obtenido por división de la carga máxima alcanzada antes de que el espécimen se rompa por el área transversal inicial del mismo.

Resistencia Rotura (BS).- Es la carga sobre el material en el momento de falla, dividida por el área transversal original del espécimen.

En la figura 2.1-5, se muestran dos curvas: una que es la que realmente se obtiene en la experiencia y la otra llamada Nóminal o Ingenieril que se la obtiene considerando el área de la sección transversal del espécimen como la original, cuando en realidad se va reduciendo a medida que se lo somete a carga.

La curva utilizada para cálculos es la curva Ingenieril.

2.1.1.- ESFUERZOS UNIDIRECCIONALES, TORSION Y ESFUERZOS COMBINADOS, CIRCULO DE MOHR.

La habilidad de los materiales en soportar cargas o fuerzas es siempre expresada en término de esfuerzos, ya sea para la máxima carga que puede soportar o para la carga en servicio. Las características del material en general, tal como límite de proporcionalidad, punto de fluencia, esfuerzo último y de ruptura, son todas expresados como esfuerzos, por lo que en esta parte describiremos brevemente algunos estados de esfuerzo que pueden estar presentes en un caso práctico, relacionandolos con las deformaciones.

Antes de seguir adelante, debemos considerar un efecto que se presenta, al someter a deformación un espécimen en una dirección por una fuerza en esta dirección. Deformaciones secundarias se presentan en dirección normal a la deformación primaria donde está

aplicada la fuerza. Este efecto es denominado efecto de Poisson.

Se ha encontrado que las deformaciones secundarias o en dirección normal son proporcionales a la deformación primaria o en dirección axial a la fuerza aplicada, esto en una constante conocida como razón de Poisson (μ), que es distinta para cada material.

Así:

$$\mu = \epsilon_{\text{normal}} / \epsilon_{\text{axial}} \quad (2.1.1-1)$$

Para los diferentes estados de esfuerzos tenemos:

Esfuerzos unidireccionales (Ref. 10).-

Este caso puede ser representado por una barra en tensión o compresión simple, como presentamos en la figura 2.1.1-1. La deformación primaria es relacionada al esfuerzo por la Ley de Hooke de proporcionalidad.

En estas circunstancias el esfuerzo en dirección de la fuerza aplicada es

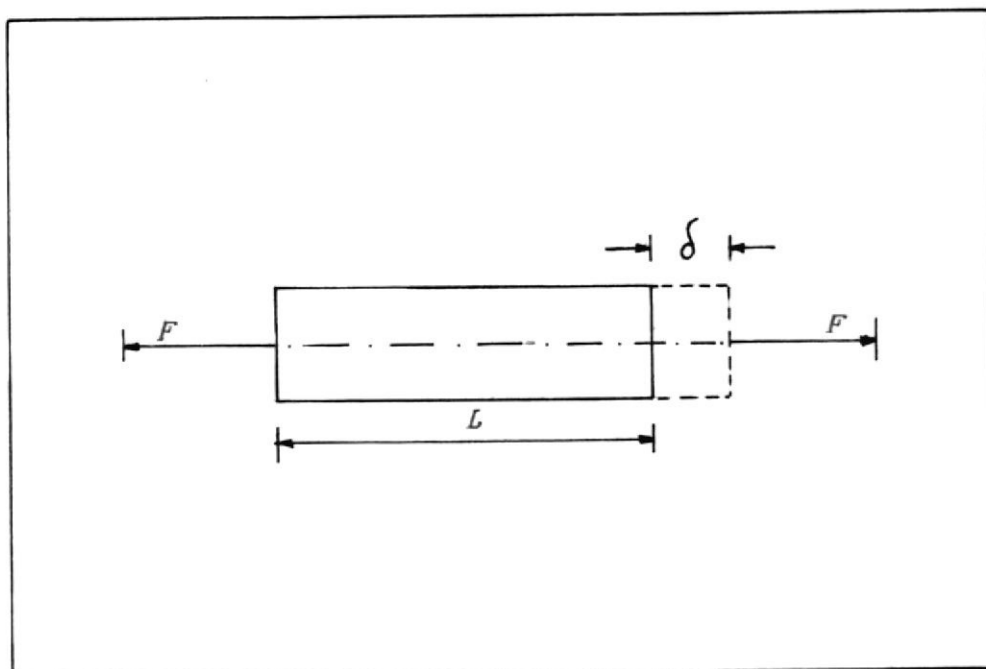


Fig. (2.1.1-1)

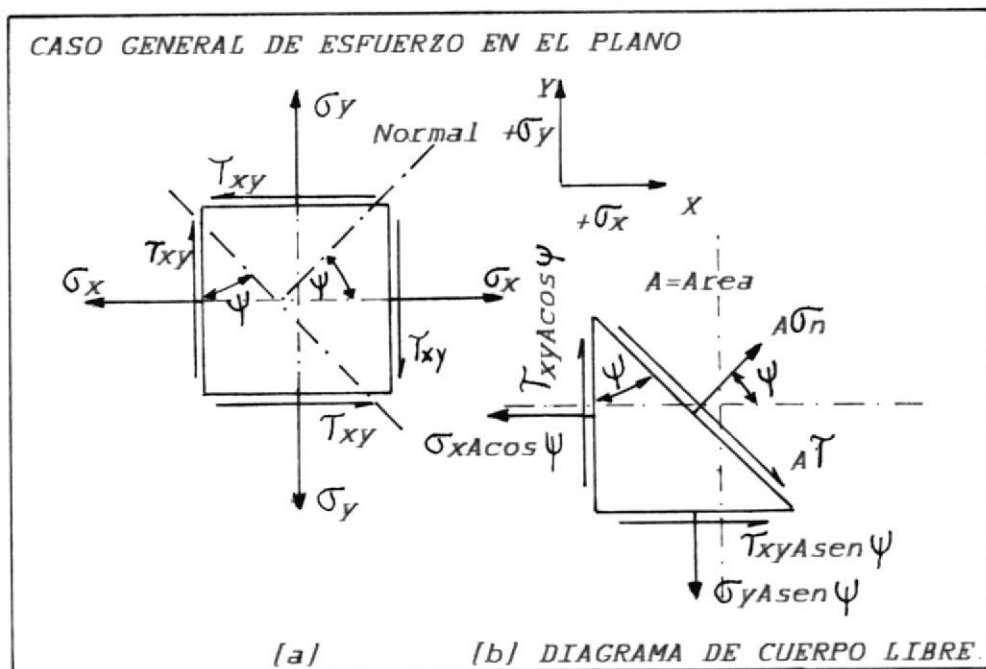


Fig. (2.1.1-2)



igual al producto del módulo de elasticidad y a la deformación primaria, procurando que el límite de proporcionalidad del material no sea excedido. En cada una de las otras direcciones, esta relación no se aplica debido al efecto de Poisson.

$$\sigma_{\text{dir. prim.}} = E \epsilon_{\text{dir. de la fuerza}} \quad (2.1.1-2)$$

El esfuerzo en las otras direcciones normales se conseguirán combinando 2.1.1-2 con 2.1.1-1, obteniendo:

$$\sigma_{\text{dir. sec.} \text{ normal}} = -E \mu \epsilon_{\text{dir. fuerza}} \quad (2.1.1-3)$$

Esfuerzos combinados.-

Es poco probable encontrar en partes de máquinas o estructuras reales que estén soportando cargas simples bien definidas, que provoquen un estado simple de esfuerzo. Es mucho más frecuente el encontrar a los miembros en cuestión cargados de tal manera que inducen una combinación de esfuerzos tales como

corte, tensión, torsión, etc.

A continuación estudiaremos como se combinan los distintos estados de esfuerzos en un elemento sometido a ambos esfuerzos: cortantes y normales. Se presenta en la figura 2.1.1-2 un caso general de esfuerzo en el plano.

τ = Esfuerzo cortante
 σ_N = Esfuerzo normal

} En dirección ψ .

σ_x
 σ_y
 τ_{xy}

} Estado de esfuerzo a la que es sometido el elemento.

Deduciremos como se comportan los esfuerzos normales y cortantes a cualquier dirección ψ en el elemento con un estado general de esfuerzo plano, considerando el área cortada A de tal manera que el área en la dirección X, es $A \sin \psi$ y en la dirección Y es $A \cos \psi$. Considerando las condiciones de equilibrio tenemos:

En la dirección X:

$$\sigma_x A \cos \psi - \tau_{xy} A \sin \psi - A \sigma_n \cos \psi - A \tau \sin \psi = 0$$

(2.1.1-4)

En la dirección Y:

$$\tau_{xy}A \cos \psi + A \sigma_n \sin \psi - A \tau \cos \psi + \sigma_y A \sin \psi = 0 \quad (2.1.1-5)$$

Sabiendo:

$$\cos^2 \psi = (1 + \cos 2\psi) / 2 \quad (2.1.1-6)$$

$$\sin^2 \psi = (1 - \cos 2\psi) / 2 \quad (2.1.1-7)$$

Resolviendo 2.1.1-4 y 2.1.1-5, combi-
nándolos con 2.1.1-6 y 2.1.1-7, tene-
mos:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\psi - \tau_{xy} \sin 2\psi \quad (2.1.1-8)$$

y

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\psi + \tau_{xy} \cos 2\psi \quad (2.1.1-9)$$

Si derivamos e igualamos a cero 2.1.1-8
y 2.1.1-9, encontramos que los esfuer-
zos máximos y mínimos ocurren en:

$$\tan 2 \psi_N = \frac{-2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.1.1-10)$$

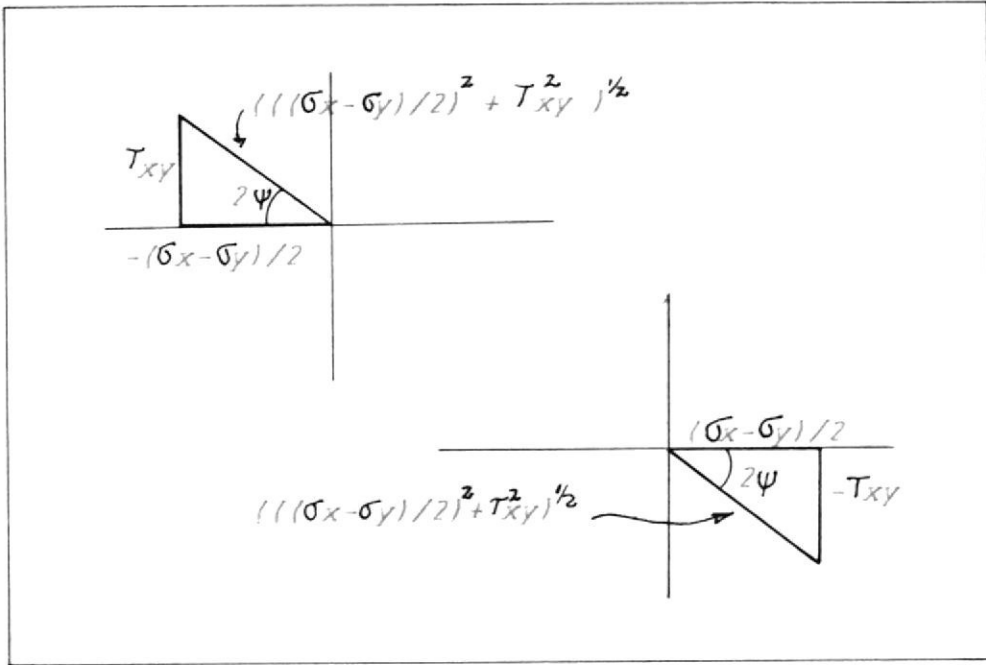


Fig. (2.1 1-3)

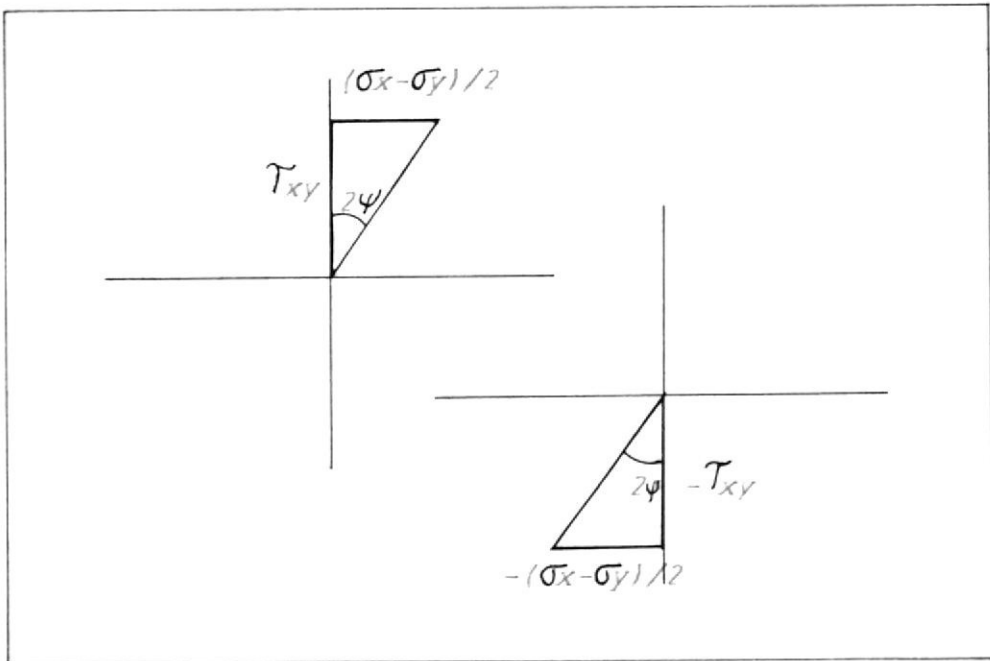


Fig. (2.1 1-4)

Y el cortante máximo será:

$$\tan 2 \psi_m = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.1.1-11)$$

Según 2.1.1-10, $2\psi_m$ podemos obtenerlo de la figura 2.1.1-3.

A partir de esto podemos encontrar que:

$$\sigma_{N(\max \text{ o } \min)} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1.1-12)$$

De la ecuación 2.1.1-11 y de la figura 2.1.1-4:

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.1.1-13)$$

Las ecuaciones 2.1.1-12 y 2.1.1-13, son conocidas como esfuerzos principales.

Los esfuerzos pueden ser debidos a tensión, compresión, momento flector, cortante, torsión, etc., que pueden ser sumados si tienen una misma dirección en un punto.



BIBLIOTECA

Ahora procederemos a estudiar con más

detalle la torsión, por la importancia que tiene en este diseño y luego relacionaremos los esfuerzos principales y sus correspondientes deformaciones principales.

Torsión:

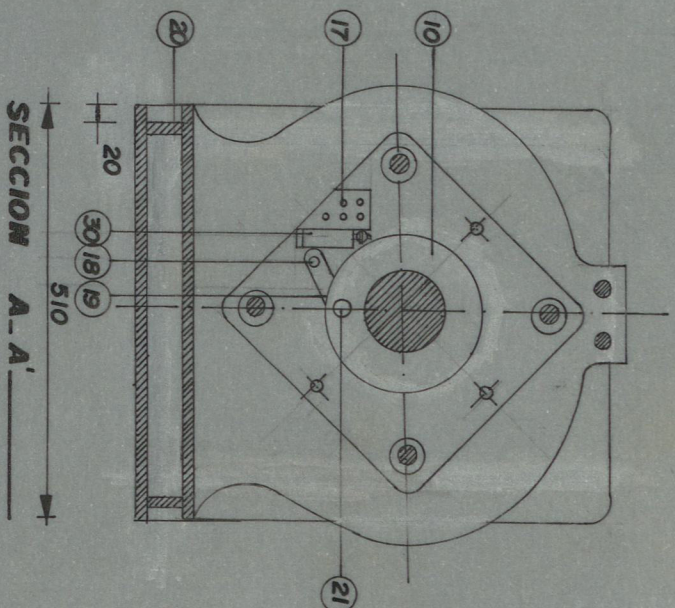
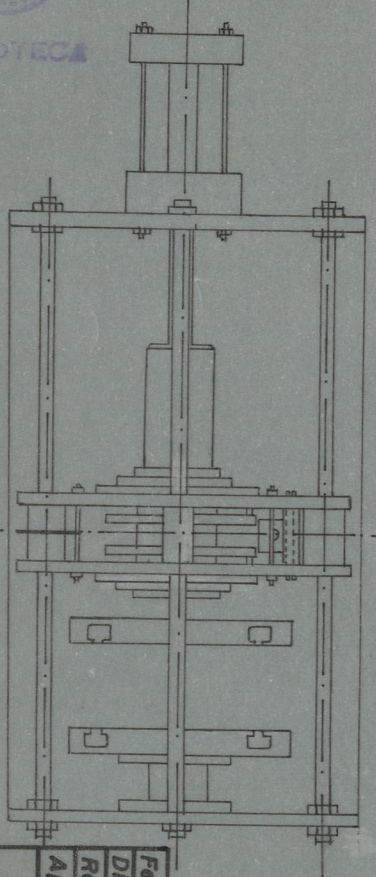
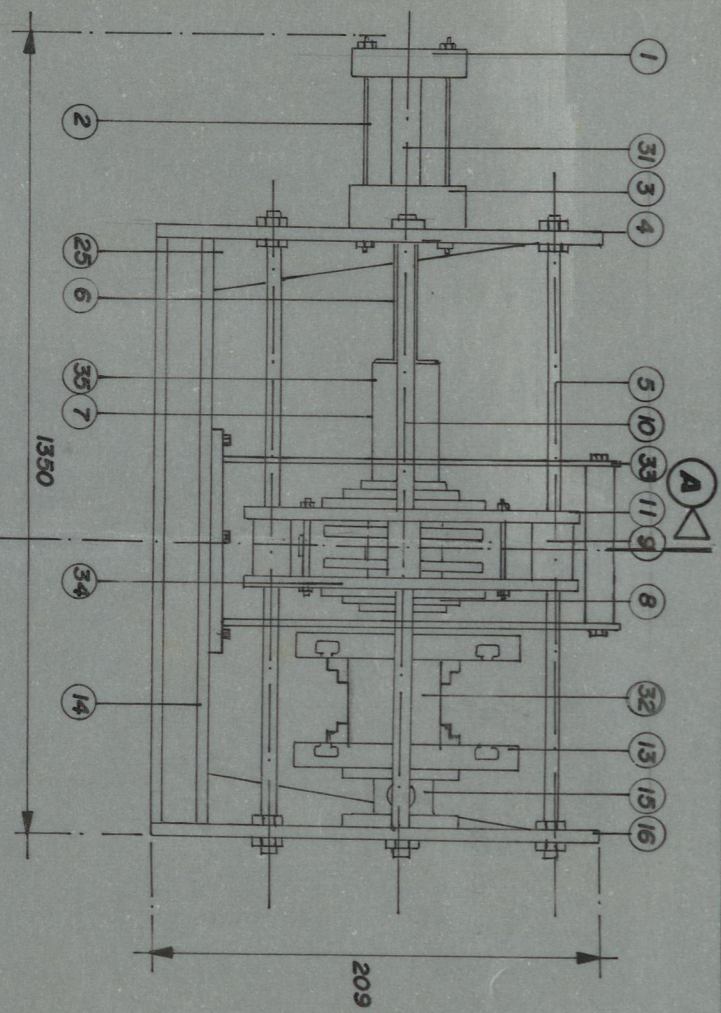
Cuando un eje de transmisión de fuerza, un resorte [✓]absorbedor de energía o una barra en giro es usada para proveer una fuerza restauradora, las propiedades elásticas del miembro resisten la fuerza de giro aplicada. Esta fuerza de giro es resistida por el material, principalmente por una fuerza cortante interna, siendo este giro conocido como torsión.

Torsión en Ejes Circulares.

Antes de seguir con la deducción de la fórmula para el esfuerzo cortante, se debe hacer las asunciones convenientes a la naturaleza de la carga impuesta y la resistencia interna del eje a aquella. Consideremos la situación de la figura 2.1.1-5, donde un eje circular es fijado en su extremo



D-80341 *Quimica y Pags*



| | | | |
|-------|---------------|-----------------------|-----------|
| Fecha | | FAC. DE ING. MECANICA | E S P O L |
| Dib. | Pastor Quimís | MAQUINA DE ENSAYADORA | |
| Rev. | | | |
| App. | | | P Q |

E 1:5

MAQUINA DE ENSAYADORA

ESFUERZOS BIAJIALES

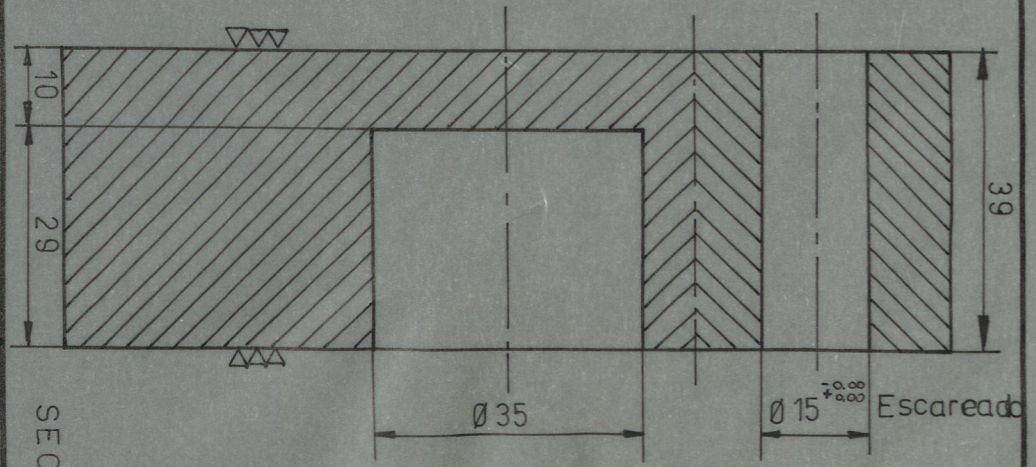
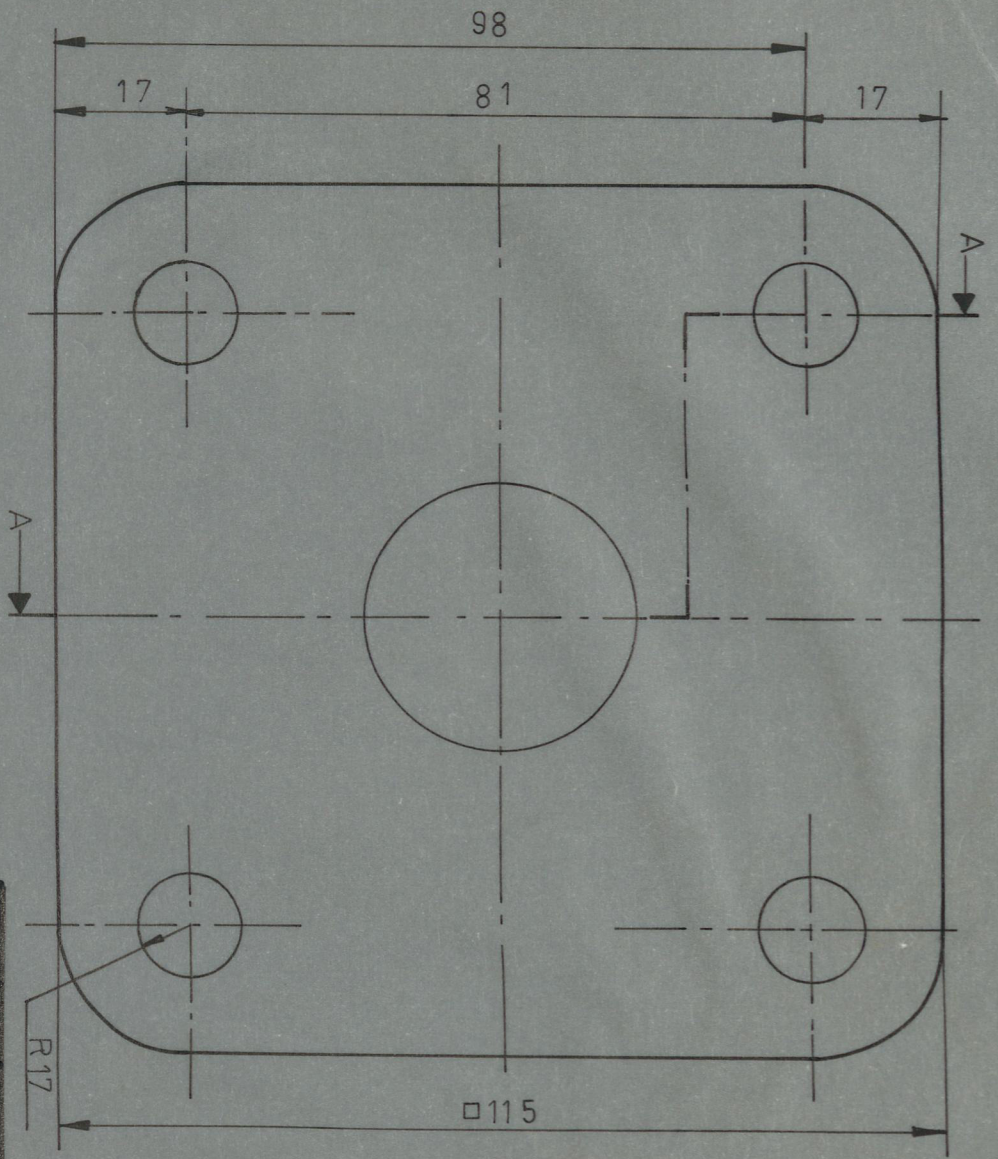
TORSION - TENSION O COMPRESION



BIP. 1. CA

| 30 | SEGURO DE LUNETA | A4 - PQ 30 | A 36 | 2 |
|----|--------------------------------|---------------------|------------------|-------|
| 29 | PLANCHA BASE LUNETA | A4 - PQ 29 | A 36 | 2 |
| 28 | EJE ROSCADO | A4 - PQ 28 | SAE 4337 | 4 |
| 27 | LUNETA DE TORSION | A4 - PQ 27 | A 36 | 2 |
| 26 | TUERCAS GUIAS | A4 - PQ 26 | SAE 4337 | 8 |
| 25 | RIGIDIZADOR DE COMPRESION | A4 - PQ 25 | A 36 | 4 |
| 24 | BASE MUELA | A4 - PQ 24 | SAE 4337 | 8 |
| 23 | SUJETADOR MUELA | A4 - PQ 23 | SAE 4337 | 8 |
| 22 | MUELAS DE MORDAZA | A4 - PQ 22 | SAE 4337 | 8 |
| 21 | PASADOR SUPERIOR BIELA TORSION | A4 - PQ 21 | SAE 4337 | 1 |
| 20 | TIRAS DEL BASTIDOR | A4 - PQ 20 | A 36 | 2 |
| 19 | BIELA TORSION | A4 - PQ 19 | A 36 | 1 |
| 18 | PASADOR INFERIOR BIELA TORSION | A4 - PQ 18 | SAE 4337 | 1 |
| 17 | BASE PISTON TORSION | A4 - PQ 17 | A 36 | 1 |
| 16 | SOPORTE VERTICAL DERECHO | A3 - PQ 16 | A 36 | 1 |
| 15 | CELDA DE CARGA | A4 - PQ 15 | SAE 4337 | 1 |
| 14 | BASTIDOR | A4 - PQ 14 | A 36 | 1 |
| 13 | MORDAZA DERECHA | A3 - PQ 13 | AISI 1040 | 1 |
| 12 | MORDAZA IZQUIERDA | A3 - PQ 12 | AISI 1040 | 1 |
| 11 | BASE DESLIZANTE | A3 - PQ 11 | A 36 | 2 |
| 10 | NUCLEO | A4 - PQ 10 | SAE 4337 | 1 |
| 9 | SEPARADORES BASE DESLIZANTE | A4 - PQ 9 | BRONCE FOSFORICO | 4 |
| 8 | TAPA PORTA RODAMIENTO TORSION | A4 - PQ 8 | AISI 1018 | 2 |
| 7 | PORTA RODAMIENTO TORSION | A4 - PQ 7 | SAE 4337 | 1 |
| 6 | BARRA TENSION | A4 - PQ 6 | SAE 4337 | 1 |
| 5 | GUIAS | A4 - PQ 5 | SAE 4337 | 4 |
| 4 | SOPORTE VERTICAL IZQUIERDO | A3 - PQ 4 | A 36 | 1 |
| 3 | CABEZAL PISTON TENSION | A4 - PQ 3 | A 36 | 1 |
| 2 | SUJETADOR PISTON TENSION | A4 - PQ 2 | SAE 4337 | 4 |
| 1 | BASE PISTON DE TENSION | A4 - PQ 1 | A 36 | 1 |
| Nº | DENOMINACION | HOJA NORMA PLANO Nº | MATERIAL | CANT. |

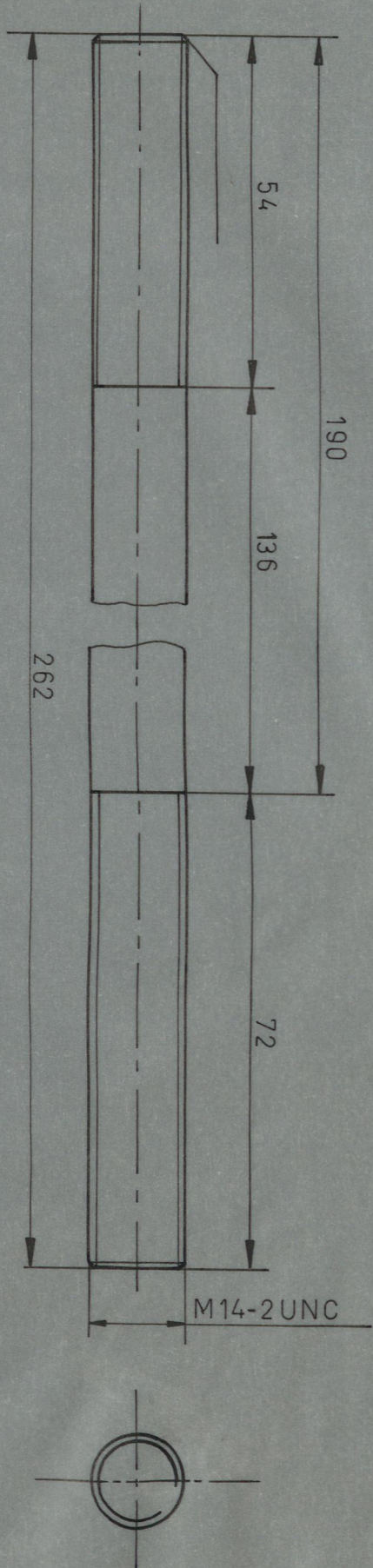
| | | | | |
|-------|---|--------|-----------------------|-----------|
| Fecha | | | FAC. DE ING. MECANICA | E S P O L |
| Dib. | Pastor | Quimis | | |
| Rev. | | | | |
| Apb. | | | | |
| E 1:5 | MAQUINA ENSAYADORA DE ESFUERZOS BIAXIALES TORSION - TENSION O COMPRESION | | | P Q |
| | | | | |



SECCION A-A

| | | | |
|-------|---------------|----------------------------|-------|
| Fecha | Pastor Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib. | | | |
| Rev. | | | |
| App. | | BASE DEL PISTON DE TENSION | P Q 1 |
| E1:1 | | | |
| ∇∇ | | ACERO A 36 | |





| | | | | | |
|-------|--|--------|---------|-----------------------|-------|
| Fecha | | Pastor | Quirnis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Di b | | | | | |
| Rev. | | | | | |
| App. | | | | | |

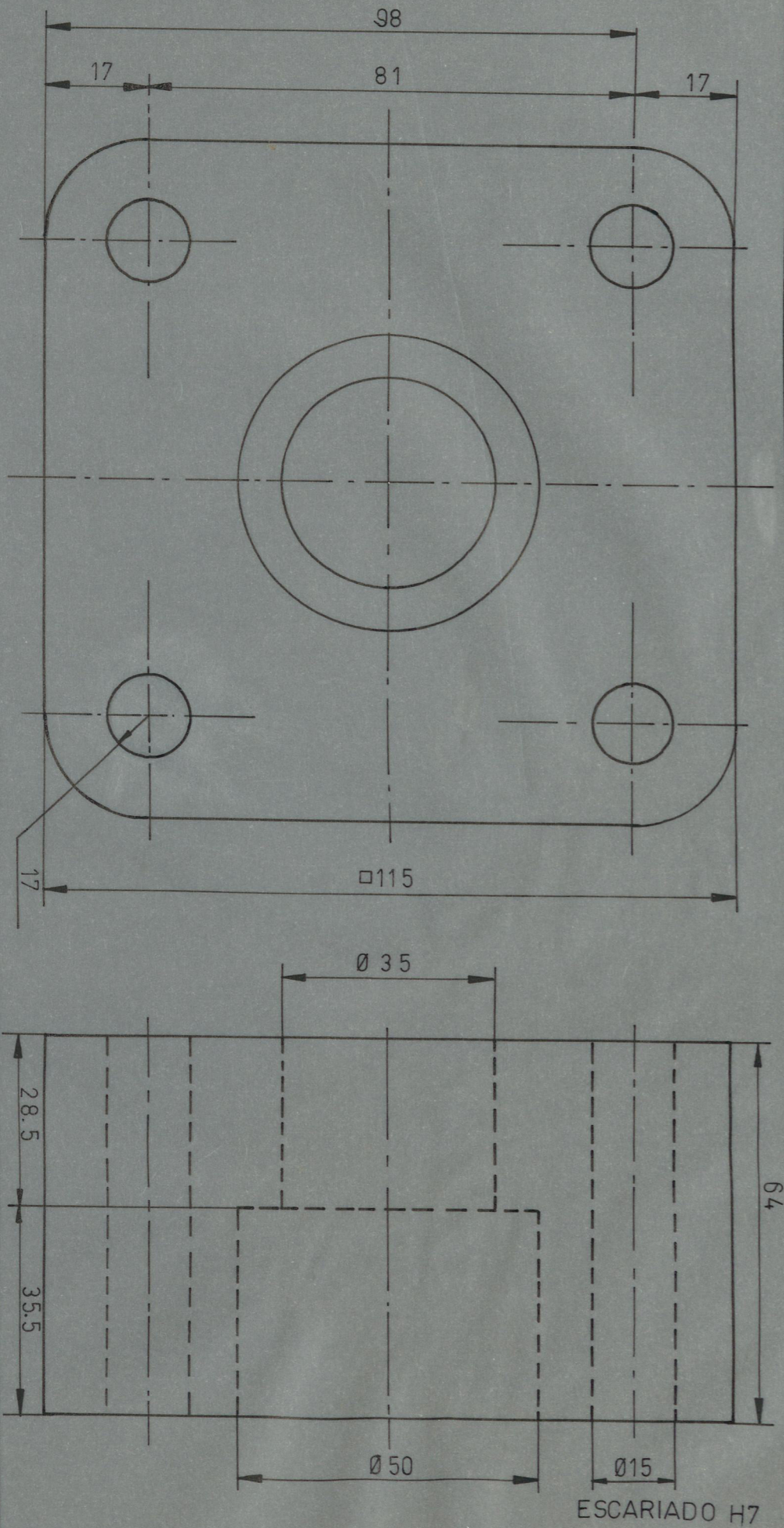
E:1:1

SUJETADOR PISTON TENSION

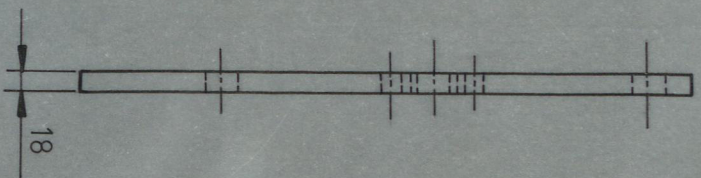
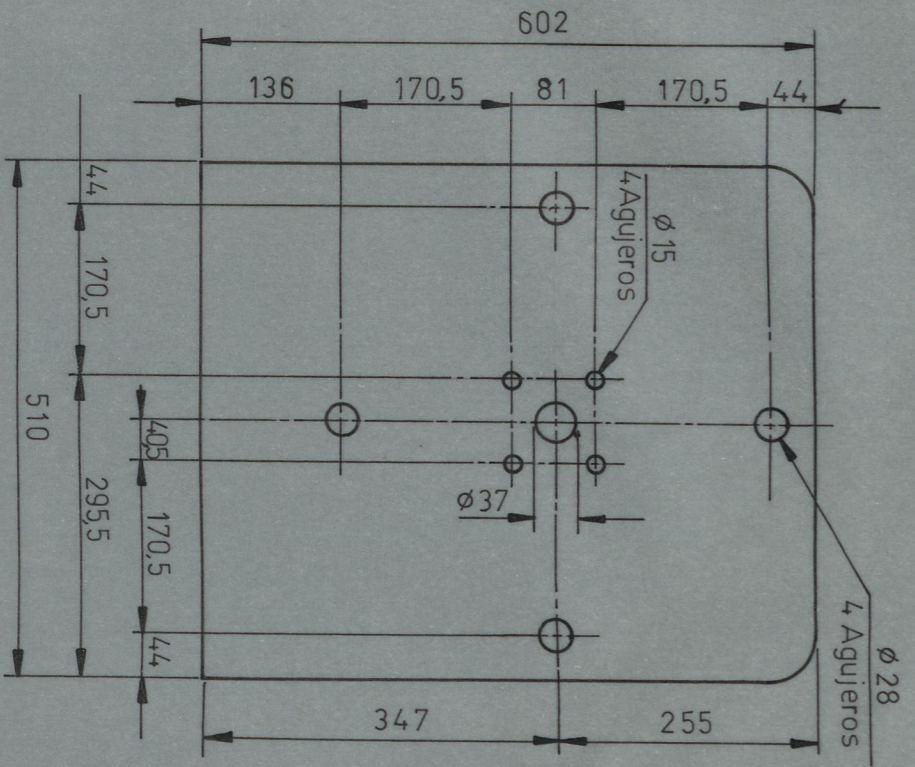
PQ 2



ACERO SAE 4337



| | | | | |
|-------|------------------------|--------|-----------------------|------------|
| Fecha | Pastor | Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib | | | | |
| Rev. | | | | |
| App. | | | | |
| E 1:1 | CABEZAL PISTON TENSION | | | PQ 3 |
| ∇ | | | | ACERO A 36 |



Fecha
Dib.
Rev.
App.

Pastor Quimis

FAC. DE ING. MECANICA

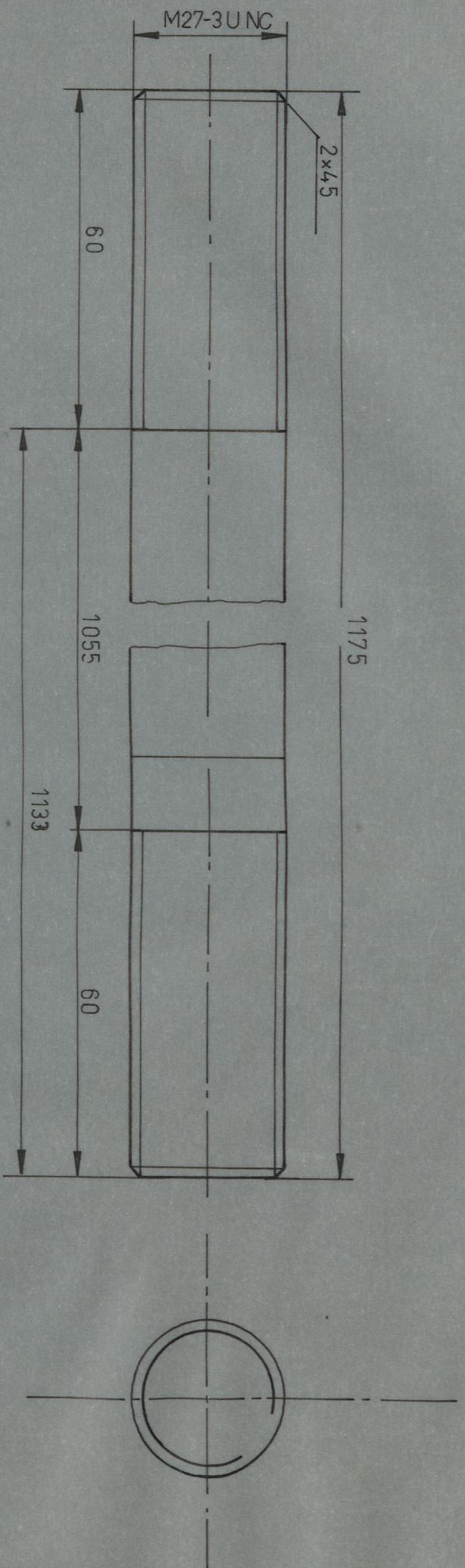
ESPOL

E:1:75

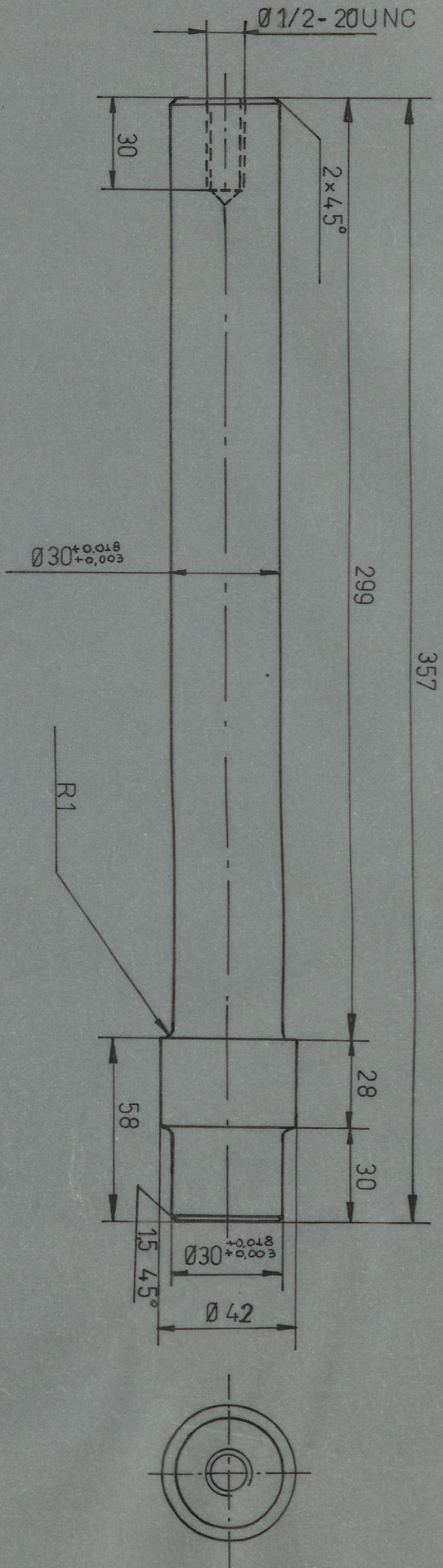
SOPORTE VERTICAL
IZQUIERDO

PQ 4

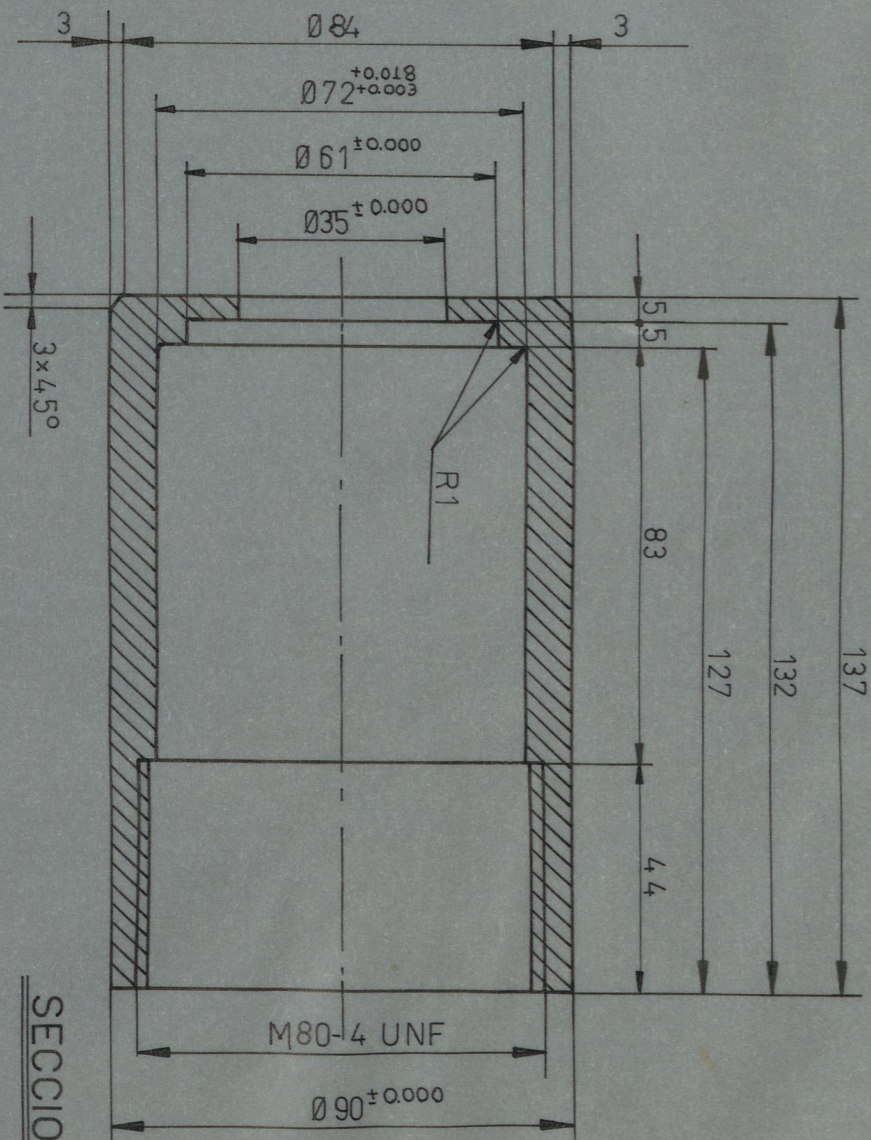
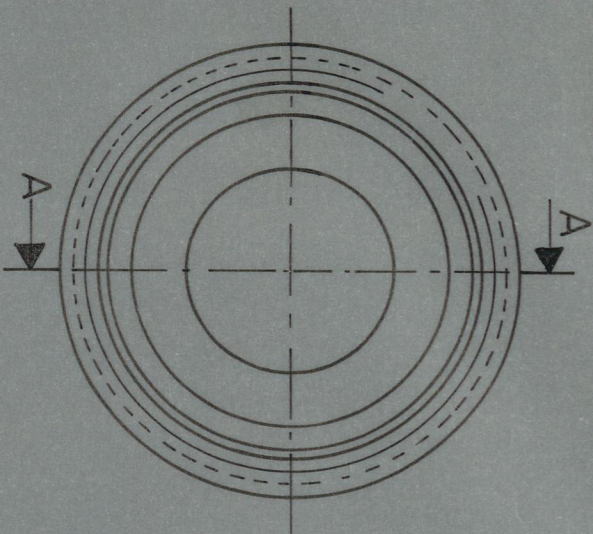




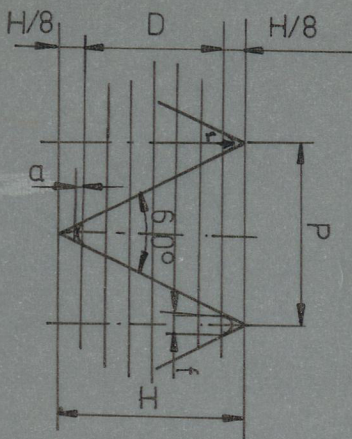
| | | | | |
|-------|--------|--------|-----------------------|----------------|
| Fecha | Postor | Quilms | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib. | | | | |
| Rev. | | | | |
| App. | | | GUIAS | PQ 5 |
| E 1:1 | | | | |
| ∇ | | | | ACERO SAE 4337 |



| | | | | | |
|-------|---------------|--------|---------|-----------------------|-------|
| Fecha | | Rector | Quilmis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| D13 | | App | | | |
| Rev | | | | | |
| E 1:2 | BARRA TENSION | | | | P Q 6 |
| W | | | | | |

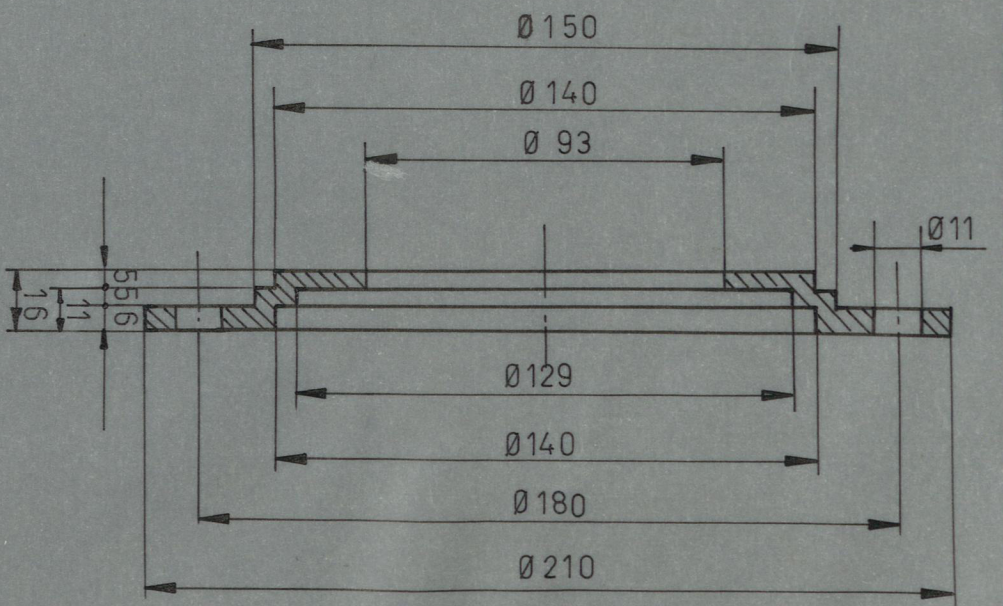
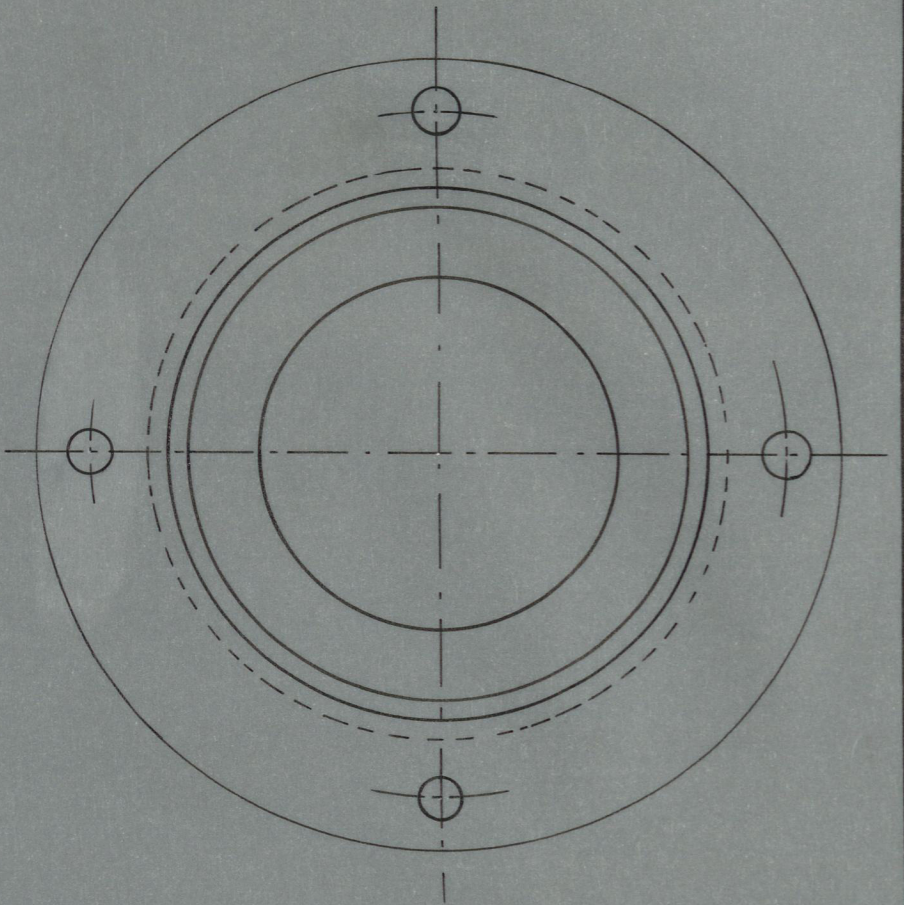


SECCION A A



M80-4UNF
 D= 2.598
 H= 3.464
 a= 0.2
 f= 0.5
 r= 0.232
 P= 4
 Diametro mayor=80.43
 Diametro menor=74.80

| | | | |
|---------------------------|----------------------|--------|-----------|
| Fecha | | | |
| Dib | Pastor | Quimis | |
| Aph | | | |
| Rev | | | |
| E:1:15 | FAC. DE ING MECANICA | | E S P O L |
| PORTA RODAMIENTOS TENSION | | | P Q 7 |
| ACERO SAE 4337 | | | |



| | | | | |
|---------|--------|---------|-----------------------|-------|
| Ech. hq | Pastor | Quirnis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Rev | | | | |
| App | | | | |

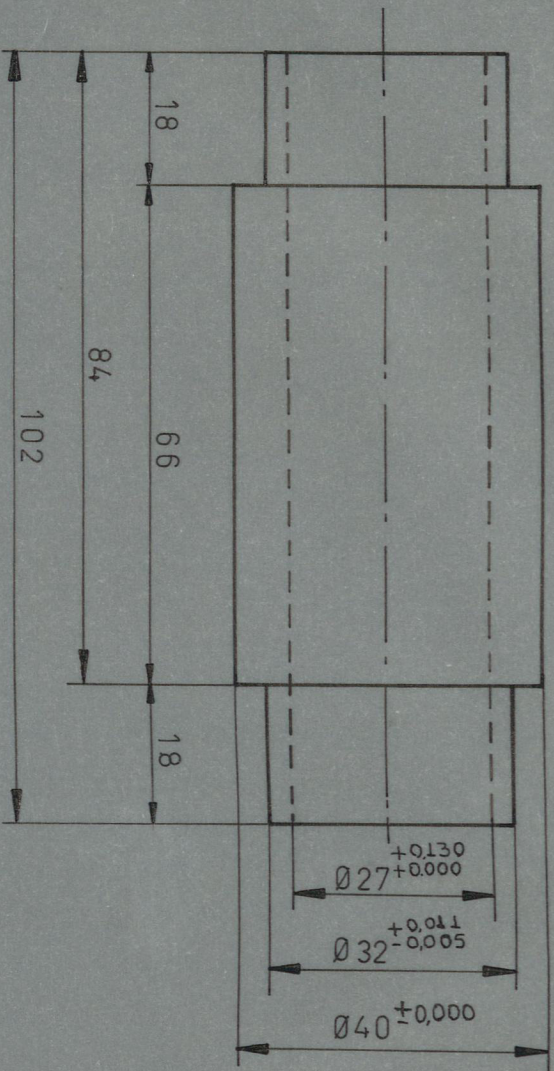
E:1:2

TAPA PORTA RODAMIENTOS TORSION

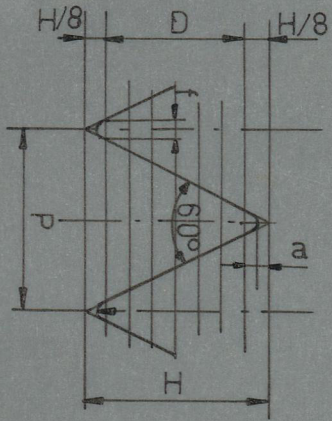
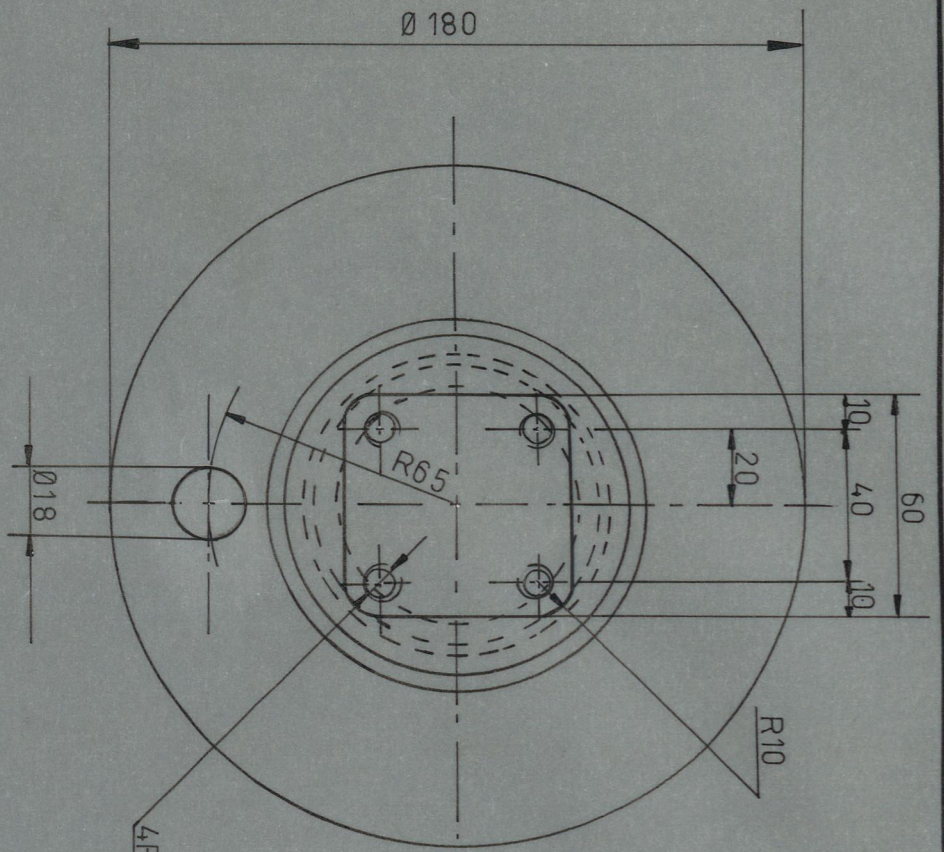
PQ 8



ACERO AISI 1018

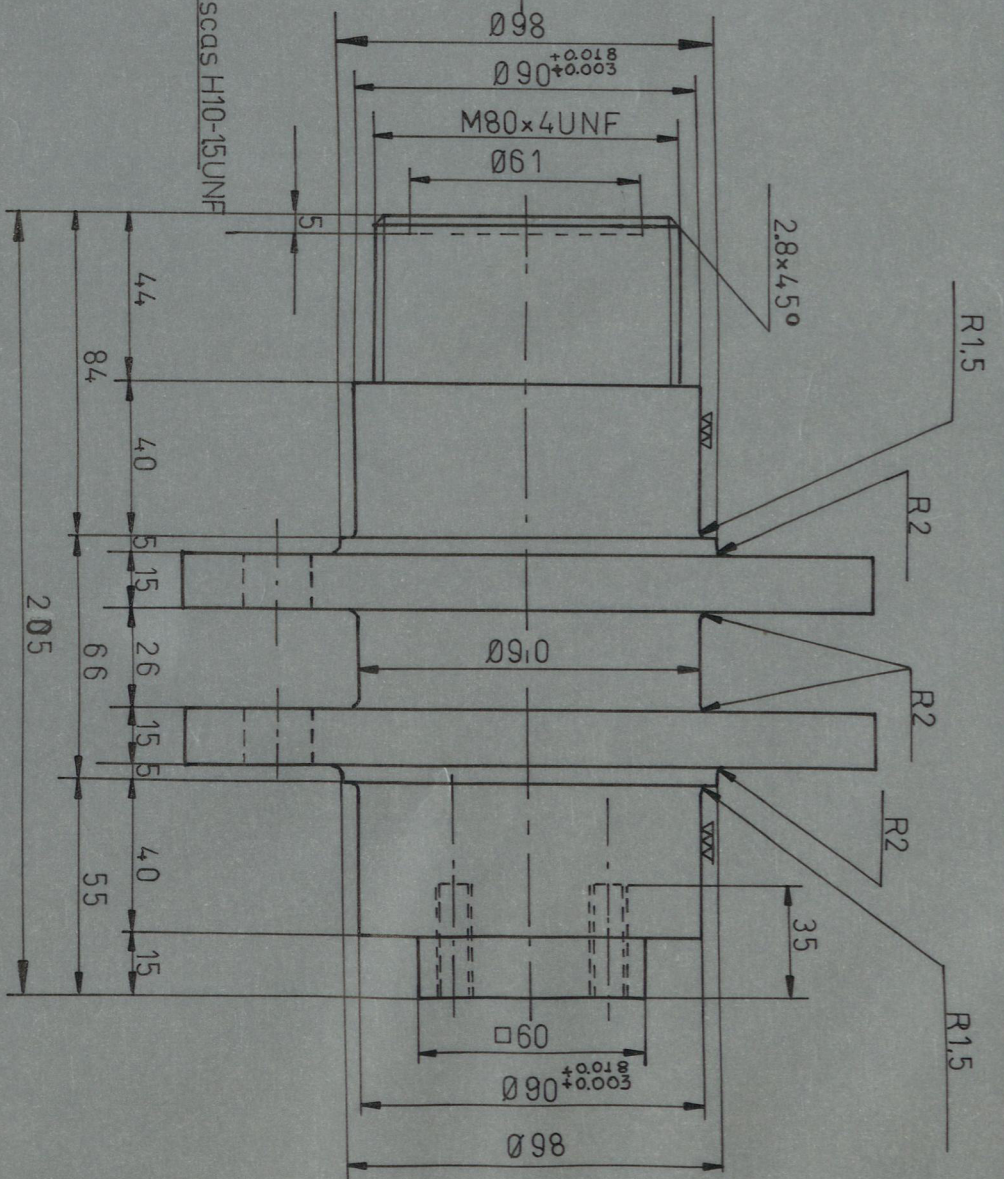


| | | | | |
|-------|---------------------------|---------------|---------------------|------------------|
| Fecha | | Pastor Quimis | FAC DE ING MECANICA | ESPOL |
| Dib | | | | |
| App | | | | |
| Rev | | | | |
| E:1:1 | SEPARADOR BASE DESLIZANTE | | | PQ9 |
| W | | | | BRONCE FOSFORICO |

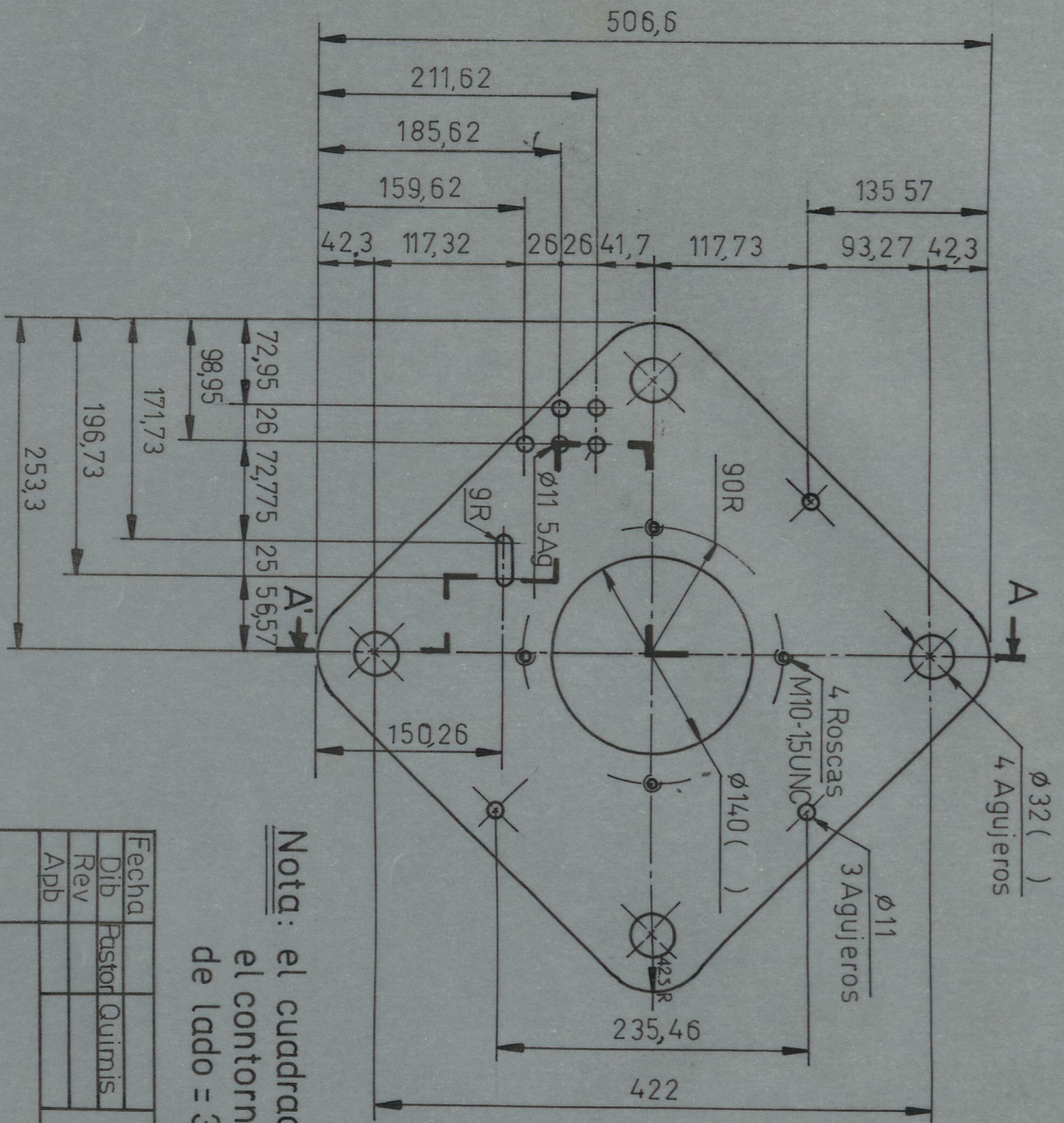


M80x4 UNF
 D=2.598
 H=3.464
 a=0.2
 f=0.5
 r=0.232
 P=4

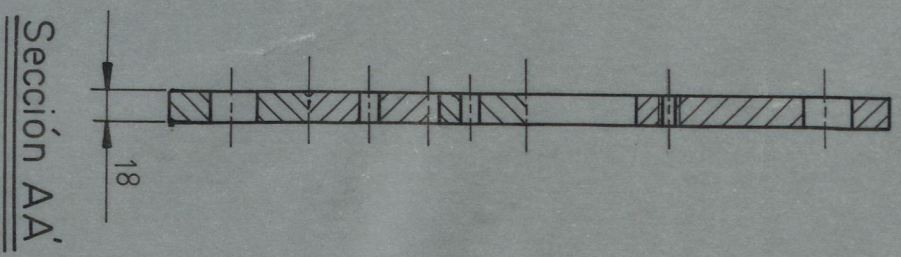
Diametro exterior=80
 Diametro medio = 77.402
 Diametro de fondo=74.37



| | | | |
|--------|---------------|-----------------------|--|
| Fecha | | | |
| Dib. | Pastor Quimis | | |
| Rev. | | | |
| App. | | | |
| E1:2 | | FAC. DE ING. MECANICA | |
| NUCLEO | | E SPOL | |
| PQ10 | | ACERO SAE 4337 | |



Nota: el cuadrado que forma el contorno exterior es de lado = 383



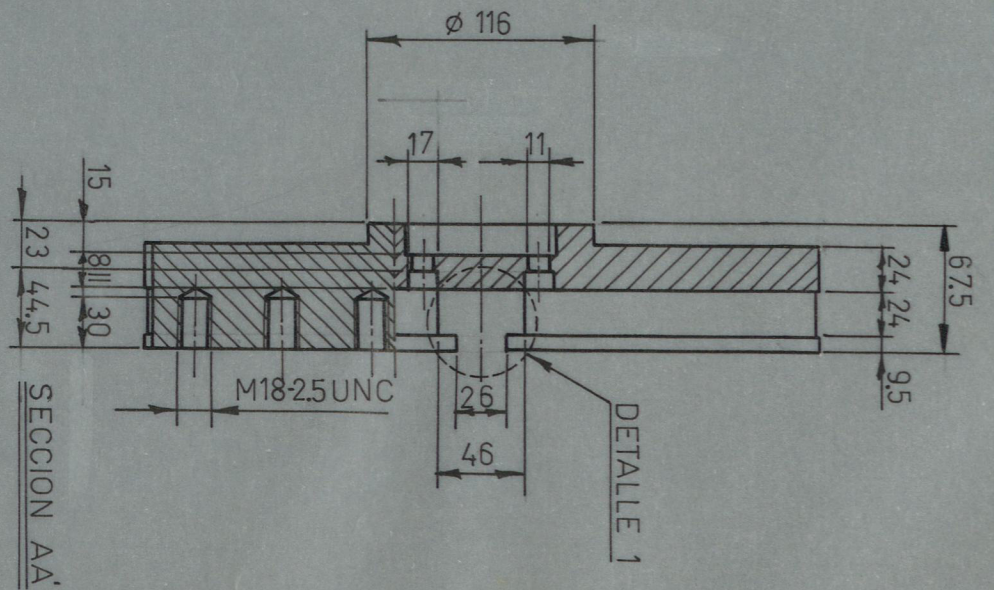
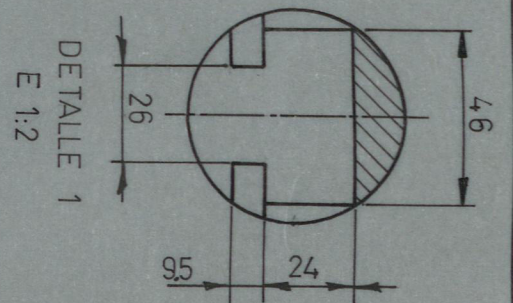
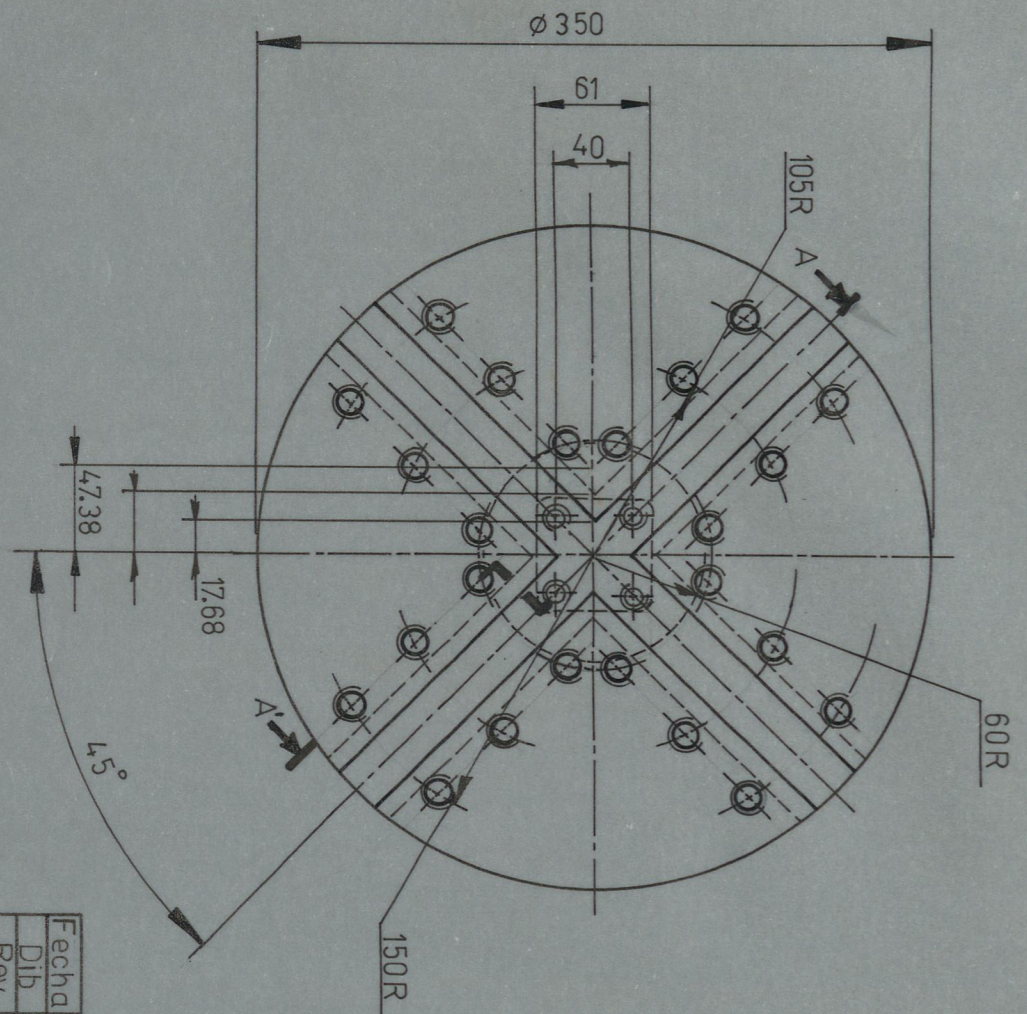
| | | | | |
|-------|--|---------------|-----------------------|-------|
| Fecha | | Pastor Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib | | | | |
| Rev | | | | |
| App | | | | |

E 1:5

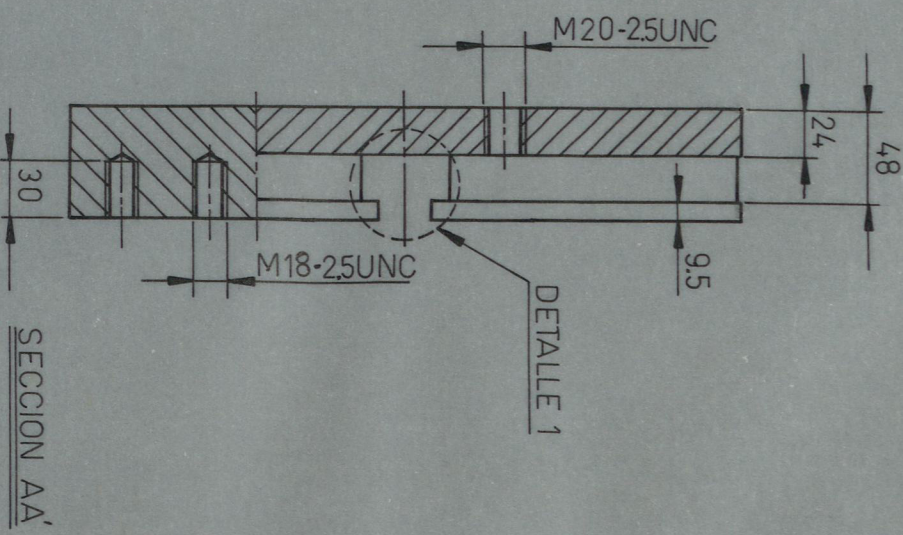
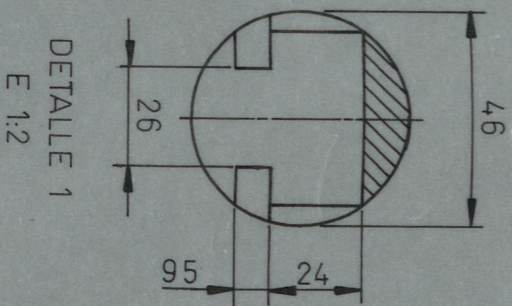
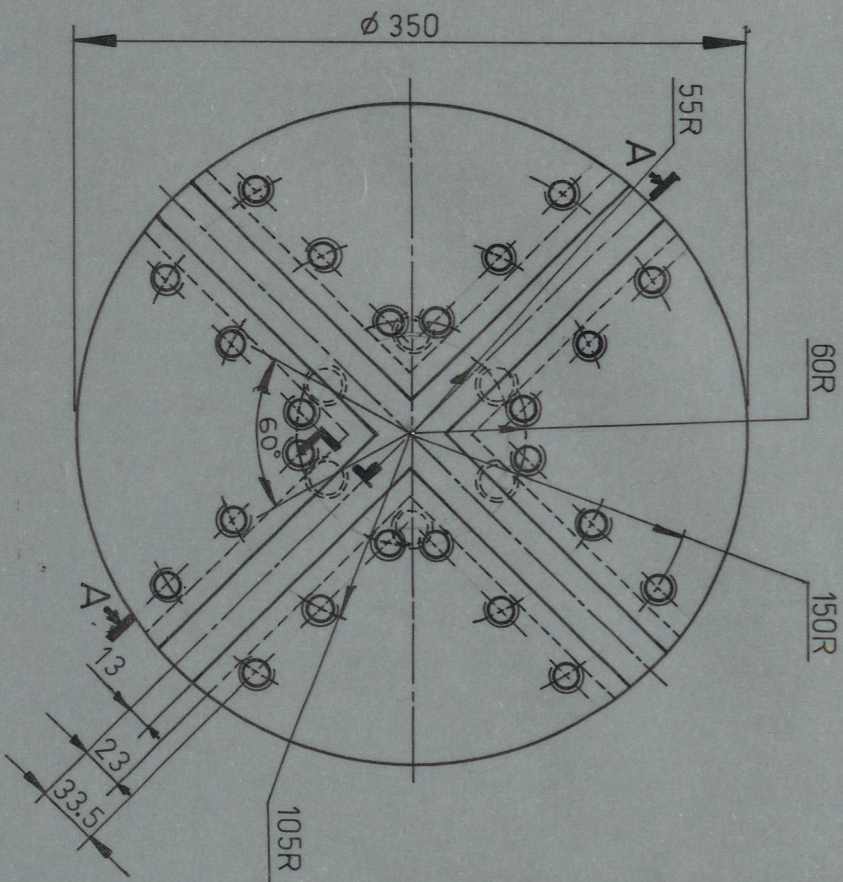
BASE DESLIZANTE

PQ 11

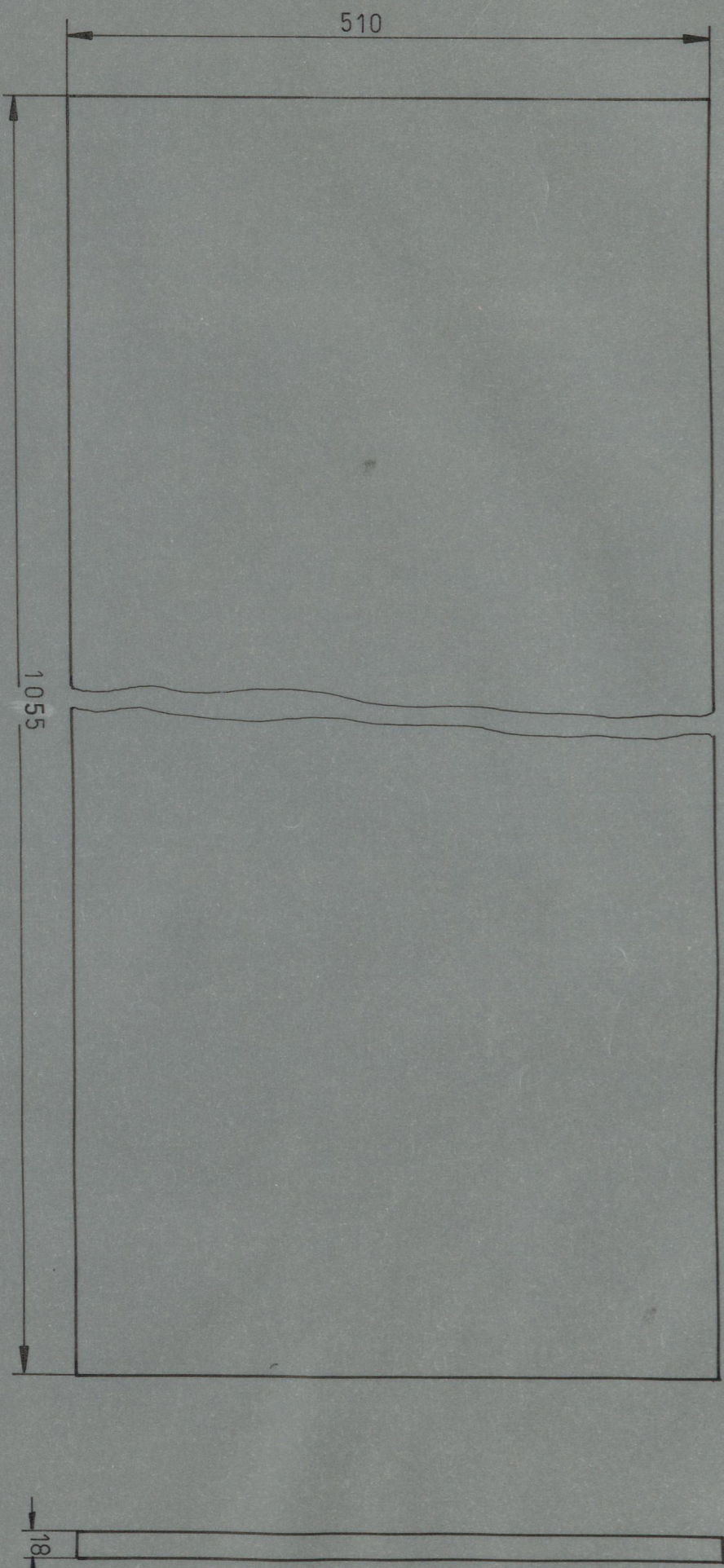
ALSI 1040



| | | | |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------|
| Fecha | | | |
| Did | Pastor Quimis | | |
| Rev | | | |
| App | | | |
| E 1:4 | | | |
| MORDAZA IZQUIERDA | | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| | | | PQ 12 |
| | | | AI/ST 1040 |



| | | | | |
|-------|--|---------------|-----------------------|-----------|
| Fecha | | Pastor Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib | | | | |
| Rev | | | | |
| App | | | | |
| E 1:4 | | | MORDAZA DERECHA | PQ 13 |
| ∇∇ | | | | AISI 1040 |



| | | | | | |
|-------|--|--------|---------|-----------------------|-------|
| Fecha | | Rector | Quinnis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib. | | | | | |
| Rev. | | | | | |
| App. | | | | | |

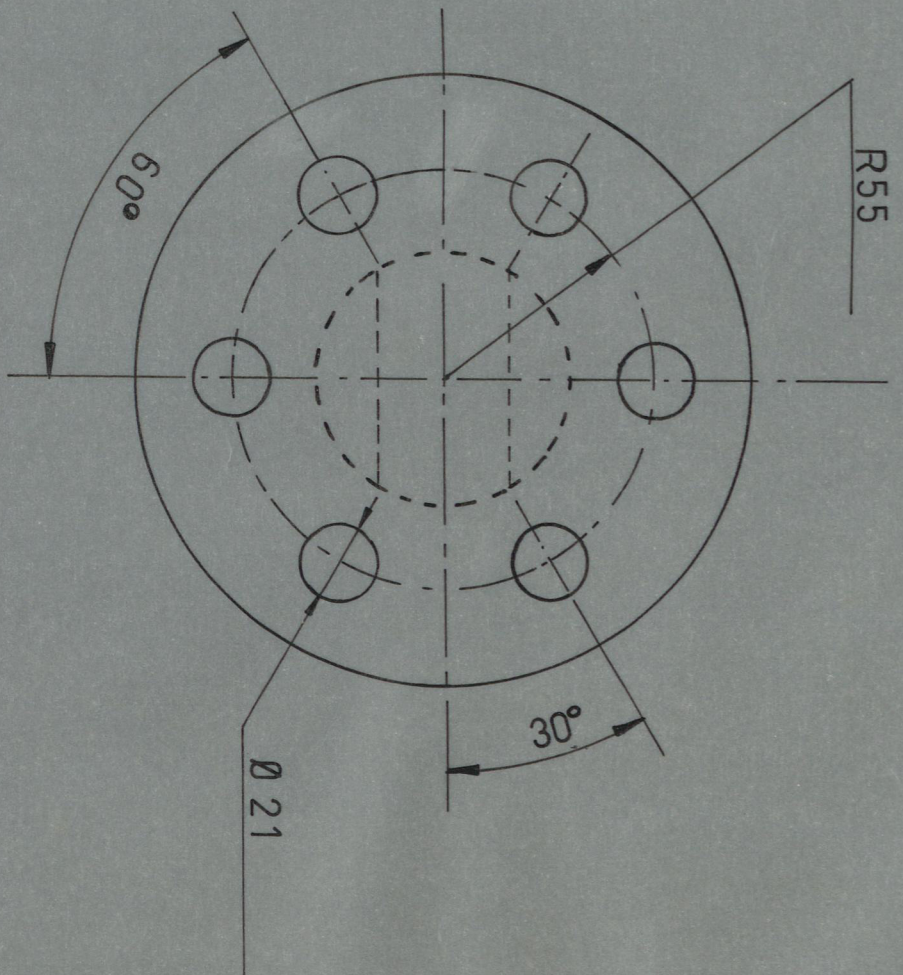
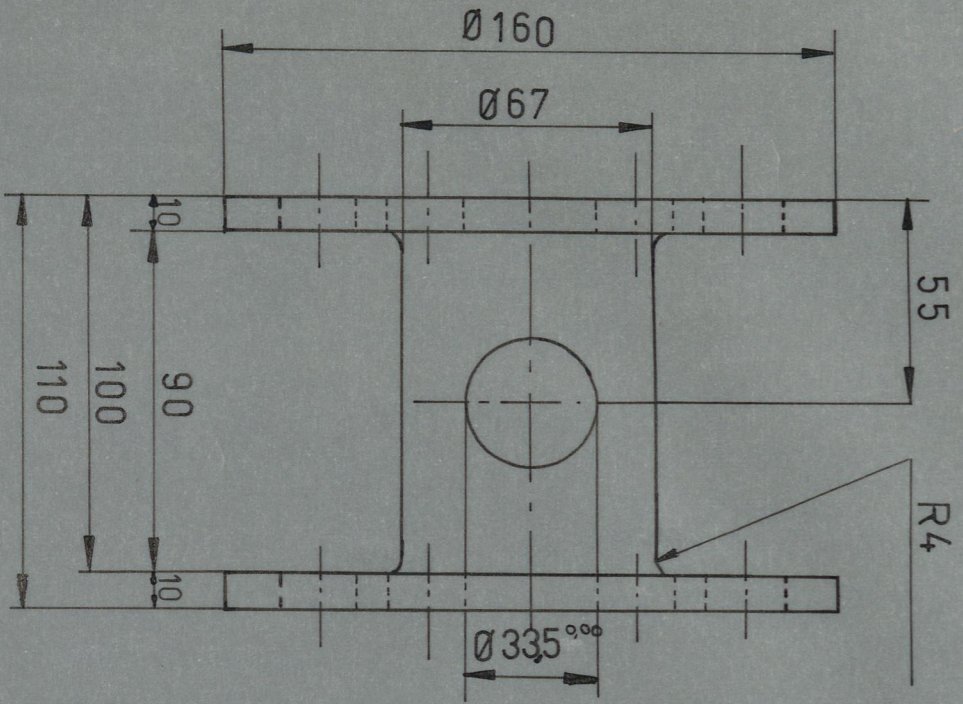
E1:2

BASTIDOR

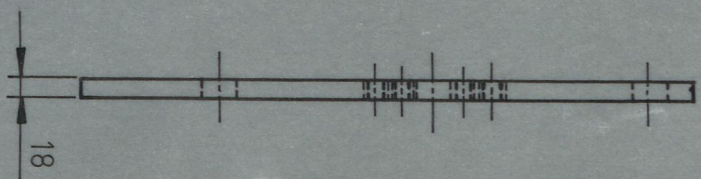
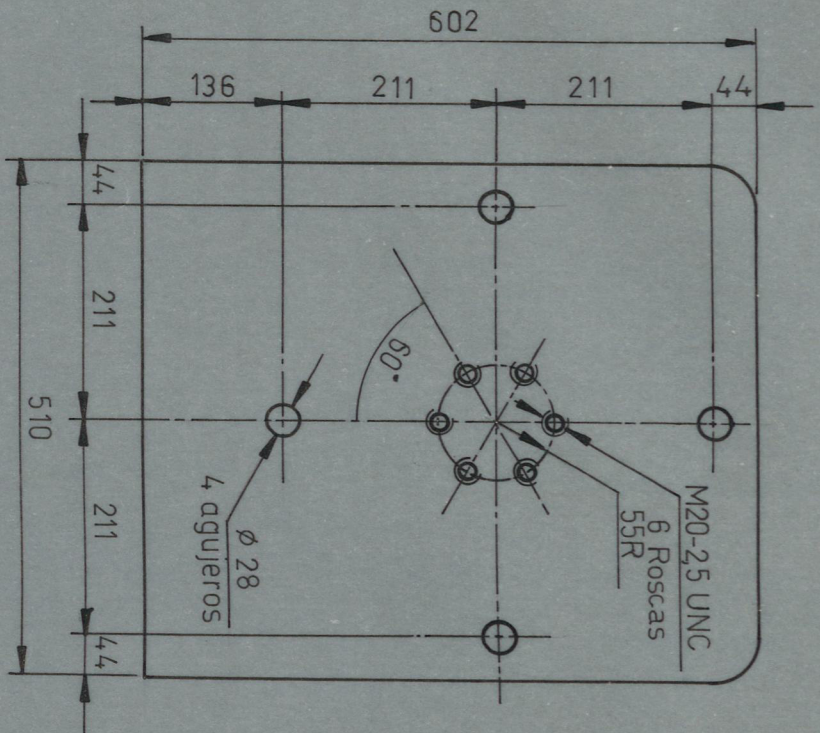
PQ 14



ACERO A36



| | | | |
|-----------------------|--------------------|---------------|----------------|
| Fecha | | Pastor Quimis | |
| Dib. | | | |
| Rev. | | | |
| App. | | | |
| FAC. DE ING. MECANICA | | | |
| ESPOL | | | |
| E1:2 | CELDA DE CARGA | | PQ 15 |
| | Torque = 294840 | | |
| | MAX. Fuerza = 3629 | | |
| | Torsion | | |
| | | | ACERO SAE 4337 |



| | |
|-------|---------------|
| Fecha | |
| Dib. | Pastor Quimis |
| Rev. | |
| App. | |

FAC. DE ING. MECANICA

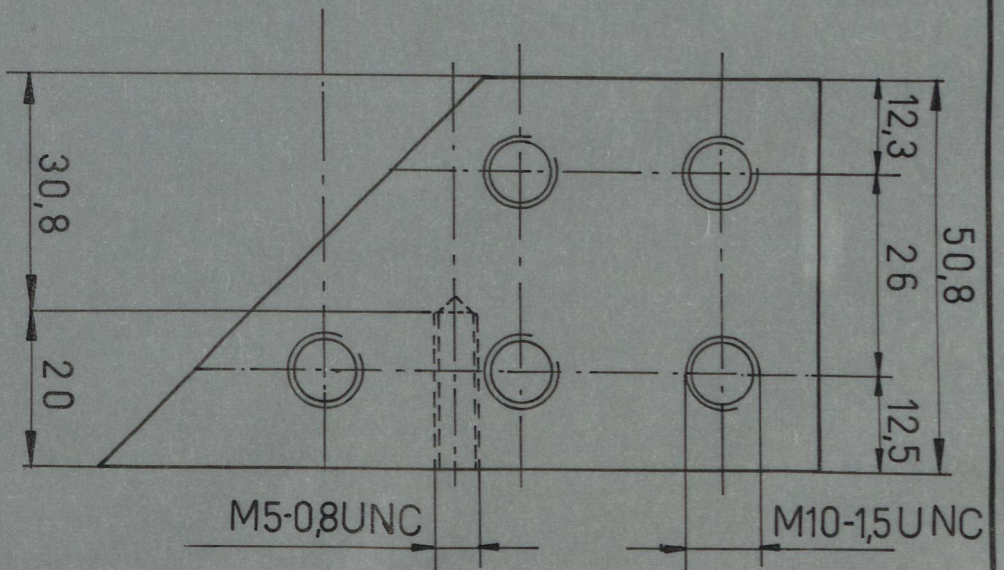
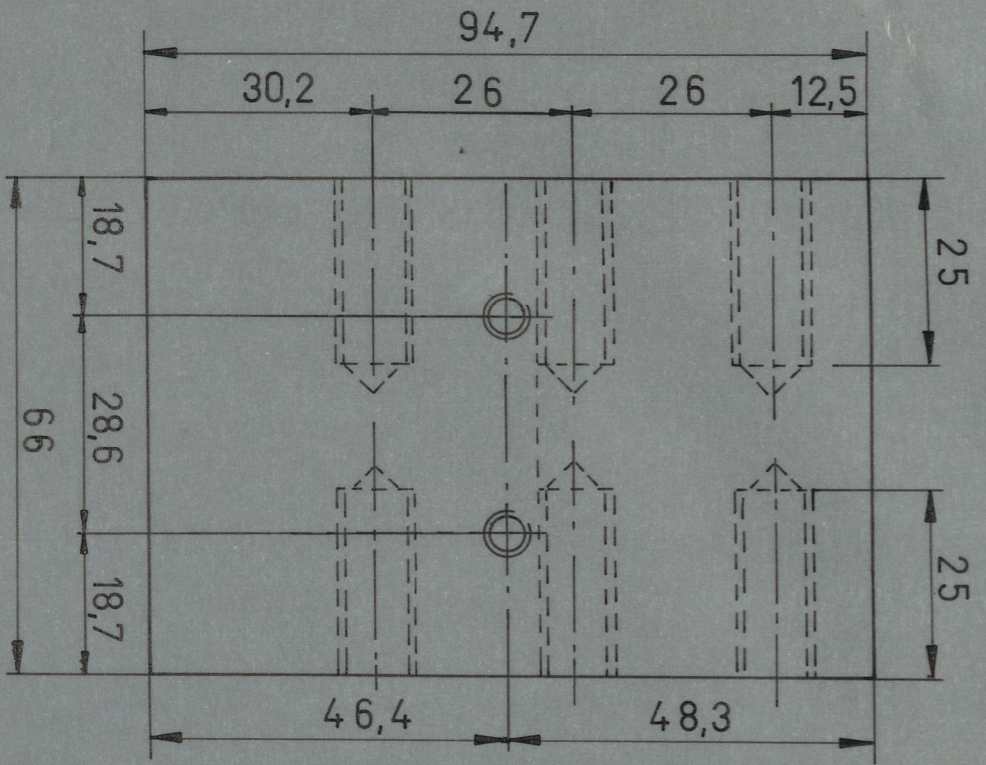
ESPOL

E:1:7,5

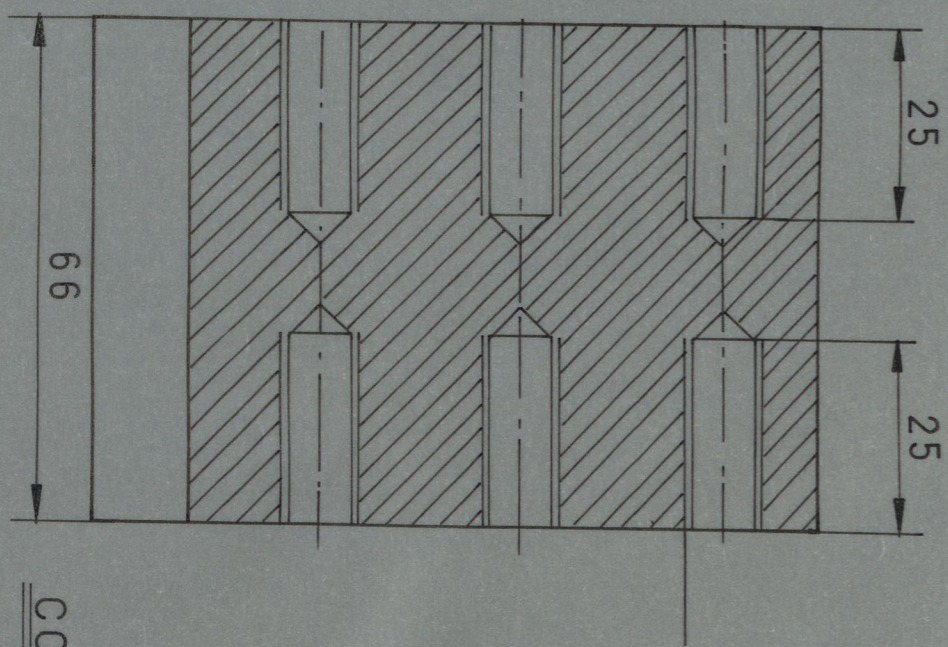
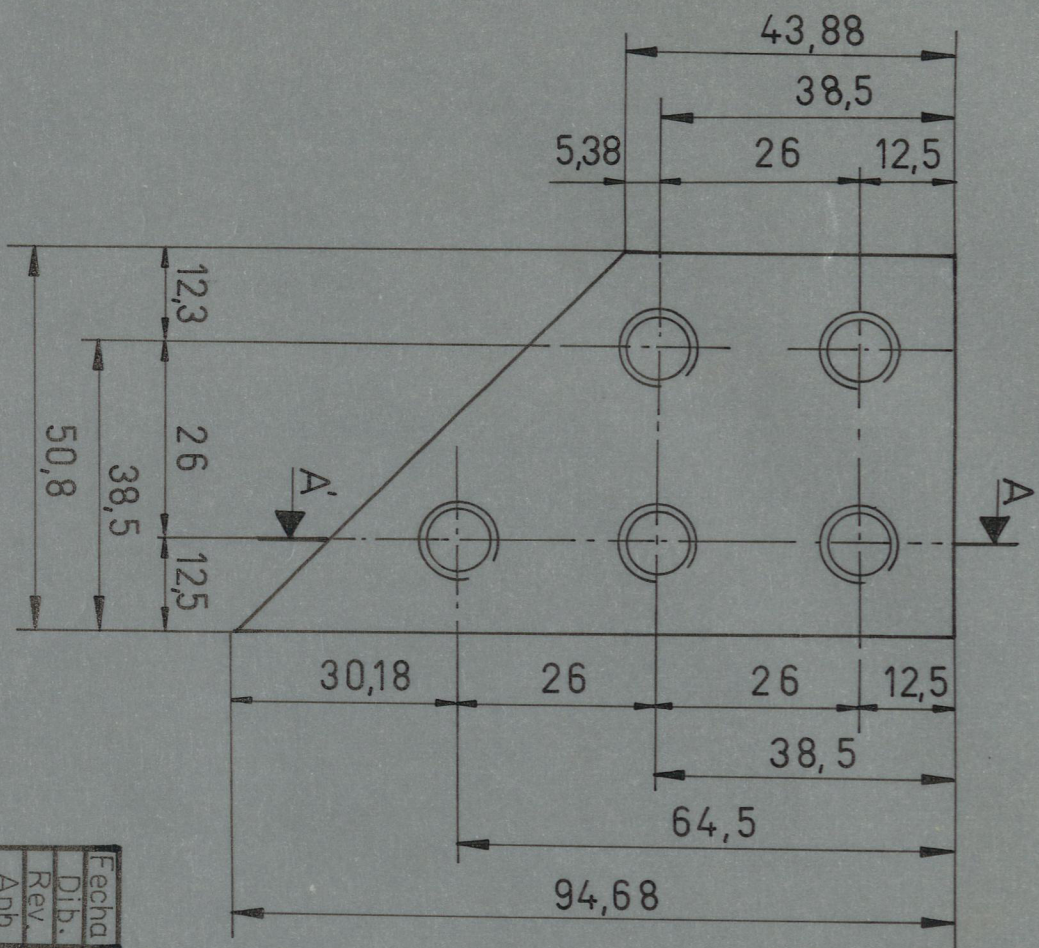
SOPORTE VERTICAL
DERECHO

PQ 16

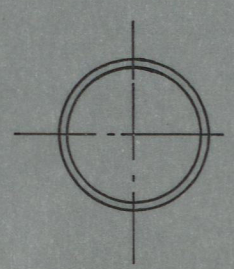
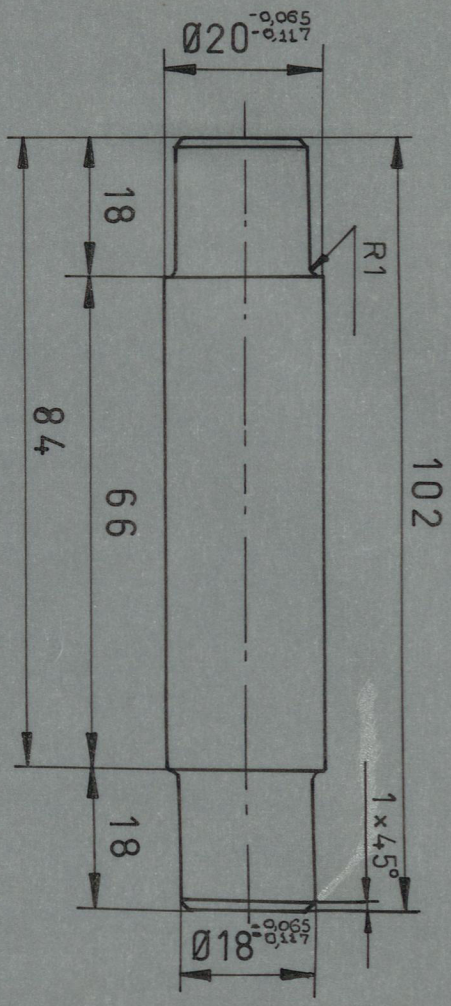




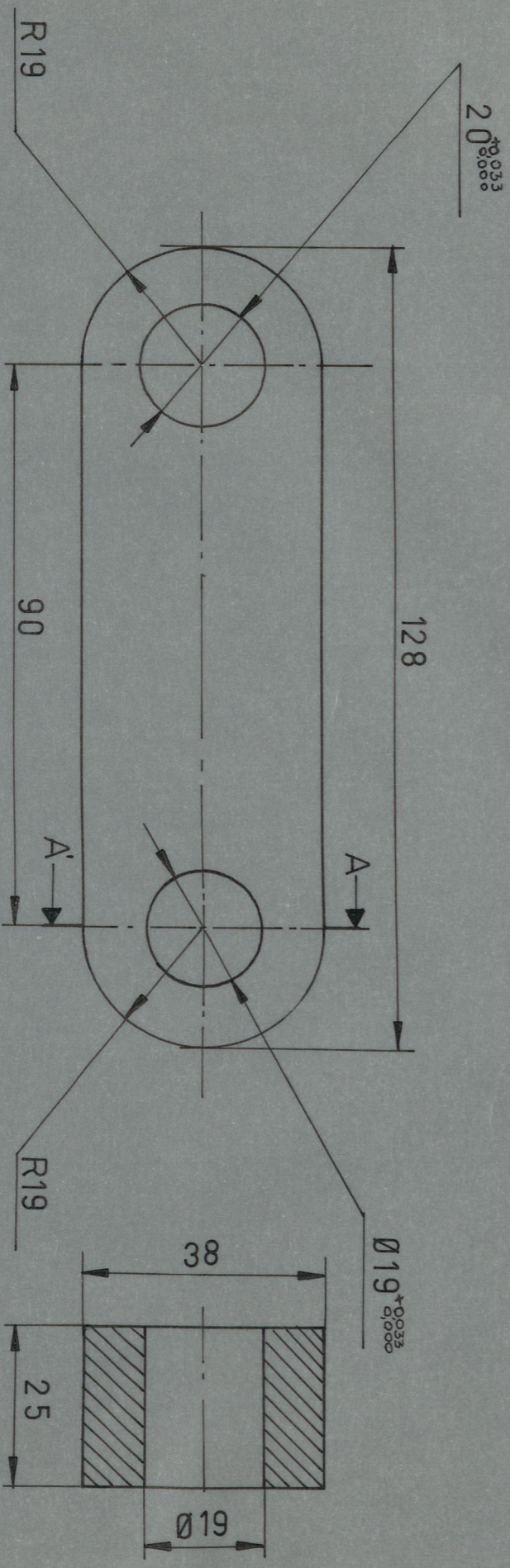
| | | | | |
|-------|--------------------------------------|--------|-----------------------|------------|
| Fecha | Pastor | Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib. | | | | |
| Rev. | | | | |
| App. | | | | |
| E1:1 | BASE PISTON TORSION (RECTIFICADO) | | | PQ 17 |
| ∇ | | | | ACERO A 36 |




| | | | |
|-----------------------|---------------|--|--|
| Fecha | | | |
| Dib. | Pastor Quirós | | |
| Rev. | | | |
| App. | | | |
| E1:1 | | | |
| BASE PISTON TORSION | | | |
| FAC. DE ING. MECANICA | | | |
| ESPOL | | | |
| PQ 17 | | | |
| A 36 | | | |

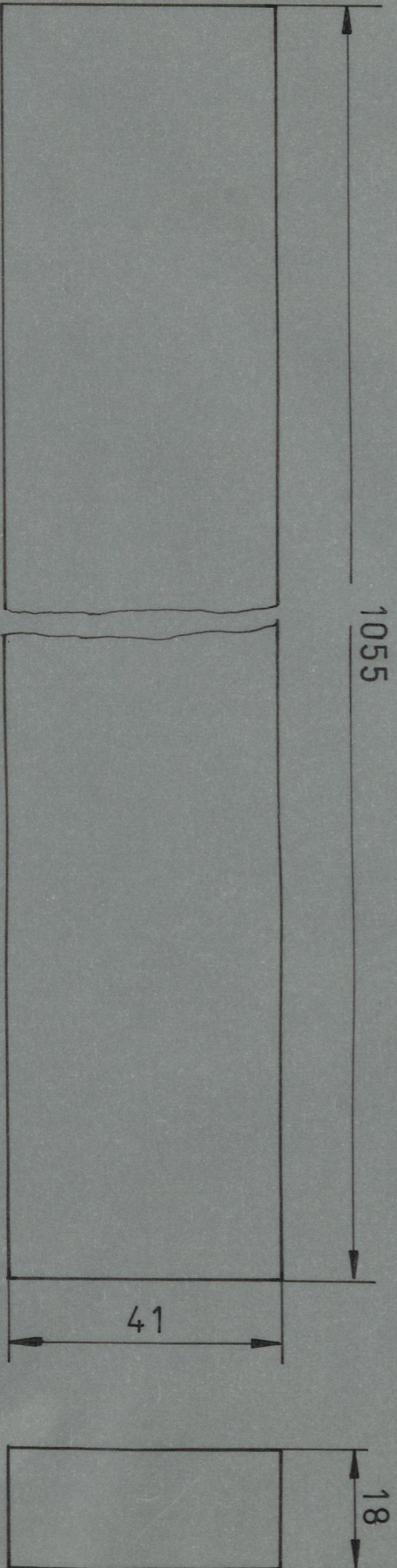


| | | | |
|-------|---|--------|----------------|
| Fecha | | | |
| Dib | Pastor | Quimis | |
| Rev. | | | |
| App. | | | |
| E1:1 | PASADOR EN LA BIELA TORSION INFERIOR | | PQ 19 |
| WV | FAC DE ING MECANICA | | ACERO SAE 1045 |
| | | | ESPOL |



CORTE AA'

| | | | | | |
|--|---------------|--------|--------|-----------------------|-------|
| Fecha | | Pastor | Quimis | FAC. DE ING. MECANICA | ESPOL |
| Dib. Rev. | | | | | |
| App. | | | | | |
| E1:1 | BIELA TORSION | | | PQ 19 | |
|  | | | | A 36 | |



| | | | | |
|-------|--------------------|--------|--|-------|
| Fecha | | | | |
| Dib. | Pastor | Quimis | | |
| Rev. | | | | |
| App. | | | | |
| E1:1 | TIRAS DEL BASTIDOR | | | PQ 20 |
| ∇∇ | | | | A 36 |
| | | | | |
| | | | | |

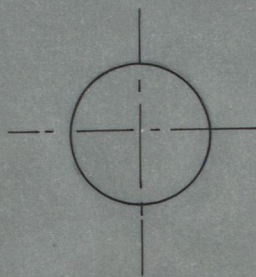
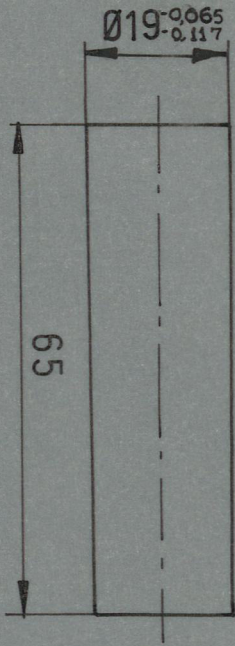
FAC. DE ING. MECANICA

ESPOL

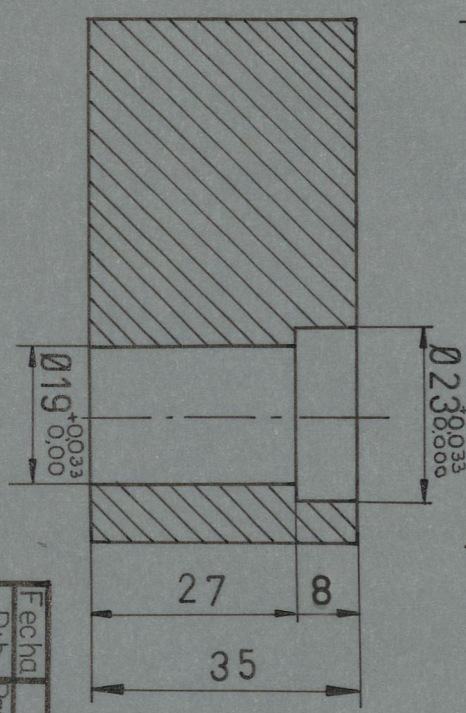
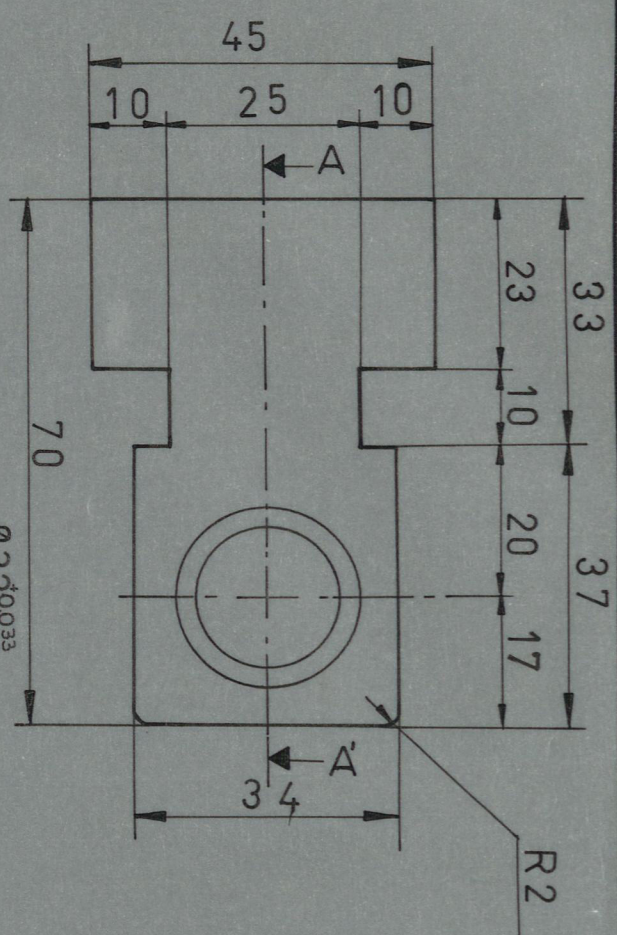
TIRAS DEL BASTIDOR

PQ 20

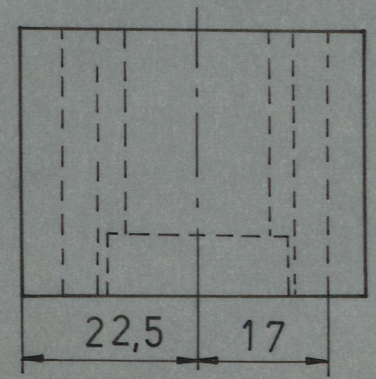
A 36



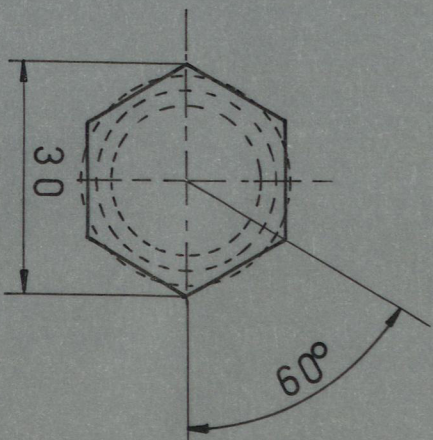
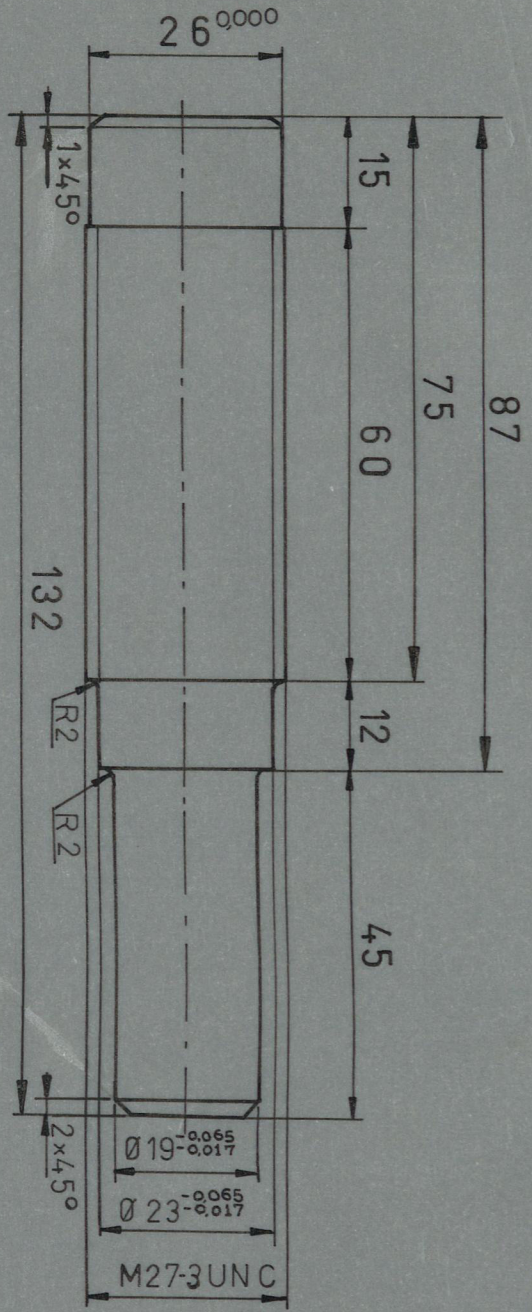
| | | | | |
|-------|-----------------------------------|--------|--|-----------|
| Fecha | | | | |
| Dib | Pastor | Quimis | | |
| Rev | | | | |
| App | | | | |
| E1:1 | PASADOR SUPERIOR BIELA TORSION | | | PQ 21 |
| VVV | FAC. DE ING. MECANICA | | | ESPOL |
| | | | | ASSA3 705 |



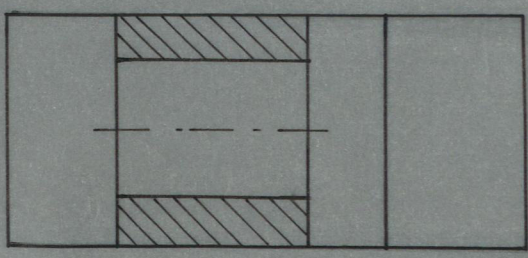
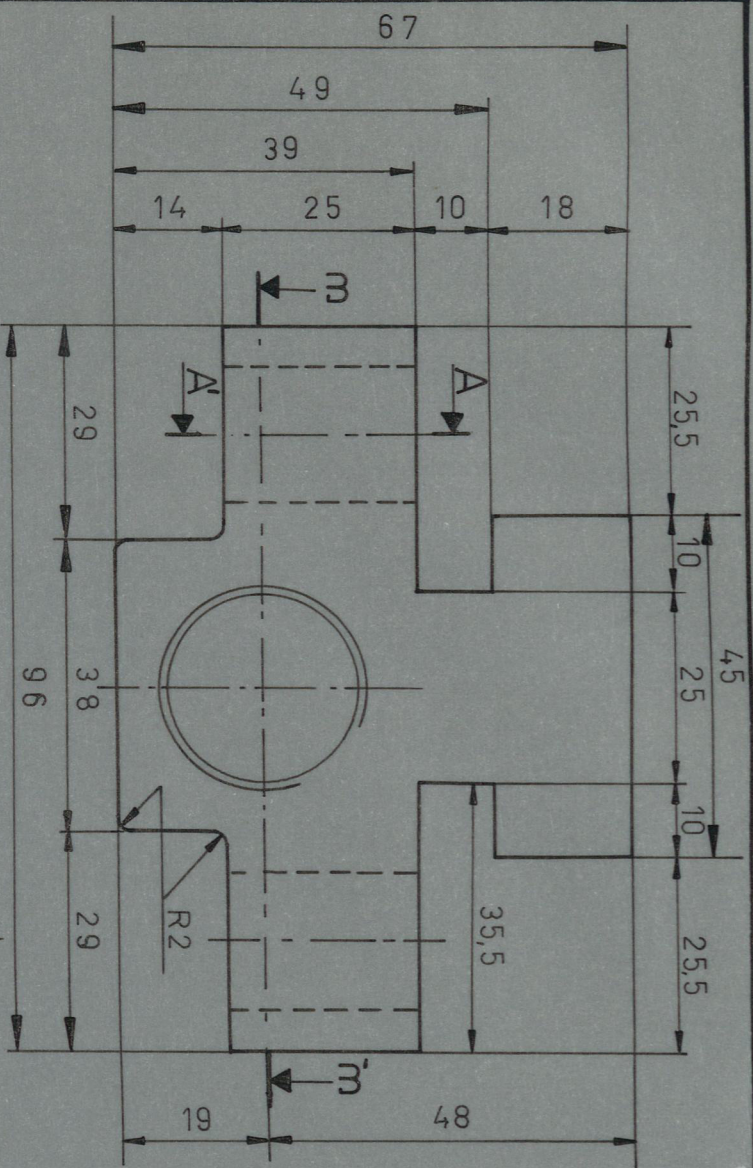
CORTE AA'



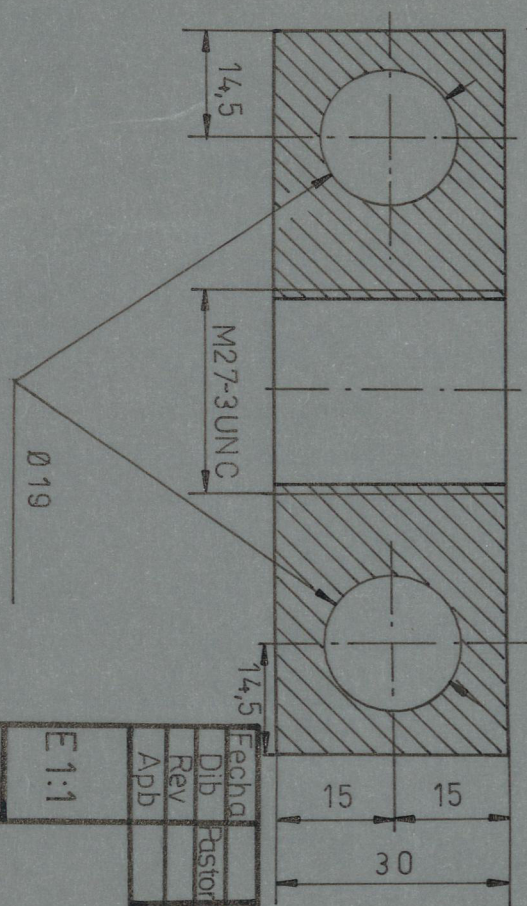
| | | | | |
|-------|-----------------------|--------|--|-----------|
| Fecha | | | | |
| Dib. | Pastor | Quimis | | |
| Rev. | | | | |
| App. | | | | |
| E1:1 | FAC. DE ING. MECANICA | | | ESPOL |
| ∇∇ | MUELAS DE MORDAZA | | | PQ 22 |
| | | | | ASSA3 705 |




| | | | | |
|-------|-----------------|--------|---------------------|-----------|
| Fecha | Pastor | Quimis | FAC DE ING MECANICA | ESPOL |
| Dib | | | | |
| Rev | | | | |
| App | | | | |
| E:125 | SUJETADOR MUELA | | | PQ 23 |
| WV | | | | ASSA3 705 |

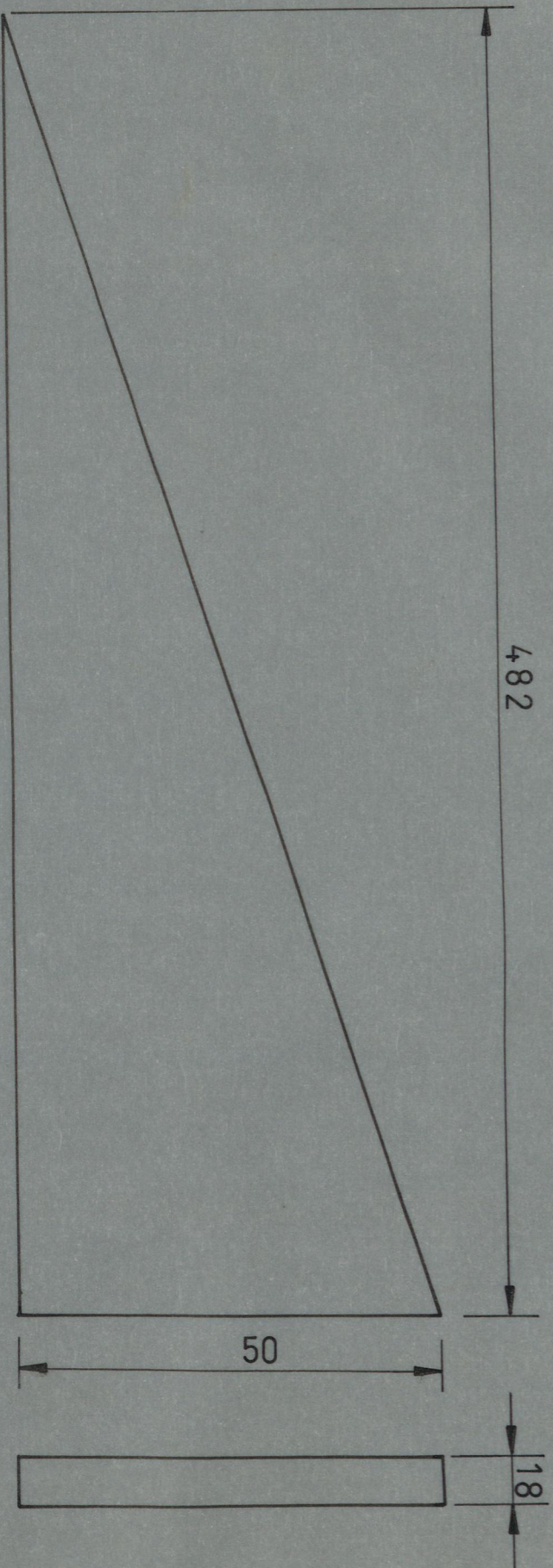


SECCION AA'

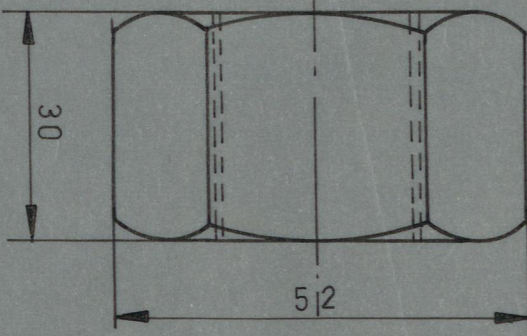
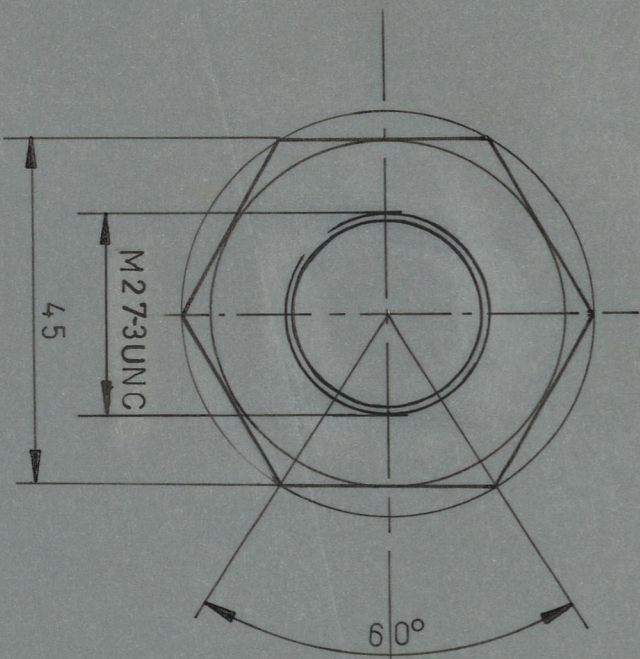


SECCION BB'

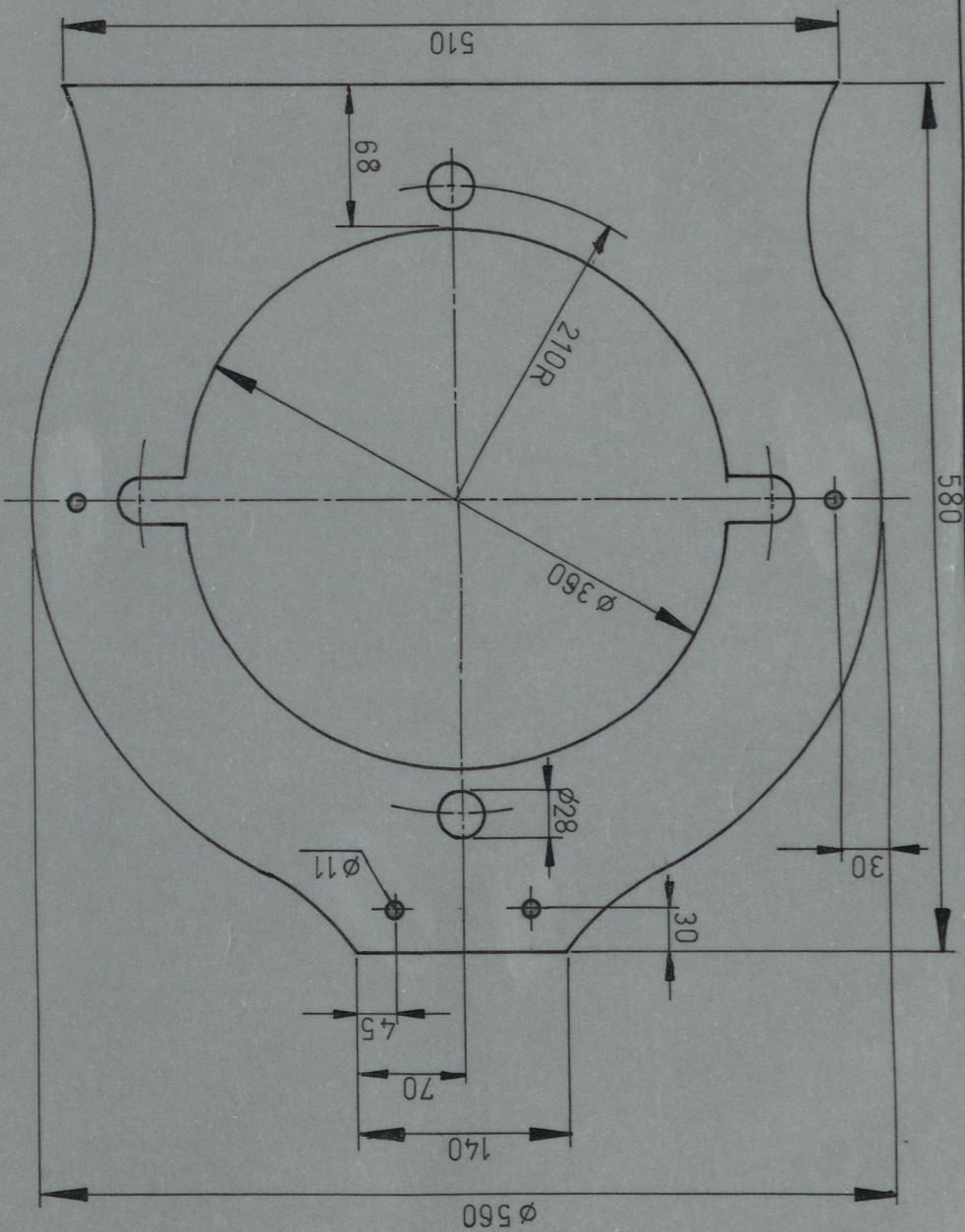
| | | | | | | |
|--|------|-------|---------------|---------------------|----------------|--|
|  | E1:1 | Fecha | PASTOR QUIMIS | FAC DE ING MECANICA | ESPOL | |
| | | Dib | | | | |
| | | Rev | | | | |
| | App | | | | | |
| BASE MUELA | | | | | PQ 24 | |
| | | | | | ACERO SAE 4337 | |



| | | | | |
|--------|--------|--------|------------------------------|-------|
| Fecha | | | | |
| Dib. | Pastor | Quimis | FAC DE ING MECANICA | ESPOL |
| Rev | | | RIGIDIZADOR EN COMPRESION | PQ 25 |
| App. | | | | |
| E:1:25 | | | | |
| ∇∇ | | | | |



| | | | |
|---------------------|--------|---------------------|--|
| Fecha | | | |
| Dib | Pastor | Quimis | |
| Rev | | | |
| App | | | |
| E1:1 | | FAC DE ING MECANICA | |
| TUERCA DE LAS GUIAS | | E S P O L | |
| | | PQ26 | |
| | | | |
| | | | |



| | |
|-------|---------------|
| Fecha | |
| Dib. | Pastor Quimis |
| Rev | |
| App | |

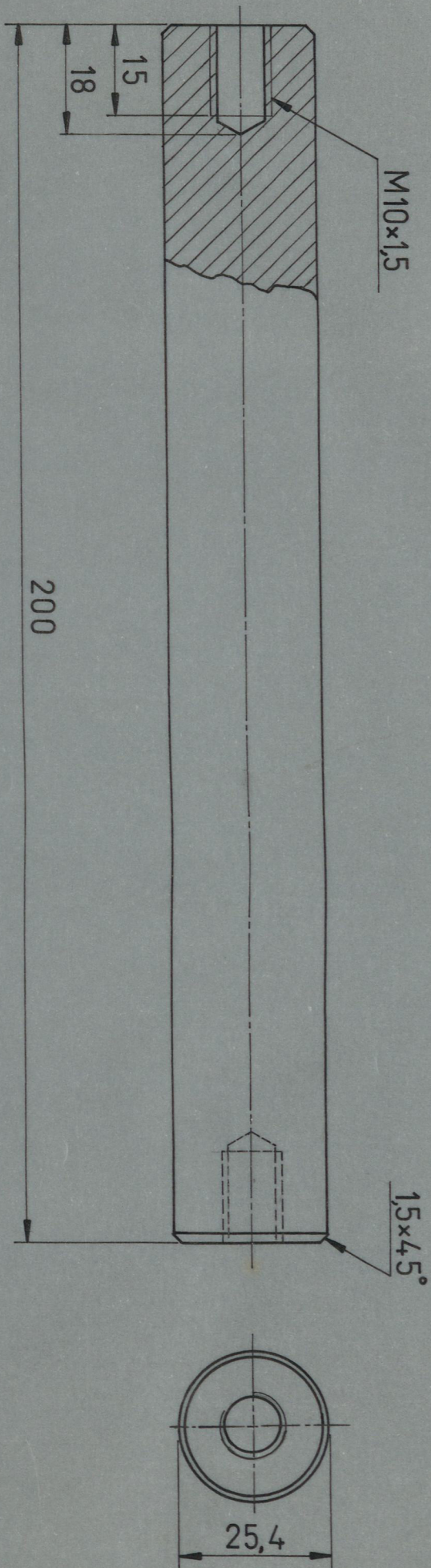
FAC DE ING MECANICA

ESPOL

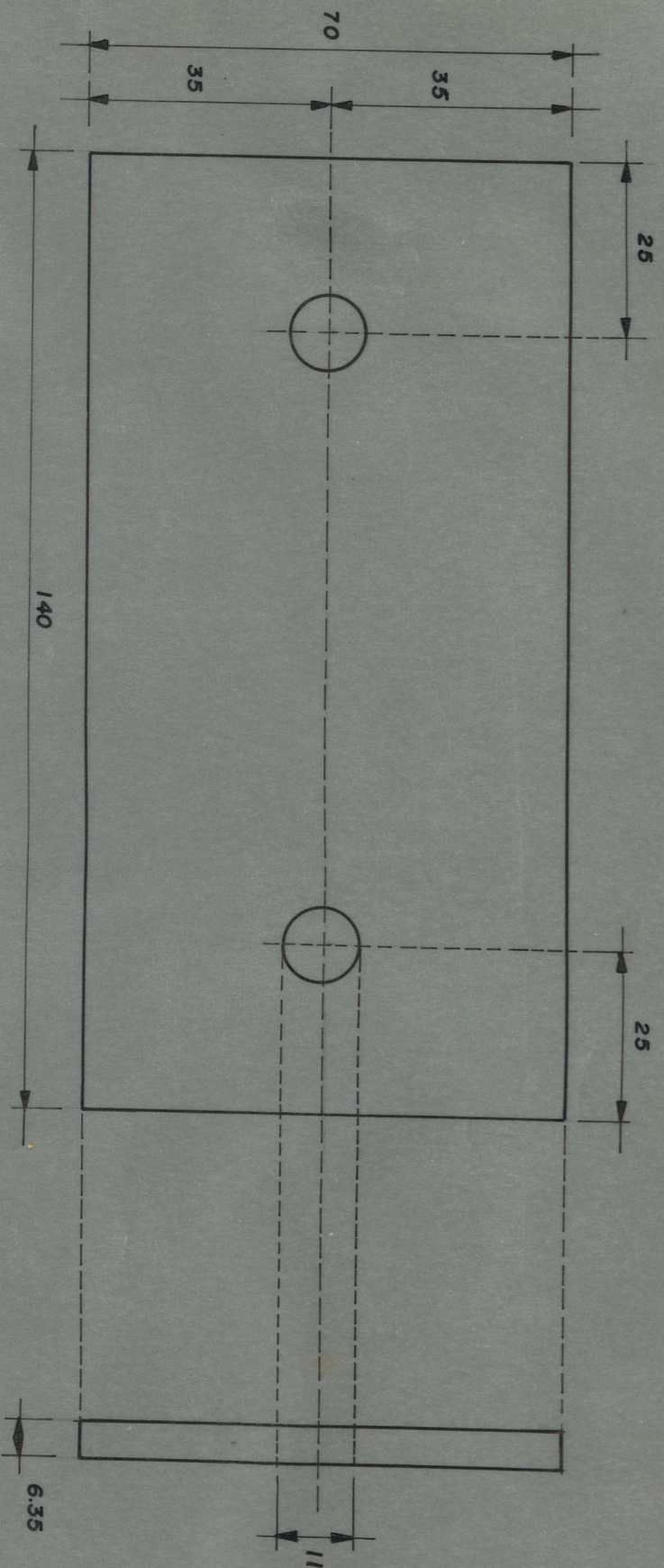
E 1:5

PQ 27

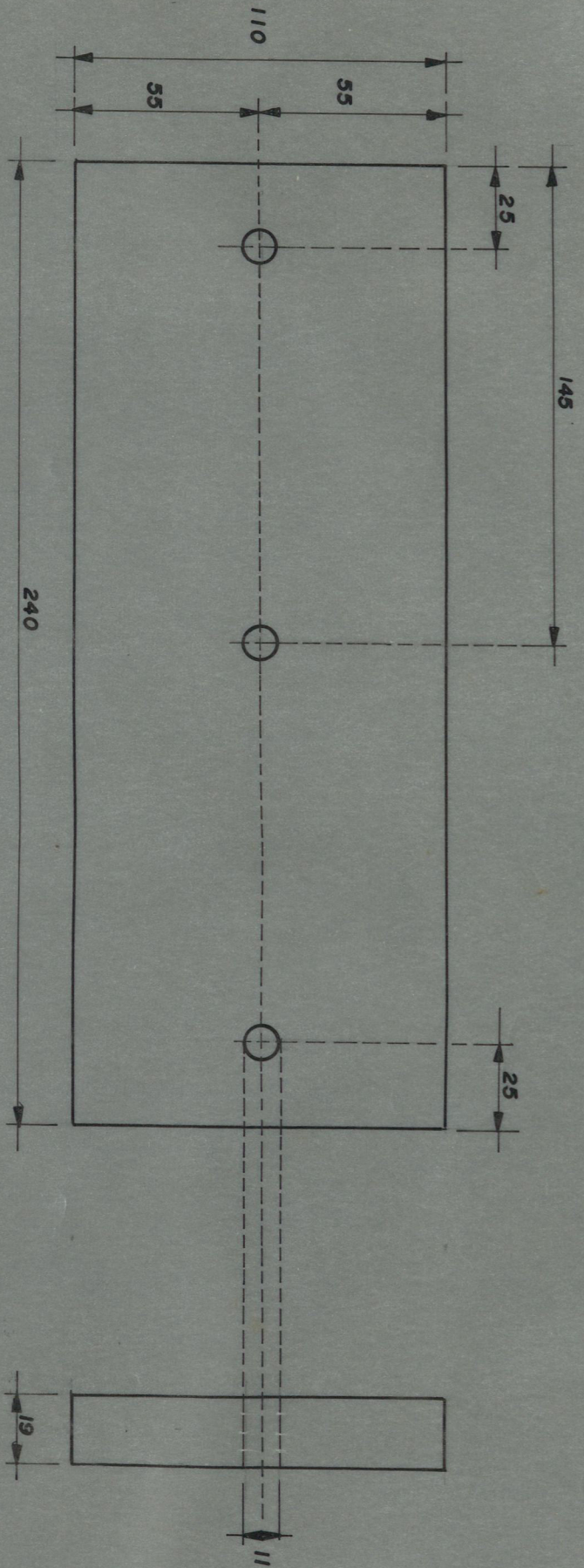




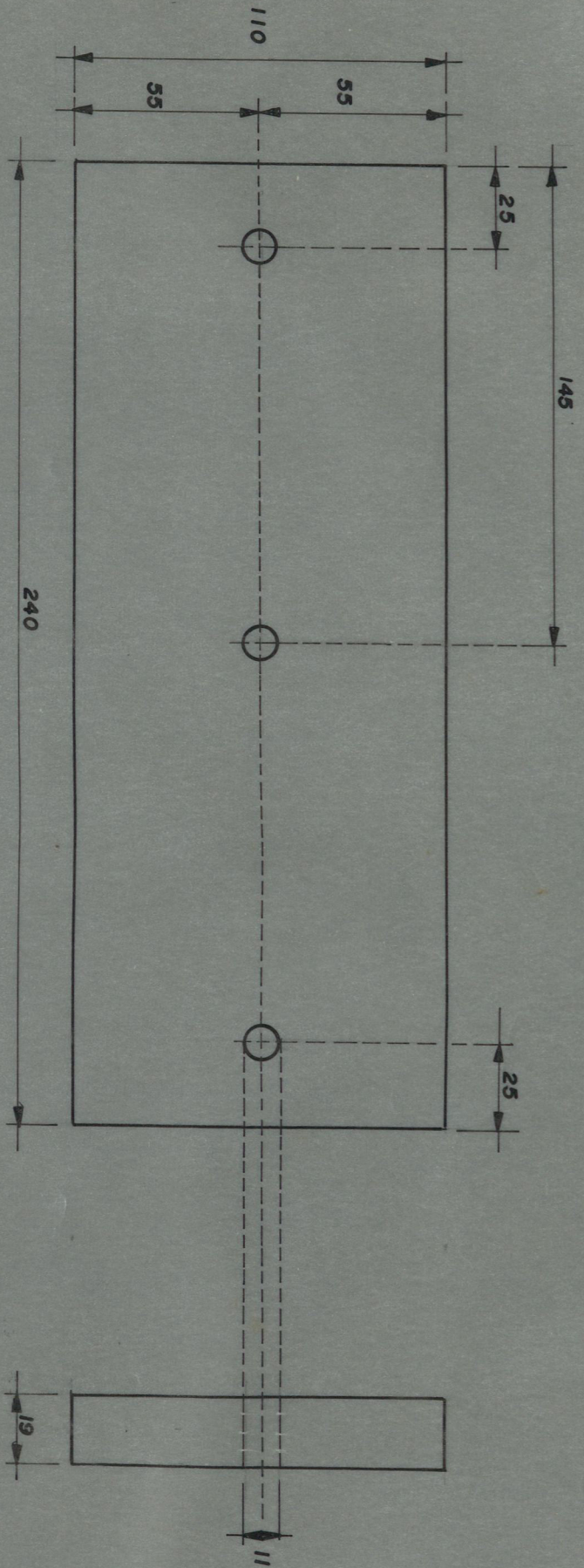
| | | | | |
|-------------|--------|---------------------|--|-------|
| Fecha | | | | |
| Dib | Pastor | Quimis | | |
| Rev | | | | |
| App | | | | |
| E:1:1 | | FAC DE ING MECANICA | | ESPOL |
| EJE ROSCADO | | | | PQ 28 |
| ▽ | | | | |



| | | | | |
|-------|--------|---------|-----------------------|-----------|
| Fecha | Pastor | Quinims | FAC. DE ING. MECANICA | E S P O L |
| Dib. | Rev. | | | |
| App. | | | | |
| E 1:1 | | | SEGURO DE LUNETTA | PQ 29 |
| | | | | A 36 |



| | | | | | |
|-------|--|----------------------|---------|-----------------------|-----------|
| Fecha | | Pastor | Quimils | FAC. DE ING. MECANICA | E S P O L |
| Dib. | | | | | |
| Rev. | | | | | |
| App. | | | | | |
| E 1:2 | | PLANCHA BASE LUNETTA | | | PQ 30 |
| | | | | | A 36 |



| | | | | | |
|-------|--|----------------------|---------|-----------------------|-----------|
| Fecha | | Pastor | Quimils | FAC. DE ING. MECANICA | E S P O L |
| Dib. | | | | | |
| Rev. | | | | | |
| App. | | | | | |
| E 1:2 | | PLANCHA BASE LUNETTA | | | PQ 30 |
| | | | | | A 36 |

izquierdo y es sometido a un par $F_x d$ en su extremo derecho; y, si una línea (ab) es escrita en el eje; después de que el torque es aplicado, esta línea será (ab') y la línea (ob) se habrá trasladado a (ob') a través de θ . Las asunciones serán:

1. Cada diámetro de la sección transversal (a través del eje) permanecerá recto y todos rotarán el mismo ángulo θ . Así, un diámetro antes de girar será igual a un diámetro después de girar en la misma dirección.
2. Como una consecuencia de la primera asunción, todas las secciones transversales del eje permanecerán planas y rotarán como si ellas fueran absolutamente rígidas.
3. El movimiento de cualquier punto en la barra, ubicado en un plano transversal a la misma y su dirección están en un círculo, cuyo centro se encuentra localizado sobre el eje longitudinal de la barra. También la re

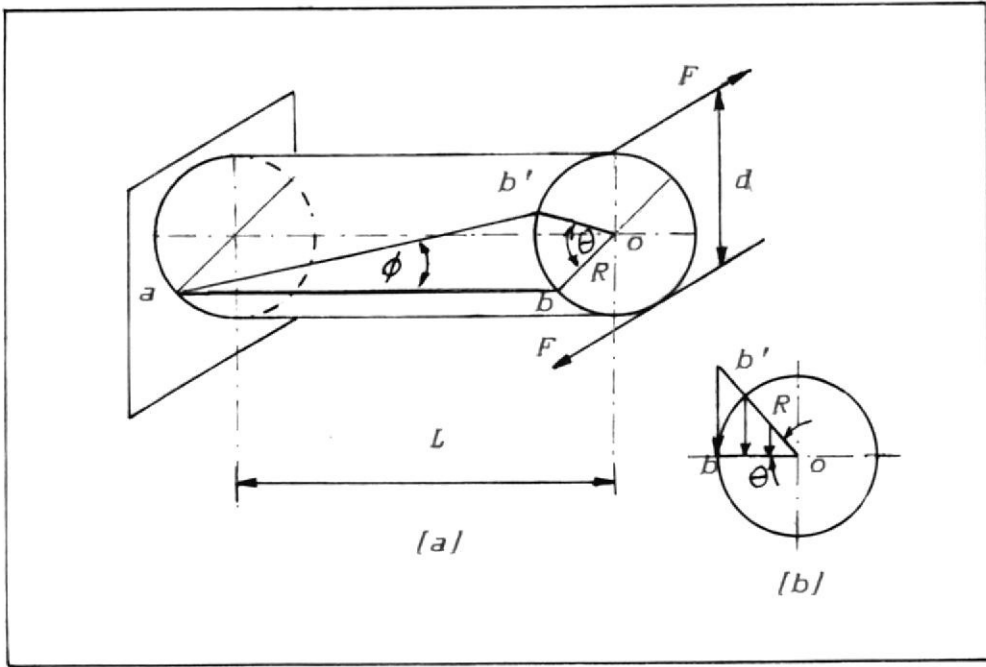


Fig. (2.1.1-5)

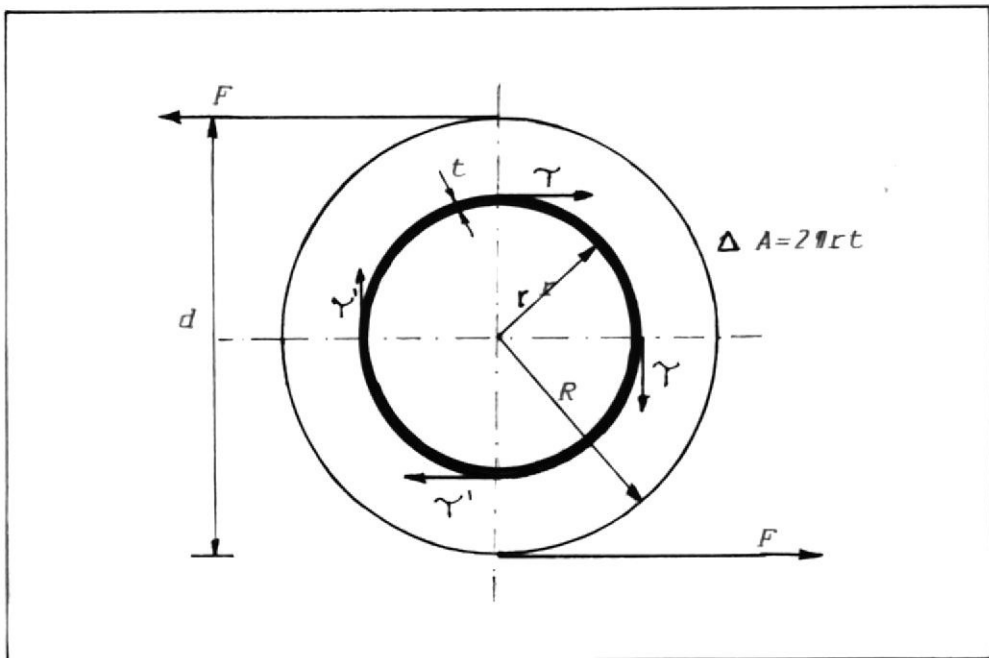


Fig. (2.1.1-6)

sultante de las fuerzas sobre cualquier plano transversal debe ser un par.

4. Una línea recta longitudinal paralela al eje de la barra girará fluyendo en una línea helicoidal, teniendo un aumento constante por unidad de longitud de la barra.

Si el eje está en equilibrio bajo la aplicación de un torque tenemos:

La fig. 2.1.1-6, presenta la sección transversal de una barra sometida a un par Fxd , considerando un elemento circular de área el cual es igual a:

$$\Delta A = 2\pi r t$$

Si consideramos que la región anular es lo suficientemente pequeña para asegurar que el esfuerzo cortante es constante en esta área, dado que está a la misma distancia desde el centro (r).

El momento externo (T) es:

$$T = Fxd \quad (2.1.1-14)$$

Por las asunciones hechas:

τ = Esfuerzo cortante máximo en la superficie de la barra.

τ' = Esfuerzo cortante en la parte anular.

Por la figura 2.1.1-7:

$$\frac{\tau}{R} = \frac{\tau'}{r}$$

$$\tau' = \frac{r}{R} \tau \quad (2.1.1-15)$$

El momento resistente del área ΔA es:

$$M_R = \tau' \Delta A r = \frac{r}{R} \tau \Delta A r = \tau \Delta A \frac{r^2}{R}$$

$$M_R = \tau \Delta A \frac{r^2}{R} \quad (2.1.1-16)$$

El momento externo será igual a la sumatoria de todos los momentos resistentes a lo largo del radio de la barra, así:

$$T = F 2R = \sum_0^r M_R = \sum \tau \Delta A \frac{r^2}{R}$$

$$T = \frac{\tau}{R} \sum \Delta A r^2; \text{ pero como sabemos:}$$

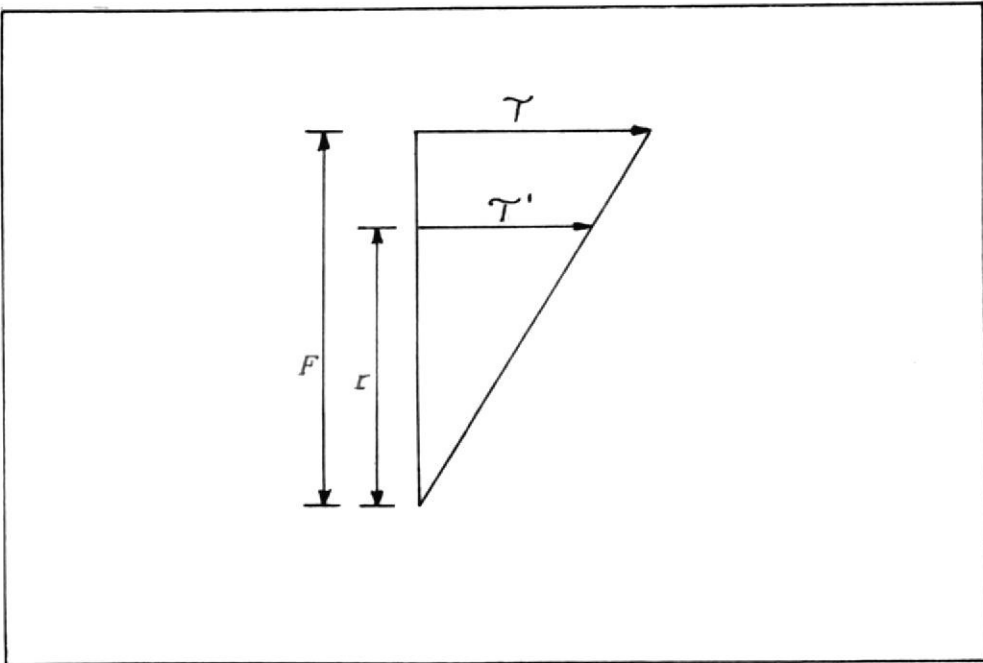


Fig. (2.1.1-7)

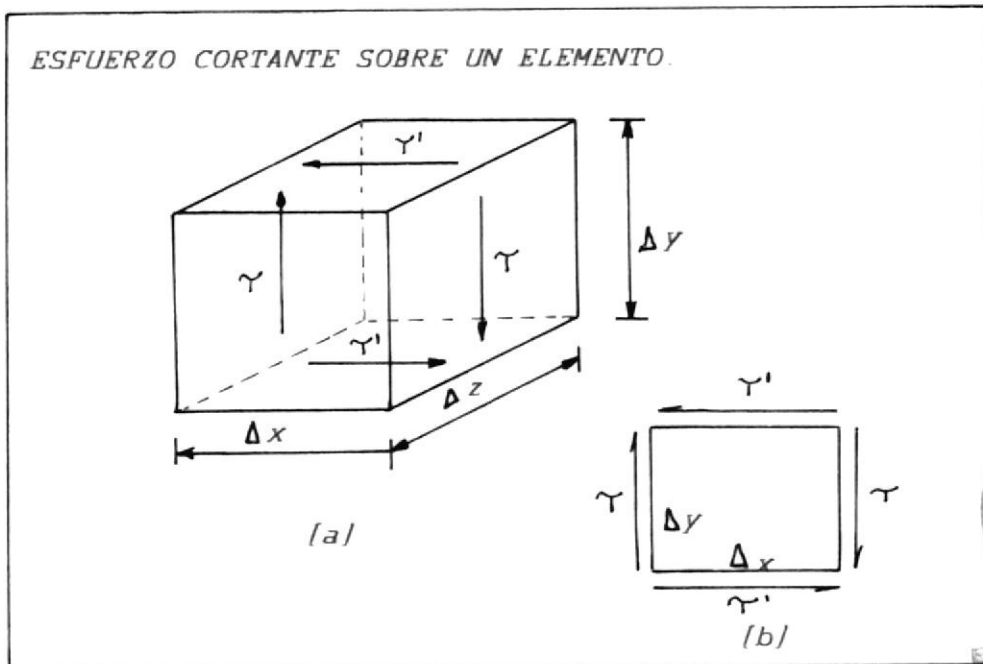
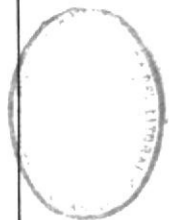


Fig. (2.2.1-8)



$\Sigma \Delta A r^2 = J_o =$ Momento polar de Inercia

$$T = \frac{\tau}{R} J_o$$

$$\tau_{\max} = \frac{T R}{J_o} \quad (2.1.1-17)$$

Torsión en Secciones No Circulares.-

Las asunciones anteriores para barras circulares son incorrectas para secciones de cualquier otra forma y la discrepancia entre la teoría desarrollada anteriormente y la real es grande. Existe sin embargo, una clase de miembros en torsión no circulares que pueden ser tratados por consideraciones relativamente simples, a saber: el tubo de paredes delgadas.

Antes de considerar el tubo de paredes delgadas no circulares, consideremos el diagrama de cuerpo libre de un elemento de volumen en un miembro simple, que está sometido a esfuerzo cortante τ sobre las caras paralelas (YZ), como presentamos en la figura 2.2.1-8.

Para que el cuerpo esté equilibrado, un esfuerzo igual a τ , pero en sentido

opuesto existirá sobre la segunda cara YZ.

Los esfuerzos τ presentados en la figura 2.2.1-8, son debido a las fuerzas requeridas en el plano XY para crear un momento cero.

Tomando momento alrededor de O, para el sistema de fuerza da:

$$\tau \Delta Y \Delta Z \Delta X = \tau' \Delta X \Delta Z \Delta Y$$

Para lo cual obtenemos:

$$\tau = \tau' \quad (2.1.1-18)$$

De la ecuación 2.1.1-18, se concluye que: un esfuerzo cortante no puede ocurrir solo, debe inducir también un esfuerzo de corte numericamente igual en un plano perpendicular.

Para el caso de un eje circular, podemos demostrar que la conclusión lograda por la ecuación 2.1.1-18, es también válida y, en general, para referirnos a la figura 2.1.1-9 (a) y (b). Tomando momento alrededor de h tenemos:

$$\tau r \Delta\theta \Delta r \Delta X = \tau' \Delta X \Delta r r \Delta\theta$$

de lo que:

$$\tau = \tau' \quad (2.1.1-19)$$

Podemos concluir que existe en adición al esfuerzo cortante transversal, un esfuerzo cortante longitudinal inducido, numericamente igual a el esfuerzo transversal.

Es de notarse, que el desarrollo precedente se realizó para cubrir la inmediata necesidad de manejarlo. Esto es importante también en el estudio del esfuerzo cortante en vigas.

El tubo de paredes delgadas no circular de la figura 2.1.1-10, el elemento de volumen a ser considerado, es presentado en la figura 2.1.1-10 (b) exagerado en sus dimensiones. El torque aplicado T , causa fuerza cortante F , como mostramos, como consecuencia debe haber fuerzas iguales inducidas en las caras perpendiculares, también

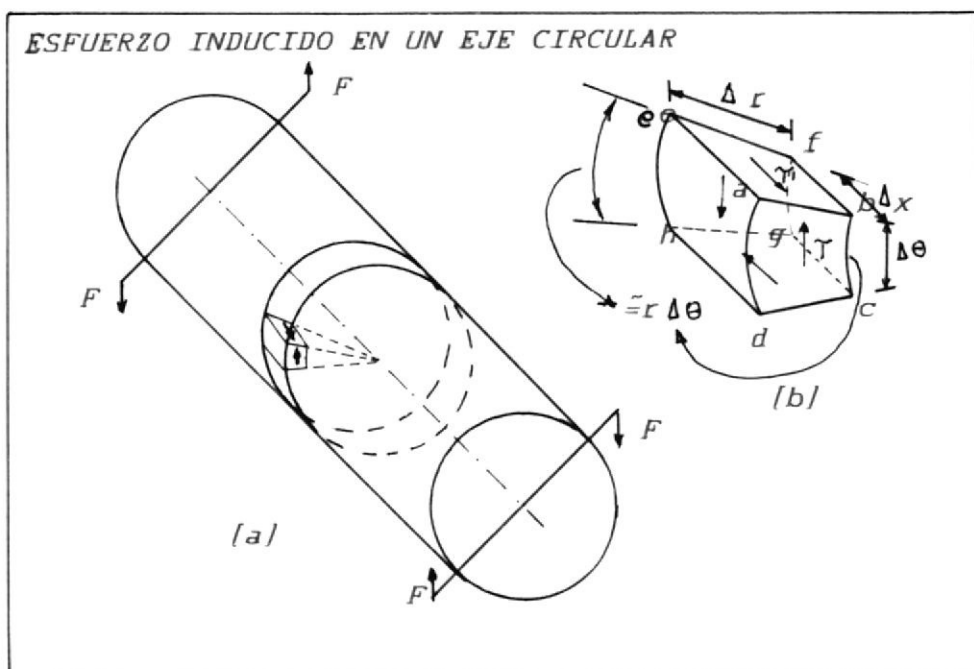


Fig. (2.1.1-9)

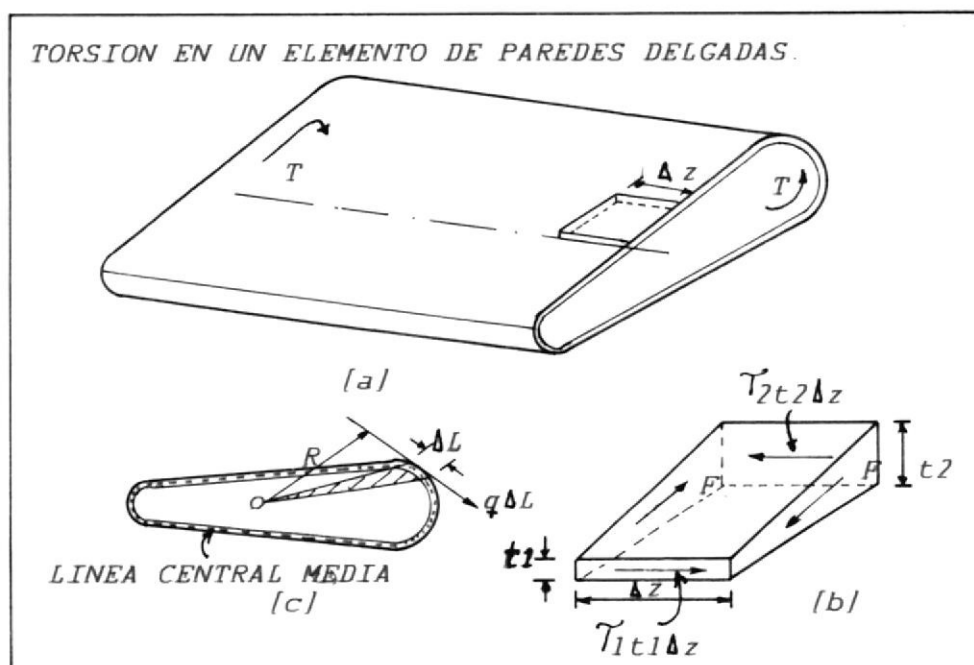


Fig. (2.1.1-10)

presentadas en la figura 2.1.1-10 (b).

Por equilibrio:

$$\tau_1 t_1 \Delta Z = \tau_2 t_2 \Delta Z \quad (2.1.1-20)$$

y por lo tanto:

$$\tau_1 t_1 = \tau_2 t_2 \quad (2.1.1-21)$$

Si denotamos al producto τt como q , tenemos:

$$q_1 = q_2 = q_3 = q = \text{cte.} \quad (2.1.1-22)$$

El término q es llamado flujo cortante. El término flujo cortante puede ser comparado con el flujo estable de un fluido continuo, en un tubo de diámetro variable. Debido a esto, es el término de flujo cortante.

El torque resistente por unidad de longitud del tubo, puede ser obtenido a partir de la figura 2.1.1-10 (c), como:

$$\Delta T = q \Delta L R \quad (2.1.1-23)$$

Como el área sombreada en la figura 2.1.1-10 (c) es simplemente un triángulo cuya área ΔA es $(\Delta L R)/2$, tenemos:

$$\Delta T = 2 q \Delta A \quad (2.1.1-24)$$

Sumando todos los términos, tenemos:

$$T = 2 q A \quad (2.1.1-25)$$

Donde A, es el área encerrada por la línea central media de la sección, así:

$$q = \tau t = T/2A, \text{ ó}$$

$$\tau = T/2At \quad (2.1.1-26)$$

- Relación entre los Esfuerzos Principales y sus Correspondientes Deformaciones Principales.

En la figura 2.1.1-11, la deformación ocurre en un cubo sometido a fuerza de tensión solamente en la dirección X. En este caso, la deformación en la dirección X es σ_x/E y en las direcciones Y y Z es $-\mu(\sigma_x/E)$.

Repitiendo el experimento con la fuerza aplicada solamente en la dirección Y resultando en ϵ_y igual a σ_y/E y ϵ_x , ϵ_z igual a $-\mu(\sigma_y/E)$.

Similarmente, para una fuerza aplicada solamente en la dirección Z, la deformación en la misma dirección es entonces σ_z/E y en las direcciones X y Y es $-\mu\sigma_z/E$.

Si las tres fuerzas son aplicadas simultaneamente, las deformaciones en cualquier dirección pueden ser encontradas por simple adición algebraica. El valor obtenido con cada fuerza actuando separadamente es:

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_z}{E} \\ \epsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_z}{E} \\ \epsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \mu \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E}\end{aligned}\quad (2.1.1-27)$$

Si esfuerzos cortantes no actúan en los planos seleccionados X, Y y Z, los esfuerzos y deformaciones serán

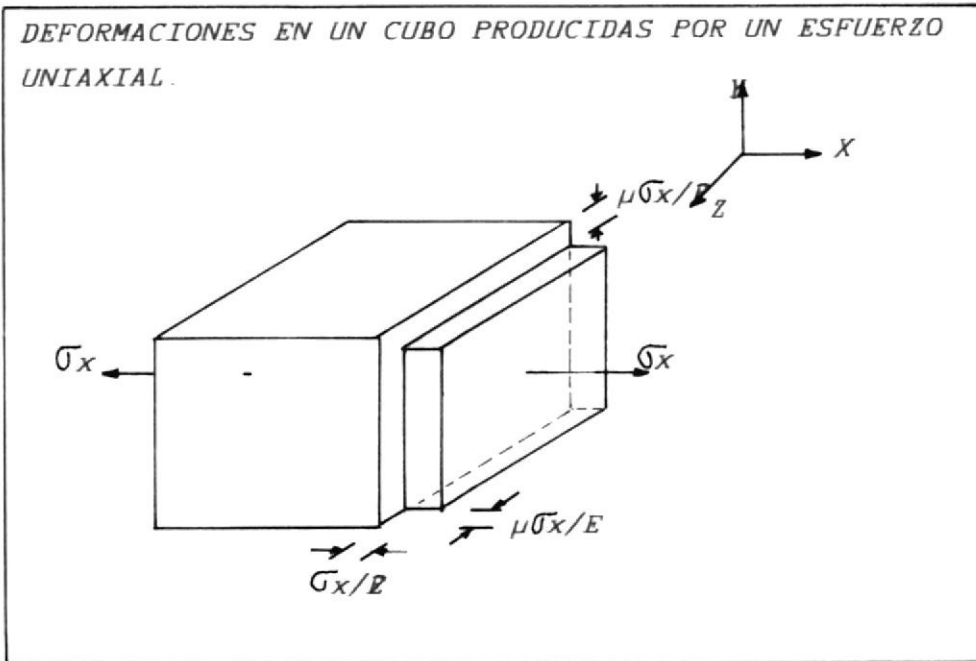


Fig. (2.1.1-11)

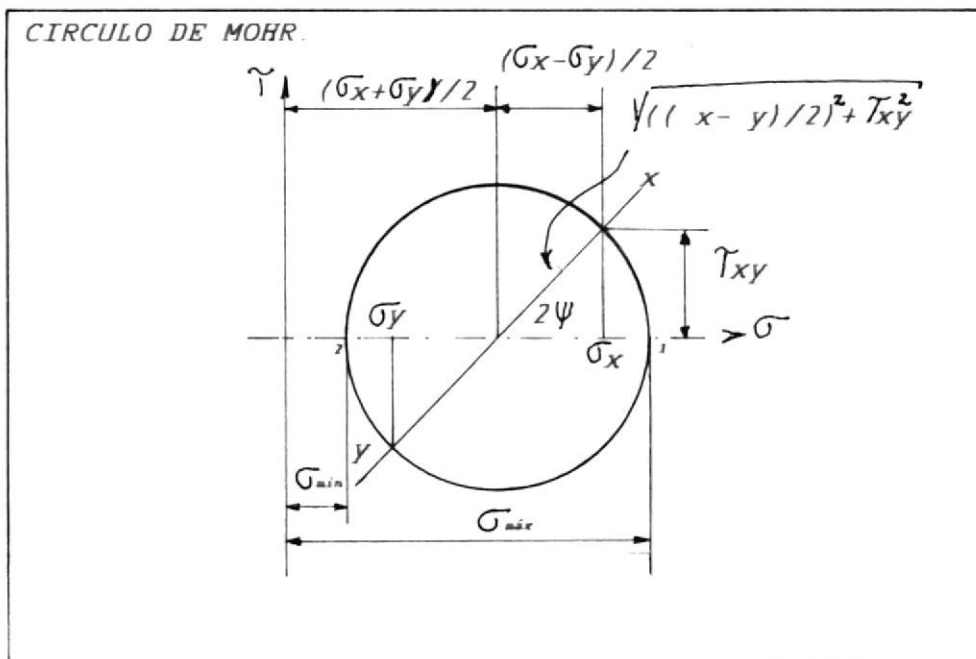


Fig. (2.1.1-12)



los esfuerzos y deformaciones principales. Para el caso del plano, o esfuerzo bidimensional, σ_z es cero en cualquier dirección. Entonces tendremos:

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

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

(2.1.1-28)

Estas ecuaciones demuestran que σ_x es una función de ϵ_y y ϵ_x . La misma condición es válida para σ_y . Así siempre si, las direcciones de los esfuerzos principales son conocidas, tal que las deformaciones principales puedan ser medidas en estas direcciones, ambas deformaciones pueden ser obtenidas para determinar ya sea uno o ambos esfuerzos principales.

Círculo de Mohr.

Es una construcción gráfica, que simplifica grandemente el cálculo de esfuerzos combinados, una vez que la construcción ha sido completamente entendi-

da.

Basicamente, la construcción es una representación gráfica de las ecuaciones 2.1.1-12 y 2.1.1-13, para el caso de esfuerzos normal biaxial. Luego podremos extenderlo para la solución de casos mas generalizados de esfuerzos en el plano. Eligiaremos el esfuerzo cortante como ordenada Y el esfuerzo normal como la abcisa.

Ahora construiremos un círculo con su centro O en la abcisa, a una distancia $(\sigma_x + \sigma_y)/2$ desde el origen y teniendo un radio igual a $(\sigma_x - \sigma_y)/2$ -como mostramos en la figura 2.1.1-12. Si un radio es ahora dibujado desde el centro de el círculo a un ángulo 2ψ desde el eje σ , interceptando al círculo en el punto A.

A partir del gráfico 2.1.1-12 es fácil obtener:

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + (\tau_{xy})^2}$$

(2.1.1-12)

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + (\tau_{xy})^2}$$

(2.1.1-13)

Lo que obtuvimos anteriormente. Así, podríamos lograr el estado de esfuerzo en un punto, en cualquier dirección.

2.1.2.- CONCENTRADORES DE ESFUERZOS.

Las fórmulas elementales utilizadas en diseño están basadas en miembros que tienen una sección constante o una sección con cambio gradual de contorno. Tales condiciones sin embargo, son difíciles de obtener en partes reales de máquinas o miembros estructurales. La presencia de soldadura, huecos, chavetas, roscas, etc. altera la distribución del esfuerzo en la proximidad de estas discontinuidades (las ecuaciones de esfuerzo elementales ya no describen propiamente el estado de esfuerzo en la pieza o elemento), de tal manera que ocurren grandes esfuerzos localizados y son conocidos como "concentración de esfuerzos". Una medida de esto es el "factor de concentración de esfuerzo".

Hay un factor de concentración de esfuerzo teórico o geométrico, K_t o K_{ts} , el cual se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el nominal.

Estos factores están definidos por:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_o}$$

donde K_t se utiliza para los esfuerzos normales.

K_{ts} se utiliza para los esfuerzos cortantes.

σ_o , τ_o = esfuerzos nominales normales y cortantes.

El subíndice t en K_t indica convencionalmente que el valor de este factor de concentración del esfuerzo depende sólo de la configuración geométrica de la pieza. Es decir, el material particular que se utiliza no influye en el valor

de K_t , por esta razón, se lo denomina factor teórico de concentración de esfuerzo.

Los factores de concentración de esfuerzos, son obtenidos matemáticamente o experimentalmente por medios tales como fotoelasticidad, medidores de deformación de precisión, técnicas del elemento finito, métodos intuitivos, recubrimiento frágil, etc. Cuando el trabajo experimental es conducido con suficiente precisión, excelentes resultados son obtenidos con factores de concentración de esfuerzos matemáticos bien establecidos.

Matemáticamente se utiliza la teoría de la elasticidad. Aunque mediante este método sólo se puedan resolver los casos más sencillos, las dificultades matemáticas llegan a ser demasiado grandes para muchos problemas significativos en la práctica.

Para el grupo de problemas que no son matemáticamente tratables se utilizan

las técnicas experimentales ya antes mencionadas (principalmente fotoelasticidad) para determinar la distribución real de los esfuerzos.

Para un mejor entendimiento, es significativo examinar cualitativamente los resultados de investigaciones más avanzadas. Por ejemplo, en la fig. 2.1.2-1 se muestra un miembro corto cargado por una fuerza concentrada P . Este problema se podría resolver utilizando la ecuación $\sigma = P/A$, pero sería correcta la respuesta?. Razonando de modo cualitativo es evidente que las deformaciones deben ser máximas en la proximidad o vecindad de la fuerza aplicada y por tanto, los esfuerzos correspondientes deben ser máximos también. Esta es ciertamente la respuesta dada por la teoría de la elasticidad.

Nótese que cuando nos alejamos de la fuerza concentrada una distancia igual al ancho del elemento, la distribución de esfuerzo es casi uniforme. En consecuencia la ecuación $\sigma = F/A$ es aproxima-

DISTRIBUCION DE ESFUERZOS EN LA ZONA DE APLICACION DE UNA FUERZA CONCENTRADA.

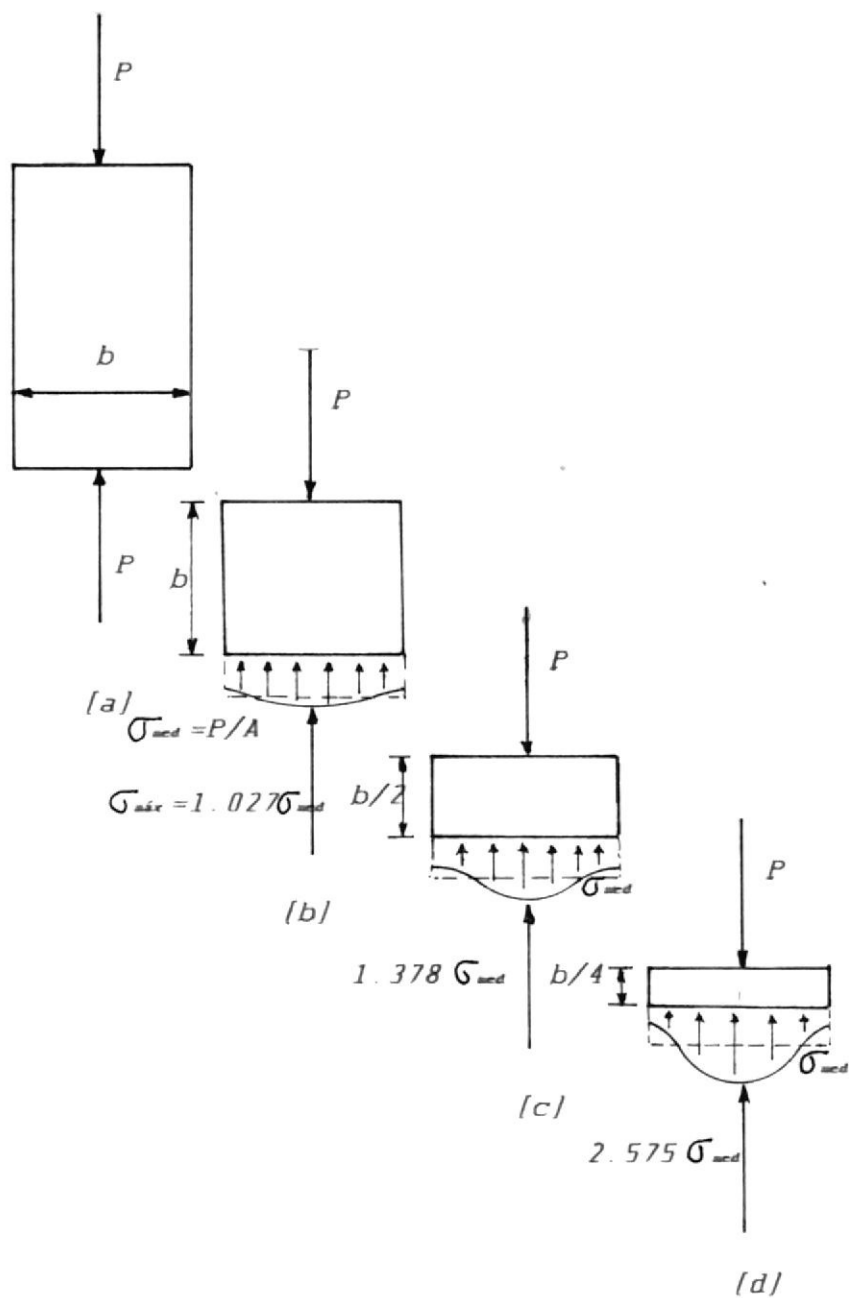


Fig. (2.1.2-1)



damente válida a una distancia igual a la anchura del miembro desde el punto de aplicación de una fuerza concentrada.

A causa de la gran dificultad que hay para determinar los esfuerzos locales o máximos, se ha desarrollado en la práctica un método conveniente que consiste simplemente en calcular el esfuerzo por las ecuaciones elementales -obtenidas por investigadores por algunos de los métodos ya mencionados- y luego multiplicar el mismo por el factor de concentración de esfuerzos (que se puede obtener a partir de gráficos como el de la figura 2.1.2-2).

Al considerar los factores de concentración de esfuerzos en el diseño, hay que recordar que su determinación teórica o fotoelástica se basa en el empleo de la ley de Hooke. Si se esfuerzan gradualmente sus miembros más allá del límite de proporcionalidad del material, estos factores pierden su significación.

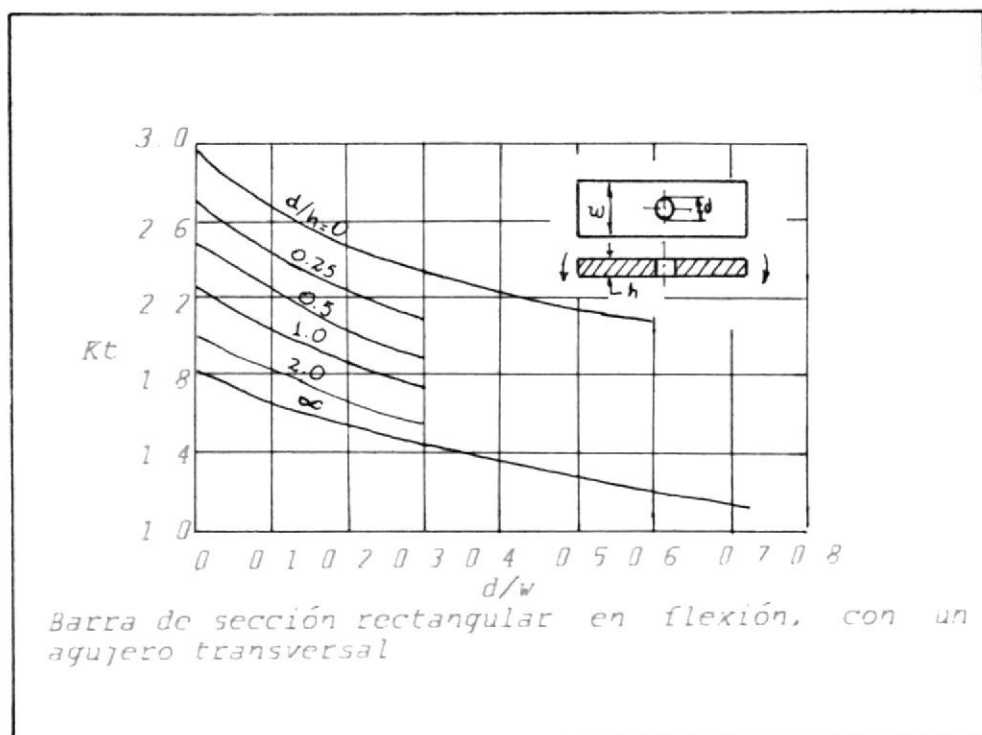


Fig (2 1 2-2)

Al evitar los concentradores de esfuerzo se pone en claro el porque un diseñador de máquinas experimentado trata siempre de redondear y dar forma curvilínea a las juntas y partes de transición de los elementos que componen una estructura.

2.2.- TEORIAS DE FALLAS (Ref. 1)

La predicción de falla y el establecimiento de una geometría que evite la falla es un asunto relativamente fácil. Si la parte de máquina analizada es sometida a un estado estático uniaxial de esfuerzo, es necesario solamente tener a mano la curva esfuerzo-deformación uniaxial simple para el material de interés, la cual puede ser fácilmente obtenida a partir de un o unos pocos experimentos de tensión y compresión simples. Por ejemplo: si la fluencia ha sido establecida como el modo de falla que gobierna para una parte de máquina esforzada uniaxialmente bajo consideración, la falla ocurrirá cuando el esfuerzo normal máximo en la parte alcance el nivel de el punto de fluencia determinado, a partir de la curva esfuerzo-deformación establecida en el examen experimental de tensión simple.

Si la parte de la máquina bajo consideración es sometida a un estado biaxial o triaxial de esfuerzo, la predicción de falla es mucho más difícil, ya que no se puede predecir fluencia. Por ejemplo: cuando el esfuerzo normal máximo alcanza el punto de fluencia tensil la otra componente de esfuerzo normal puede también

influir en la fluencia. Además, no existe uno o unos pocos experimentos simples que puedan ser realizados y que caracterizen la falla en el estado multiaxial de esfuerzo. Un gran número de complejos exámenes de tipo multiaxial serán requeridos y en el cada cual cada una de las componentes deberán variar sobre su rango entero de valores en todas las combinaciones posibles. Entonces, igualmente se tendrá dificultad para evaluar la influencia de factores exteriores, tales como concentradores de esfuerzos, temperatura y medio ambiente. Tal programa de examen llegaría a ser demasiado costoso (lo que lo haría prohibitivo) y consumiría tiempo excesivamente. Adicionalmente, quizás no siempre sea posible para ciertos estados de esfuerzos.

Cuando la ingeniería muestra un problema de esta complejidad, su inclinación es siempre el intentar desarrollar una teoría que relacione el comportamiento en la situación compleja con el comportamiento en un examen de evaluación simple y fácil, a través de algunas características "Módulos". Específicamente, cuando uno desea predecir la falla en una parte de máquina sometida a un estado multiaxial de

esfuerzo, es usual el utilizar una teoría que relacione fallas en un estado multiaxial de esfuerzos a fallas del mismo modo en un examen de tensión simple, a través de una buena elección de "módulos" tales como esfuerzos, deformación o energía. Para que sean útiles tales módulos deben ser calculables en el estado multiaxial de esfuerzo y fácilmente medibles en el examen de evaluación simple uniaxial.

La asunción básica que constituye el soporte de todas las teorías de fallas para los esfuerzos combinados es que: la falla ocurrirá cuando el valor máximo de los módulos mecánicos seleccionados, en un estado multiaxial de esfuerzo, llega a ser igual o a exceder el valor de los mismos módulos que producen la falla en un examen de esfuerzo uniaxial simple usando el mismo material.

Luego de experimentar con una variedad de materiales, se ha obtenido como resultado que la teoría trabaja bien para ciertos materiales, pero no muy bien para otros. Tales intentos de dar con teorías de fallas y verificarlas experimentalmente han hecho que muchas teorías

de fallas sean propuestas.

El desarrollo de cualquier teoría de fallas de esfuerzo útil debe contener tres ingredientes esenciales:

1^{ro} Se debe proveer un modelo aplicable descrito por cualquier relación matemática, que relacione la carga externa con el esfuerzo, deformación u otros módulos mecánicos calculables en un punto crítico en el estado multiaxial de esfuerzo.

2^{do} Se debe basar en propiedades físicas críticas del material que puedan medirse.

3^{ro} Debe relacionar los módulos mecánicos calculables en el estado multiaxial de esfuerzos a un criterio de falla que pueda medirse basado en las propiedades físicas críticas determinadas en un examen uniaxial simple.

A continuación describiremos las teorías de falla más comúnmente utilizadas.

2.2.a.- Teoría del Esfuerzo Normal Máximo (Teoría de Rankine).

En palabras la teoría propuesta por Rankine

kine es:

Se predice que la falla ocurrirá en el estado multiaxial de esfuerzo cuando el esfuerzo normal principal máximo sea igual o exceda al esfuerzo normal máximo en el momento de falla de un espécimen del mismo material que haya sido sometido a un esfuerzo uniaxial simple.

Sí:

σ_f = Esfuerzo normal máximo en un examen en tensión simple.

$\sigma_n)_{max}$ = Esfuerzo normal máximo en un estado multiaxial de esfuerzo.

La falla en un examen de esfuerzo uniaxial depende del modo de falla de interés y de la forma en la cual el material responde a la carga aplicada.

σ_f en un examen uniaxial puede ser resistencia a la fractura, resistencia a la fluencia, límite de proporcionalidad o a veces depende del modo de falla que gobierna un punto crítico de interés en la parte de máquina que es forzada multiaxialmente. Además, para algunos mate

riales la resistencia de falla en carga tensil puede ser diferente del esfuerzo de falla en carga compresiva para el mismo modo de falla. Por ejemplo: la resistencia última compresiva para la fundición del hierro es significativamente más grande que la resistencia última tensil.

Matemáticamente la teoría del esfuerzo normal máximo predice que la falla ocurrirá si:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &\geq \sigma_t & \sigma_1 &\leq \sigma_c \\ \sigma_2 &\geq \sigma_t & \sigma_2 &\leq \sigma_c \\ \sigma_3 &\geq \sigma_t & \sigma_3 &\leq \sigma_c \end{aligned} \quad (2.2-1)$$

Donde:

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ son los esfuerzos normales principales.

σ_t Esfuerzo uniaxial de falla en tensión.

σ_c Esfuerzo uniaxial de falla en compresión.

La falla se dice que ocurrirá si cualquiera de las expresiones 2.2-1 se satisface.

La evaluación de la teoría del esfuerzo normal máximo propuesta induce a observar que la predicción de falla es basada solamente en la componente normal máxima del esfuerzo, sin tomar en cuenta la magnitud o dirección del otro esfuerzo principal.

Supongamos que se ordenan los tres esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo de tal forma que:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Luego, si la fluencia fuera el criterio de falla esta teoría anticiparía que la falla sucedería siempre que:

$$\sigma_1 \geq \sigma_{yt} \text{ o bien } \sigma_3 \leq \sigma_{yc} \quad (2.2-2)$$

Donde σ_{yt} y σ_{yc} son las resistencias de fluencia a la tensión y a la compresión respectivamente. Si se utiliza la resistencia última como en el caso de

REPRESENTACION GRAFICA DE LA TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO DE FALLA PARA UN ESTADO BIAxIAL DE ESFUERZO.

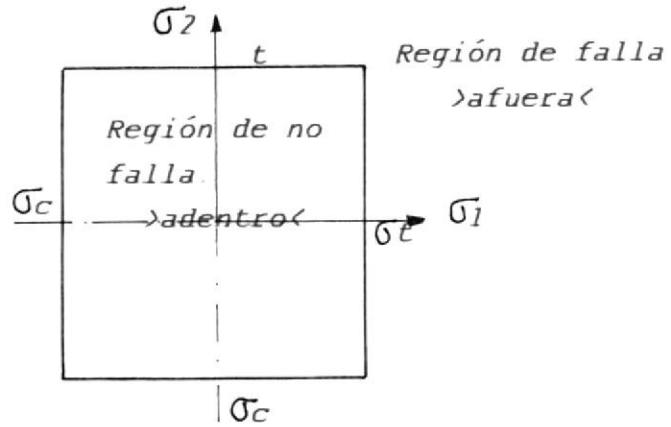


Fig. (2.2-1)

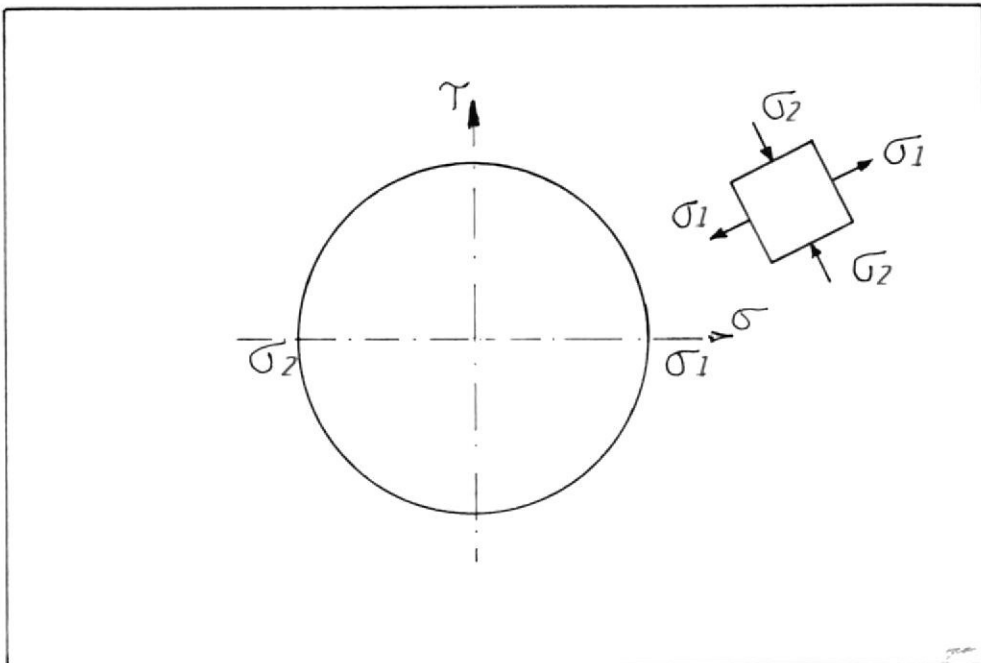


Fig. (2.2-2)



los materiales frágiles la falla ocurrirá siempre que:

$$\sigma_1 \geq \sigma_{ut} \text{ o bien } \sigma_3 \leq \sigma_{uc} \quad (2.2-3)$$

Donde σ_{ut} y σ_{uc} , son respectivamente, las resistencias últimas a la tensión y a la compresión.

En el caso de torsión pura figura 2.2-2, que es un estado de esfuerzo biaxial donde:

$$\sigma_1 > \sigma_2, \gamma, \sigma_1 = \tau = -\sigma_2$$

la teoría del esfuerzo normal máximo dice que un elemento fallaría a la torsión cuando $\tau = \sigma_y$. No obstante, los experimentos demuestran que elementos sometidos a cargas de torsión se deformarían permanentemente cuando el máximo esfuerzo torsional sea aproximadamente igual a 60% de la resistencia de fluencia.

Así, como una teoría para predecir el inicio de la fluencia, la teoría del esfuerzo normal máximo es generalmente

pobre.

Como conclusión podemos decir que para materiales que se comportan en una forma dúctil no se debe utilizar la teoría del esfuerzo normal máximo. De otra manera, para materiales quebradizos la teoría del esfuerzo normal máximo es probablemente la mejor teoría de falla disponible, aunque puede producir resultados conservativos para algunos estados de esfuerzos.

2.2.b.- Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (Teoría Tresca-Guest).

En palabras dicha teoría puede ser expresada como sigue:

La falla se predice que ocurrirá en el estado multiaxial de esfuerzo, cuando la magnitud del esfuerzo cortante llega a ser igual o exceder la magnitud del esfuerzo cortante máximo -en el momento de falla en un examen de esfuerzo uniaxial simple utilizando un espécimen del mismo material.

En un estado uniaxial de esfuerzo

$$\sigma_x = \sigma_F \quad \sigma_y = 0 \quad \tau_{xy} = 0$$

de

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_F}{2}$$

Si $\tau_F = \tau_{\max}$ = Esfuerzo principal máximo para un estado uniaxial de esfuerzo.

$$\tau_F = \sigma_F/2 \quad (2.2.4)$$

Por la teoría del esfuerzo cortante máximo, se dice que la falla ocurrirá cuando:

$$\begin{aligned} |\tau_1| &\geq |\tau_F| \\ |\tau_2| &\geq |\tau_F| \\ |\tau_3| &\geq |\tau_F| \end{aligned} \quad (2.2-5)$$

Evidencias experimentales verifican que la teoría del máximo esfuerzo cortante es en general una buena teoría para predecir la falla de los materiales dúctiles. Una teoría que da mejores resulta-

REPRESENTACION GRAFICA DE LA TEORIA DE FALLA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO PARA UN ESTADO BIAIXIAL DE ESFUERZO.

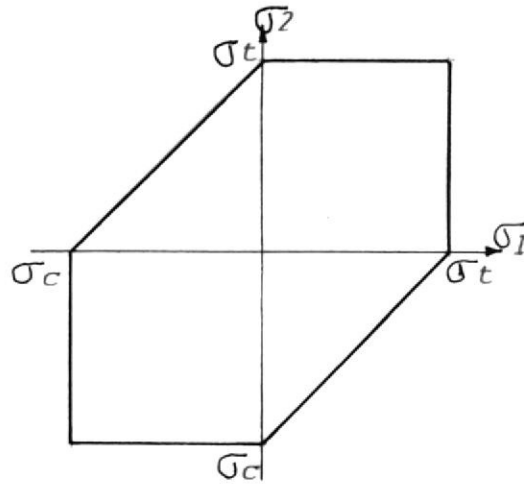


Fig. (2.2-3)

ESFUERZOS PRINCIPALES SOBRE UN ELEMENTO REPRESENTADO COMO COMPONENTES DE LA DILATAACION Y DISTORSION.

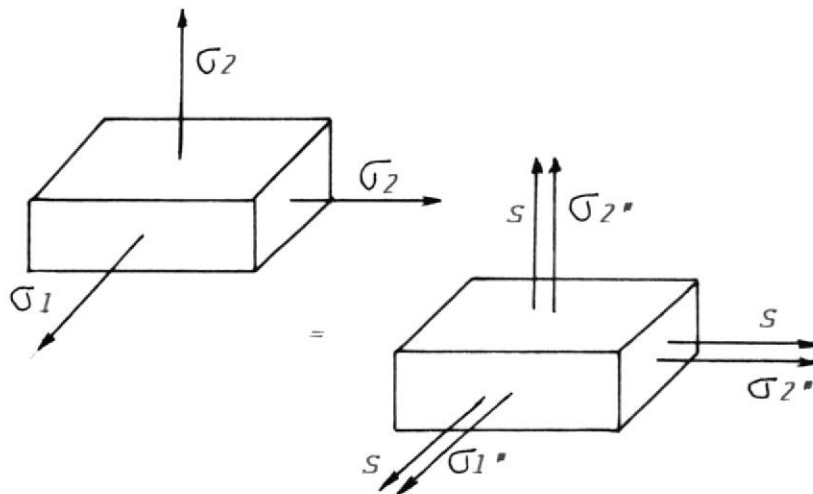


Fig. (2.2-4)

dos con datos experimentales para comportamiento dúctil, bajo un estado multiaxial de esfuerzo, es la teoría de distorsión, misma que desarrollamos a continuación:

2.2.c.- Teoría de Energía de Distorsión (Teoría de Huber-Von Mises-Hencky).

En palabras la teoría de energía de distorsión propuesta primero en 1904 por Huber y con las posteriores contribuciones por Von Mises y Hencky puede ser expresada como sigue:

Se dice que la falla ocurrirá en un estado multiaxial de esfuerzo, cuando la energía de distorsión por unidad de volumen es igual o excede la energía de distorsión por unidad de volumen -en el momento de falla en un examen de esfuerzo uniaxial simple, usando un espécimen del mismo material.

Para desarrollar la teoría de la energía de distorsión, se planteó un postulado en que se dice que la energía de deformación total puede ser dividida

en dos partes: la energía asociada solamente con el cambio en el volumen, denominada energía de dilatación; y la energía asociada con el cambio en la forma, denominada energía de distorsión. Además, se postula que la falla particularmente bajo condiciones de comportamiento dúctil, está relacionada solamente a la energía de distorsión, con la no contribución de la energía de dilatación.

Desarrollando una expresión para la energía de distorsión, un elemento de volumen sometido a esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 puede ser representado como se muestra en la figura 2.2-4, donde los vectores esfuerzos principales están divididos en dos componentes paralelas en cada dirección.

Una de estas componentes, S , es igual en magnitud para las tres direcciones coordenadas. Podemos escribir:

$$S + \sigma_1'' = \sigma_1$$

$$S + \sigma_2'' = \sigma_2 \quad (2.2-6)$$

$$S + \sigma_3'' = \sigma_3$$

Con estas expresiones la componente de esfuerzo S , es igual en las tres direcciones y es por lo tanto descrita apropiadamente como una componente de esfuerzo hidrostático. La componente de esfuerzo hidrostático actúa cambiando el volumen y es la que sola contribuye a la energía de dilatación como recién fue definido.

Otra vez refiriéndonos a la fig. 2.2-4, encontramos que el cambio de volumen producido por el estado de esfuerzo σ_1 , σ_2 y σ_3 descritos a la izquierda de la figura, puede ser calculado por la consideración de un elemento de volumen diferencial de dimensiones dx , dy y dz . Para tal, un elemento de volumen original no deformado V_0 sería:

$$V_0 = dx \, dy \, dz \quad (2.2-7)$$

Luego, sometiendo el elemento a un campo de esfuerzo σ_1 , σ_2 y σ_3 deformaciones de ϵ_1 , ϵ_2 y ϵ_3 se

producirán en las direcciones X, Y, y Z respectivamente.

El volumen final del elemento deformado despreciando los términos de alto orden, serán:

$$V_f = dx dy dz + \epsilon_1 dx(dy dz) + \epsilon_2 dy(dx dz) + \epsilon_3 dz(dx dy) \quad (2.2-8)$$

Donde:

$$V_f = dx dy dz (1 + \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3) \quad (2.2-9)$$

El cambio de volumen ΔV será entonces:

$$\Delta V = V_f - V_o = dx dy dz [(1 + \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3) - 1]$$

ó

$$\Delta V = dx dy dz (\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3) \quad (2.2-10)$$

Para expresar el cambio de volumen en base a un volumen unitario la expresión 2.2-10 es dividida para $V_o = dx dy dz$, a fin de dar el cambio en volumen por unidad de volumen $\frac{\Delta V}{V_o}$ como:

$$\frac{\Delta V}{V_o} = \frac{\Delta V}{V_o} = \frac{V_f - V_o}{V_o} = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 \quad (2.2-11)$$

Empleando la Ley de Hooke para expresar la deformación en términos de es-

fuerzo, podemos escribir 2.2-11 como:

$$\frac{\Delta v}{v} = \frac{1}{E} [\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - 2\mu(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \quad (2.2-12)$$

ó

$$\frac{\Delta v}{v} = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (2.2-13)$$

Refiriéndonos ahora al estado de esfuerzo como presentamos en el lado derecho de la figura 2.2-4, siguiendo el desarrollo de 2.2-11 escribimos el cambio de volumen por unidad de volumen

$$\frac{\Delta v_v}{v_v} = \epsilon_v + \epsilon_v + \epsilon_v = 3 \epsilon_v \quad (2.2-14)$$

De la misma forma, utilizando la Ley de Hooke esta expresión puede ser escrita en términos de esfuerzo como:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta v_v}{v_v} &= 3 \left[\frac{1}{E} (S - \mu(S+S)) \right] \\ &= \frac{1-2\mu}{E} (3S) \end{aligned} \quad (2.2-15)$$



BIBLIOTECA

Debido a que se postuló que solamente la componente de esfuerzo S contribuye

a un cambio de volumen en el lado derecho de la igualdad en la figura 2.2-4 y debido a que el cambio de volumen entero para el lado izquierdo de la figura 2.2-4 fue dado en la fórmula 2.2-13, la expresión de la fórmula 2.2-13 y 2.2-15, deben ser iguales; por lo tanto:

$$\frac{1 - 2 \mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \frac{1 - 2 \mu}{E} (3S) \quad (2.2-16)$$

Resolviendo el valor S para hacer que el postulado original sea verdad, tenemos:

$$S = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (2.2-17)$$

De este modo, si la componente de esfuerzo S, es la relacionada con la porción de cambio de volumen del campo de esfuerzo, debe ser igual a la media aritmética de los tres esfuerzos principales.

Con la evaluación de S completa, la tarea siguiente es el escribir una

expresión para la energía de deformación total por unidad de volumen, bajo la influencia del campo de esfuerzo σ_1 , σ_2 , σ_3 y otra expresión para la energía de deformación por unidad de volumen asociada con el cambio de volumen solamente, como un resultado de S actuando únicamente. La diferencia entre estas dos expresiones necesariamente será la energía asociada solamente con la distorsión.

Desarrollo de la Energía de Deformación Total en un Elemento de Volumen.

La energía de deformación total almacenada en un pequeño elemento de volumen dx , dy y dz bajo la influencia de los esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 (representada en la figura 2.2-5 en la que su deformación asociada puede ser computada por el empleo de la ecuación general de la energía libre de pérdidas). Esto aseguraría que la energía total de deformación U_T almacenada en un elemento de volumen debería ser igual al trabajo W hecho sobre el elemento.

Esto es:

$$U_T = W \quad (2.2-18)$$

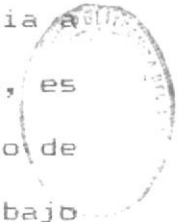
El trabajo puede ser expresado como la fuerza media multiplicada por la distancia a través de la cual actúa si la relación entre fuerza y deflexión es lineal. De este modo, el trabajo puede ser escrito como:

$$W = \left[\frac{F_f + F_o}{2} \right] d \quad (2.2-19)$$

Donde F_o es la fuerza original aplicada; F_f es la fuerza final aplicada; y d es la distancia a través del cual se mueven las fuerzas. Reconociendo que la fuerza final en dirección de σ_1 es el esfuerzo σ_1 multiplicado por el área sobre el cual actúa, que la fuerza original es cero y que la distancia a través del cual la fuerza se mueve, es la deformación total del elemento de volumen en la dirección σ_1 , el trabajo asociado con la aplicación del esfuerzo

σ_1 es:

$$W_1 = \left[\frac{\sigma_1 dy dz}{2} \right] dx \epsilon_1$$



BIB. TECA

$$W_1 = \frac{\sigma_1 \epsilon_1 dx dy dz}{2} \quad (2.2-20)$$

Así:

$$U_{T1} = \frac{\sigma_1 \sigma_1 dx dy dz}{2} \quad (2.2-21)$$

Entonces la energía de deformación total por unidad de volumen atribuida a la aplicación de σ_1 sólo puede ser obtenida por la división de (2.2-21) a el volumen para producir:

$$U_1 = \frac{U_{T1}}{dx dy dz} = \frac{\sigma_1 \epsilon_1}{2} \quad (2.2-22)$$

Donde U_1 es la energía de deformación total por unidad de volumen almacenado como un resultado de la aplicación de σ_1 . Resultados similares para la aplicación de σ_2 y σ_3 pueden ser obtenidos y

$$U_2 = \frac{\sigma_2 \epsilon_2}{2} \quad (2.2-23)$$

$$U_3 = \frac{\sigma_3 \epsilon_3}{2} \quad (2.2-24)$$

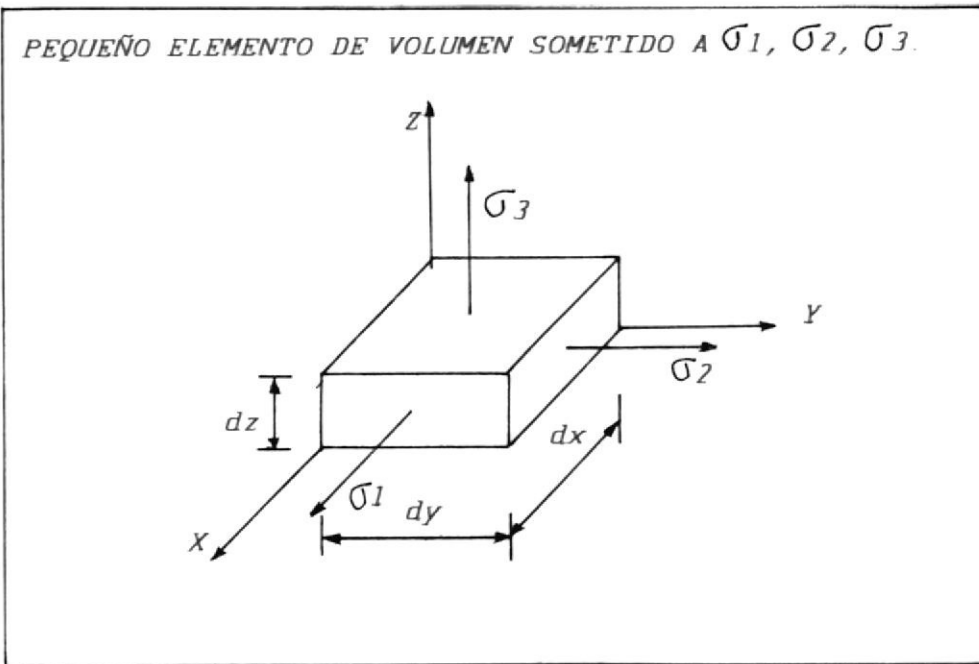


Fig. (2.2-5)

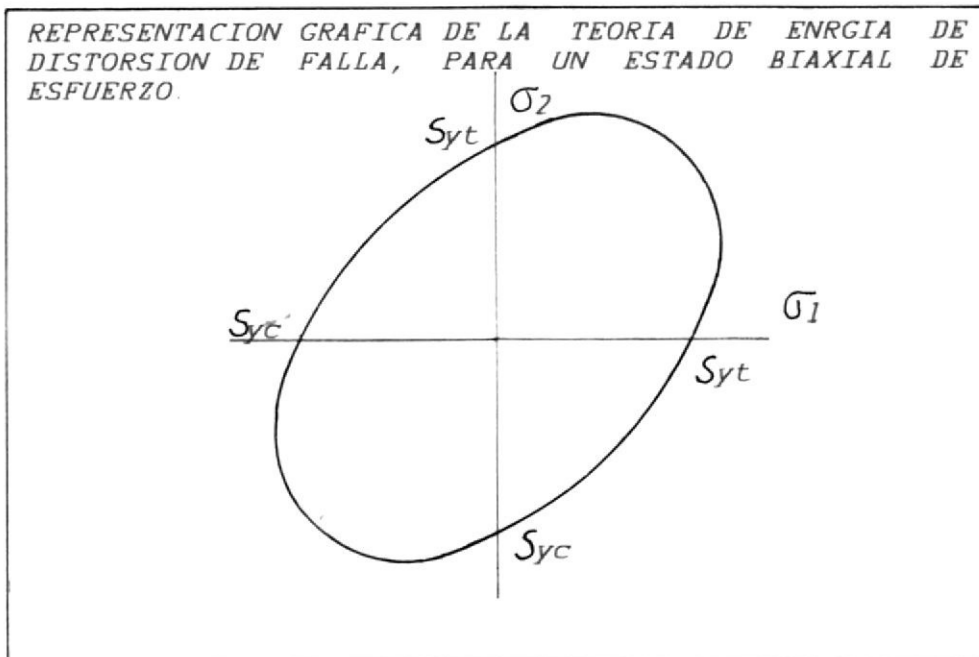


Fig. (2.2-6)



Sin tomar en cuenta los términos de alto orden, encontramos que la energía de deformación total por unidad de volumen almacenado como un resultado de las aplicaciones simultaneas de σ_1 , σ_2 y σ_3 puede ser obtenido por la suma de 2.2-22, 2.2-23 y 2.2-24, para dar:

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3 \quad (2.2-25)$$

$$U_T = \frac{1}{2} [\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3] \quad (2.2-26)$$

Las deformaciones ϵ_i de la ecuación 2.2-26 pueden ser expresadas como una función de los tres esfuerzos principales, mediante el empleo de la ecuación de la Ley de Hooke generalizada:

$$\epsilon_i = \frac{1}{E} [\sigma_i - \mu(\sigma_j + \sigma_k)] \quad (2.2-27)$$

Así, la expresión completa para la energía de deformación total por unidad de volumen puede ser escrita como:

$$U_T = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (2.2-28)$$

Para obtener una expresión para la energía de deformación asociada con el cambio de volumen solo U_v , es necesario solamente sustituir la componente de esfuerzo S , que provoca el cambio de volumen para cada uno de los esfuerzos σ_1 , σ_2 , y σ_3 en 2.2-28 para dar:

$$U_v = \frac{1}{2E} (3S^2 - 2\mu(3S^2)) \quad (2.2-29)$$

ó

$$U_v = \frac{3(1-2\mu)}{2E} S^2 \quad (2.2-30)$$

Utilizando la ecuación 2.2-17 podemos escribir la energía de deformación asociada con el cambio de volumen solo U_v , en términos de los esfuerzos principales como:

$$U_v = \frac{3(1-2\mu)}{2E} \left[\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{2} \right]^2 \quad (2.2-31)$$

Como anticipamos, la energía de distorsión por unidad de volumen, U_d , puede ser escrita como:

$$U_d = U_T - U_v \quad (2.2-32)$$

ó, de 2.2-28 y 2.2-31,

$$U_d = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] - \frac{3(1-2\mu)}{2E} \left[\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right]^2 \quad (2.2-33)$$

Puede También ser escrita en forma más compacta como:

$$U_d = \frac{1}{2} \left[\frac{1+\mu}{3E} \right] [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.2-34)$$

Con esta expresión para la energía de distorsión por unidad de volumen en el estado multiaxial de esfuerzo, la energía de distorsión uniaxial por unidad de volumen en el momento de falla, $U_{d\tau}$, puede ser obtenida usualmente tomando σ_2 y σ_3 igual a cero y σ_1 igual al esfuerzo de falla uniaxial σ_f . Así:

$$U_{d\tau} = \frac{1+\mu}{3E} \sigma_f^2 \quad (2.2-35)$$

Con estas expresiones a la mano, la teoría de energía de distorsión de falla puede ser matemáticamente formulada a partir de las palabras antes mencionadas como:

La teoría de la energía de distorsión

que dice que ocurrirá la falla si:

$$\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \geq \sigma_f^2$$

(2.2-36)

Experimentos bien documentados indican que la teoría de la energía de distorsión predice la fluencia con la mayor exactitud en los cuatro cuadrantes. Esta teoría es ampliamente utilizada en predecir la falla de los metales dúctiles.

Además, aunque fue derivada para comportamiento en el rango elástico, los datos indican que la teoría es también válida en el rango plástico.

2.2.d.- Teoría de Falla de Mohr.

La teoría de falla de Mohr propuesta por Otto Mohr en 1900, es una extensión de la teoría del esfuerzo cortante máximo de falla basado en una interpretación del círculo de Mohr "tridimensional". Además, la teoría es convenientemente capaz de dar cuenta de materiales con propiedades de esfuerzo

de falla uniaxial en compresión, que difieren de las propiedades de esfuerzo de falla uniaxial en tensión.

Antes de proponer la teoría de falla de Mohr es necesario examinar la analogía del círculo de Mohr para el estado triaxial de esfuerzo. La figura 2.2-7 presenta un diagrama en el plano τ - σ , donde el esfuerzo cortante, τ y el esfuerzo normal σ son diagramados sobre ejes ortogonales como es descrito en el círculo de Mohr. En la figura 2.2-7 puede notarse que tres círculos de Mohr son diagramados: uno correspondiente a cada uno de los tres estados biaxiales de esfuerzos observados.

Cada uno a lo largo de ejes 1, 2 y 3, superpuestos en σ . Así, para el estado multiaxial de esfuerzo a lo largo del eje principal número 1 dará un círculo de Mohr centrado en C_1 , con el círculo interceptando al eje σ en σ_2 y σ_3 . Los otros círculos centrados en C_2 y C_3 , son dibujados en forma semejante para observar el estado de esfuerzo a lo

largo de los otros dos ejes principales. En la figura 2.2-7 se encontrará que las componentes del esfuerzo normal y cortante actuando en cualquier plano a través del punto están localizados en el área sombreada del plano τ - σ , incluyendo las fronteras. Las posiciones centrales a lo largo del eje σ de la figura 2.2-7 son:

$$C_1 = \frac{\sigma_2 + \sigma_3}{2}$$

$$C_2 = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \quad (2.2-37)$$

$$C_3 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$$

Los radios de los tres círculos son:

$$R_1 = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}$$

$$R_2 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$R_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

(2.2-38)



BIBLIOTECA

Refiriéndonos de nuevo al diagrama de la figura 2.2-7, considerando una línea

vertical arbitraria M-N, todos los puntos sobre esta línea representan un esfuerzo normal constante σ y todos los valores admisibles para τ dentro del área sombreada, incluyendo sus fronteras.

Para la posición elegida σ de línea M-N, el τ_{\max} que puede ocurrir en el punto situado sobre el círculo más alejado en N. Si se asume que la falla es gobernada por el valor máximo de τ , entonces para cualquier línea tal como M-N el valor crítico de τ deberá siempre encontrarse en el círculo más grande. Mohr sostiene en su teoría, por lo tanto, que el círculo más alejado es suficiente para determinar la condición de falla, sin considerar el valor de el esfuerzo principal intermedio.

Procediendo con el desarrollo, es necesario considerar un material cuyo punto de fluencia en compresión difiere del punto de fluencia en tensión. Supongamos que una muestra de este material fue examinada en tensión

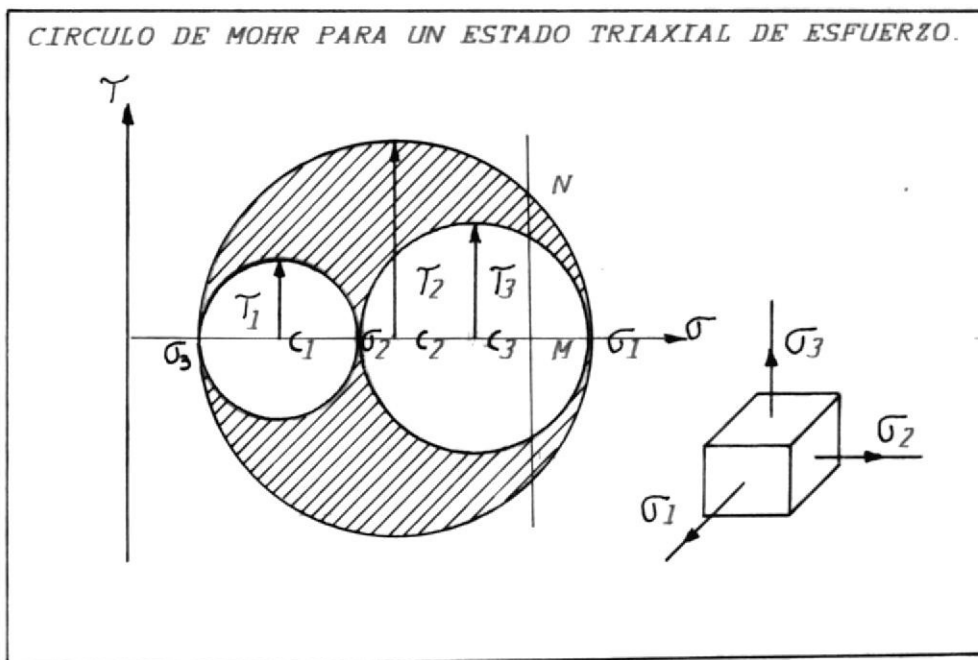


Fig. (2.2-7)

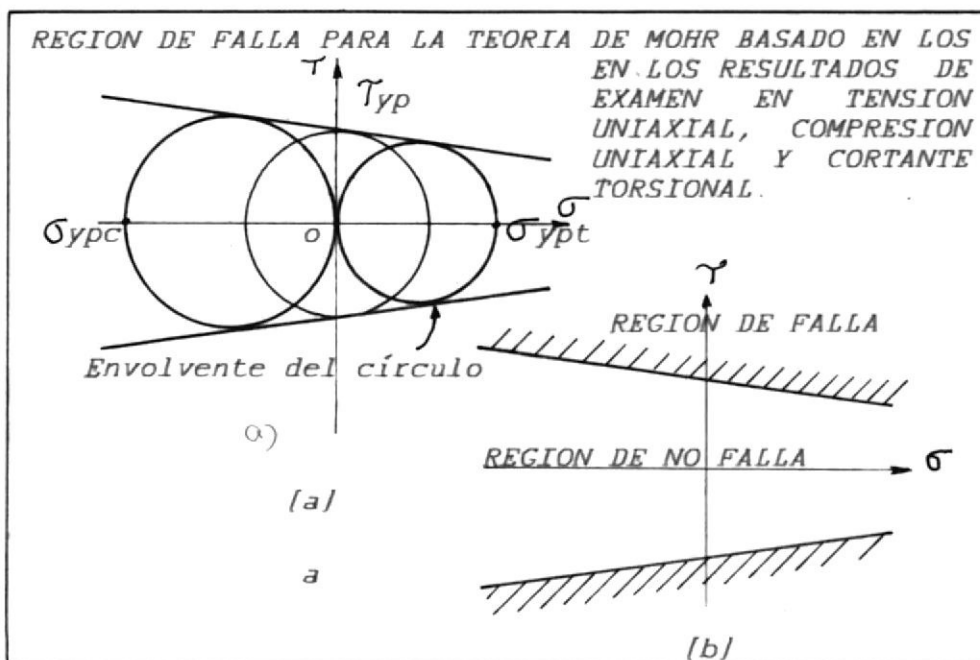


Fig. (2.2-8)



uniaxial, otro en compresión uniaxial y otro en cortante torsional, notándose fluencia en cada uno de estos exámenes (el examen cortante torsional, por supuesto, no es un examen de esfuerzo uniaxial); supóngase entonces que el resultado de estos tres exámenes fueron diagramados sobre un plano τ - σ como presentamos en la figura 2.2-8a.

El círculo $o-\sigma_{yp,t}$ es obtenido por fluencia en el examen tensil, el círculo $o-\sigma_{yp,c}$ para fluencia en el examen en compresión y $o-\tau_{yp}$ por fluencia en el examen por torsión. Con estos círculos se construye una evolvente para los círculos que se localicen tangentes a estos tres círculos de exámenes básicos: arriba y abajo. Por este hecho, una región de falla se define que está localizada fuera de la evolvente del círculo en el plano τ - σ como presentamos en la figura 2.2-8b, La teoría de Mohr de falla puede ser propuesta como sigue:

La falla es predicha a ocurrir en el

estado multiaxial de esfuerzo cuando el más grande de los círculos de Mohr asociado con el estado de esfuerzo en un punto crítico dado llega a ser tangente o a exceder las fronteras de la envoltura de falla determinada, todo a partir de las condiciones de falla en exámenes simples de tensión, compresión y torsión usando un espécimen del mismo material.

La formulación matemática de la teoría de Mohr no se tratará de obtener aquí, debido a que es solamente aproximada. Si las propiedades de compresión y tensión de un material de interés son significativamente diferentes, y si la fluencia es el modo de falla, la Teoría de Mohr puede ser usada ya sea en forma gráfica o en la forma de una solución numérica en computadora.

Además, si el comportamiento del material es quebradizo y las propiedades tensivas y compresivas del material son significativamente diferentes, la Teoría de Mohr parece ser la más apropiada para los datos experimentales. La



BIBLIOTECA

REPRESENTACION GRAFICA DE LA TEORIA DE MOHR PARA UN ESTADO BIAXIAL DE ESFUERZO (dúctil).

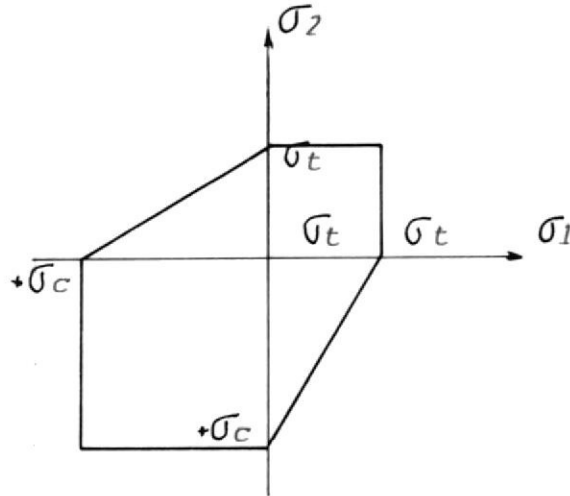


Fig. (2.2-9)

REPRESENTACION GRAFICA DE LA TEORIA DE MOHR MODIFICADO PARA UN ESTADO BIAXIAL DE ESFUERZO (quebradizo).

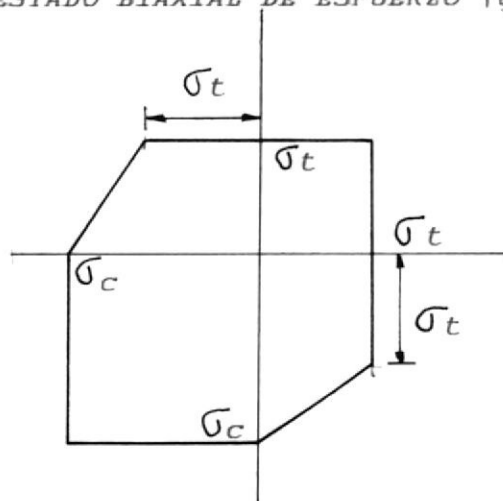


Fig. (2.2-10)



modificación empírica en la fig. 2.2-10 involucra una extensión lineal de las fronteras de falla en el segundo y el cuarto cuadrante, para un valor de $-\sigma_c$ con una conexión lineal entonces hecha con $-\sigma_c$ como graficamos en la figura 2.2-10.

Teorías de falla que podrían utilizarse según el material de trabajo.

1.- Para materiales isotrópicos que fallan por fractura quebradiza la teoría del esfuerzo normal máximo es la mejor teoría a utilizar.

2.- Para materiales que fallan por fractura quebradiza, pero que exhiben un esfuerzo último compresivo que es significativamente diferente del esfuerzo último tensil, la teoría modificada de Mohr es la mejor teoría a utilizarse.

3.- Para materiales isotrópicos que fallan por fluencia o ruptura dúctil, la teoría de la energía de distorsión es la mejor teoría a usar.

4.- Para materiales isotrópicos que fallan por fluencia o ruptura dúctil, la teoría del máximo esfuerzo cortante es casi tan buena como la teoría de energía de distorsión.

5.- Para materiales que fallan por fluencia, pero exhiben una resistencia a la fluencia compresiva, que es significativamente diferente de la resistencia tensil de fluencia, la Teoría de Mohr es una buena teoría a ser usada.

6.- Como una regla de poca destreza, la teoría del máximo esfuerzo normal podría ser usada para materiales isotrópicos que exhiben una ductilidad de menos de un 5% de elongación en 2 pulg.; y ya sea la teoría de energía de distorsión o la teoría del esfuerzo cortante máximo podrían ser utilizadas para materiales isotrópicos que exhiben una ductilidad de 5% o mayor en una longitud medida de 2 pulgadas.

Donde fuere posible un análisis de fractura mecánica debería ser realizado.

2.3.- ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZO (Ref. 6).

La medición de la deformación ha sido de importancia primordial desde los años 70, cuando Hooke señaló que para muchos materiales comunes existe una razón constante entre esfuerzo y deformación. Por lo que podemos determinar la intensidad promedio del esfuerzo en un cuerpo bajo alguna carga externa por medio de la deformación medida multiplicada al módulo de elasticidad. Esta es básicamente la única forma por la cual el esfuerzo puede ser determinado, debido a que el esfuerzo no es una cantidad física fundamentalmente semejante a la deformación, sino que es solamente una cantidad derivada.

No es sorprendente entonces, que se haya realizado ~~una~~ una gran cantidad de esfuerzos, para perfeccionar un medidor de deformación universal.

En intento para desarrollar tal medidor de deformación "IDEAL", puede ser tomado como meta el desarrollar un medidor de deformación que tenga las siguientes características:

- 1.- Extremadamente pequeño en tamaño.
- 2.- De masa insignificante.
- 3.- Fácil de atar al miembro a ser analizado.
- 4.- Altamente sensitivo a la deformación.



- 5.- Inafectado por temperatura, vibración, humedad u otras condiciones ambientales semejantes a las encontradas en las partes de máquinas examinadas bajo cargas de servicio.
- 6.- Capaz de indicar ambas deformaciones:estática y dinámica.
- 7.- Capaz de indicación remota y registro.
- 8.- Barato.
- 9.- Caracterizado por una longitud del medidor infinitesimal.

El mejor medidor de deformación inventado hasta la fecha y que cumple con la mayoría de las características dadas para el medidor de deformación "IDEAL", es el medidor de deformación de resistencia eléctrica, que junto con los recubrimientos quebradizos es imparable en el análisis experimental de esfuerzo. A continuación describimos:

2.3.1.- RECUBRIMIENTOS QUEBRADIZOS.

El método de recubrimientos quebradizos ("Stresscoat") para indicar la deformación es una invaluable ayuda a los medidores de deformación de resistencia, como una herramienta para el análisis experimental de deformación.

Esta herramienta tiene su origen hace algunos años, cuando se notó que una fina resquebrajadura se producía en la costra superficial de los rodetes calientes de acero en la región de alta resistencia.

A partir de este conocimiento fue involucrada la técnica de lacas quebradizas para la indicación de deformaciones. Este proceso consiste en poco más que aplicar un revestimiento de lacas quebradizas al miembro estructural bajo examen sometiendo a cargas y analizar el resquebrajamiento resultante de la laca, para informarnos acerca de las deformaciones superficiales.

Stresscoat tiene un número de ventajosas propiedades: su longitud de medición efectiva que se aproxima a cero dará una gráfica completa de la distribución de deformación, esto es aplicable a cualquier parte mecánica o estructura sin tomar en cuenta el material, forma o modo de cargarlo; da la dirección de las deformaciones y esfuerzos principales en cada punto sobre la superficie del objeto. Las propiedades particularmente útiles o provechosas en conjun

to con los alambres medidores de deformación de resistencia son aquellas por las cuales el Stresscoat indica grandes áreas esforzadas, zonas de concentración de esfuerzos y la dirección de los esfuerzos principales.

Una vez que la dirección de los esfuerzos principales y los puntos de concentración de esfuerzos son determinados por el Stresscoat. Dos medidores colocados a lo largo de los ejes principales pueden ser utilizados para determinar los esfuerzos en cada punto de interés. La mayor limitación del Stresscoat es su ausencia de poder cuantificar con exactitud las magnitudes de las indicaciones de deformación, dado que la exactitud no es mejor que $\pm 10\%$, bajo condiciones ideales; puede ser $\pm 20\%$ si control insuficiente es mantenido.

Basicamente, las lacas stresscoat son hechas de ciertas resinas de madera disueltas en disulfito de carbono.

Plastificantes son adicionados en varias cantidades durante el proceso de formula-

ción para producir revestimientos con diferente característica de ruptura.

Las lacas son diseñadas para resquebrajarse en aproximadamente 800 micropulgadas por pulgada de deformación, correspondiendo aproximadamente a un esfuerzo de 25000 psi en acero.

Si una laca es deformada a una temperatura por encima de aquella para el cual su uso fue prescrito, una mayor deformación se requerirá para producir resquebrajamiento; si la temperatura es más baja, será menor la deformación. Una temperatura extremadamente baja causará que la laca se cuartee (o resquebraje) totalmente en una forma al azar, pero sin la presencia de deformación.

Variaciones de humedad dan un efecto similar: la sensibilidad de la laca decrecerá con alta humedad e incrementará con baja humedad. La ruptura de la laca es esencialmente independiente del espesor del revestimiento (éste está entre 0.003 y 0.006 pulgadas). Los resquebrajamientos se oscurecen con el propósito de fotografiarlos por la

aplicación de tintas penetrantes.

2.3.2.- EXTENSOMETROS DE RESISTENCIA ELECTRICA (STRAIN GAGES)

El medidor de deformación de resistencia como ya dijimos, es la más importante y simple herramienta disponible para el analista de esfuerzo. Este medidor es aproximadamente del tamaño de una estampilla postal y generalmente más ligero. Consiste en una rejilla o filamento de alambre de muy poco diámetro o en una hoja delgada montada sobre papel o plástico.

El material del filamento usado tiene la propiedad de variar linealmente la resistencia eléctrica con la deformación.

Con el propósito de medir la deformación en una máquina o miembro estructural, uno o más de estos medidores de deformación son pegados a las superficies de las partes. El siguiente paso es conectar los medidores de deformación a algún instrumento eléctrico, tal como un puente de Wheatstone, el cual indicará pequeños cambios en la resistencia. Una vez que esto es realizado, el me-

didor de deformación fielmente seguirá y reportará cualquier deformación que ocurra en la dirección de los ejes del medidor de la superficie examinada.

El medidor de deformación de resistencia actual es prácticamente el mismo y gracias a su bajo costo es posible pegar cientos de ellos sobre toda la estructura en prueba. Por ejemplo en un aeroplano se pueden obtener registros de las deformaciones reales en servicio de todos los puntos críticos del aeroplano durante el vuelo y las maniobras de aterrizaje.

Los medidores de deformación han sido ampliamente utilizados en la Industria de Automotores, sobre locomotoras, rieles y otros componentes forzados; sobre estructuras tales como puentes, edificios y carreteras; y sobre todo tipo de maquinaria sometida a presiones parecidas, tales como máquinas herramientas y grúas. Estas aplicaciones apenas rasgan la superficie de los posibles usos del alambre medidor de deformación y falta mencionar su uso como unidad sensora de presiones máximas de

fluido, medidor de torques, comparador, acelerómetro, celdas de cargas y otros instrumentos.

La ecuación básica que relaciona el cambio en resistencia a la resistencia nominal del medidor y la deformación unitaria del alambre medidor es el "GAGE FACTOR" del medidor y está dado por:

$$\frac{dR/R}{\epsilon} = F \quad (2.3.2-1)$$

Donde:

R = Resistencia nominal del medidor (no deformado)

ΔR = Cambio en resistencia cuando el medidor es deformado.

ϵ = Deformación unitaria del alambre medidor.

Si el medidor está perfectamente adherido al elemento al cual se le va a medir la deformación, la deformación unitaria dada por el STRAIN GAGE será igual a la deformación unitaria del espécimen sometido a carga.

Así para un estado uniaxial de carga:

$$(\epsilon_{\text{especimen}} = \epsilon_{\text{strain gage}}) \quad \text{dirección longitudinal del medidor.}$$

Donde:

$\epsilon_{\text{especimen}}$ = Deformación unitaria del espécimen.

$\epsilon_{\text{strain gage}}$ = Deformación unitaria del medidor de deformación.

2.3.3.- ANALISIS DE DATOS CON STRAIN GAGES UNIDIRECCIONAL Y TIPO ROSETAS.

En esta parte nos concentraremos en derivar las ecuaciones matemáticas que permiten obtener los esfuerzos de los materiales a partir de los datos arrojados por los strain gages.

Si consideramos un strain gage pegado en un punto de una parte de máquina, en la línea O-B a un ángulo θ del eje X como mostramos en la figura 2.3.3-1, al que someteremos a un estado de deformación ϵ_x , ϵ_y y τ_{xy} por separado y luego sumaremos las deformaciones producidas por estos a lo largo del eje del gage O-B. La deformación de POISSON en la dirección perpendicular a la deformación aplicada no es introducida debido a que solamente la geometría del problema está

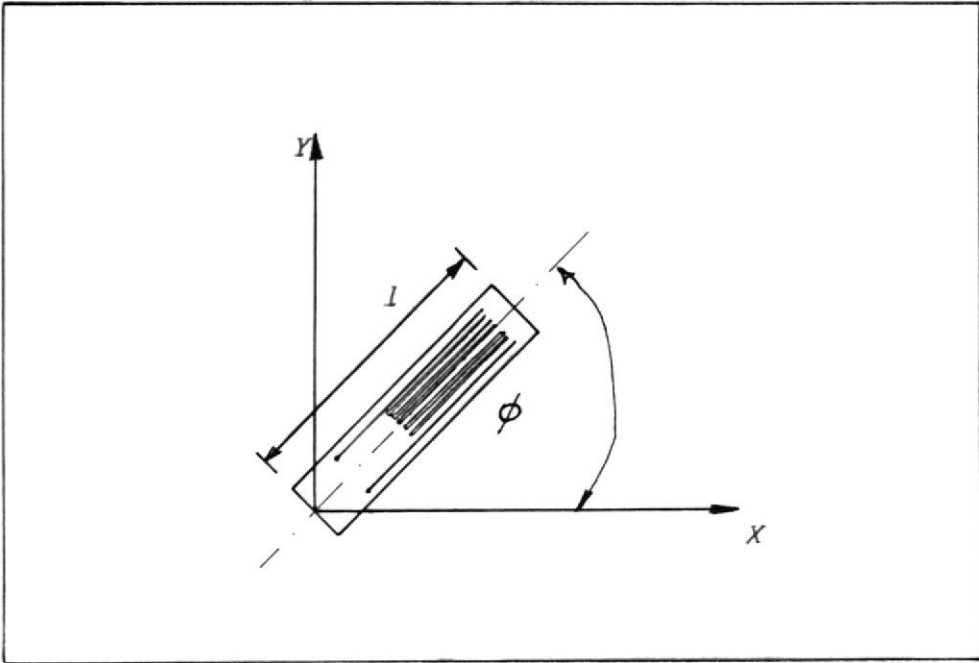


Fig. (2.3.3-1)

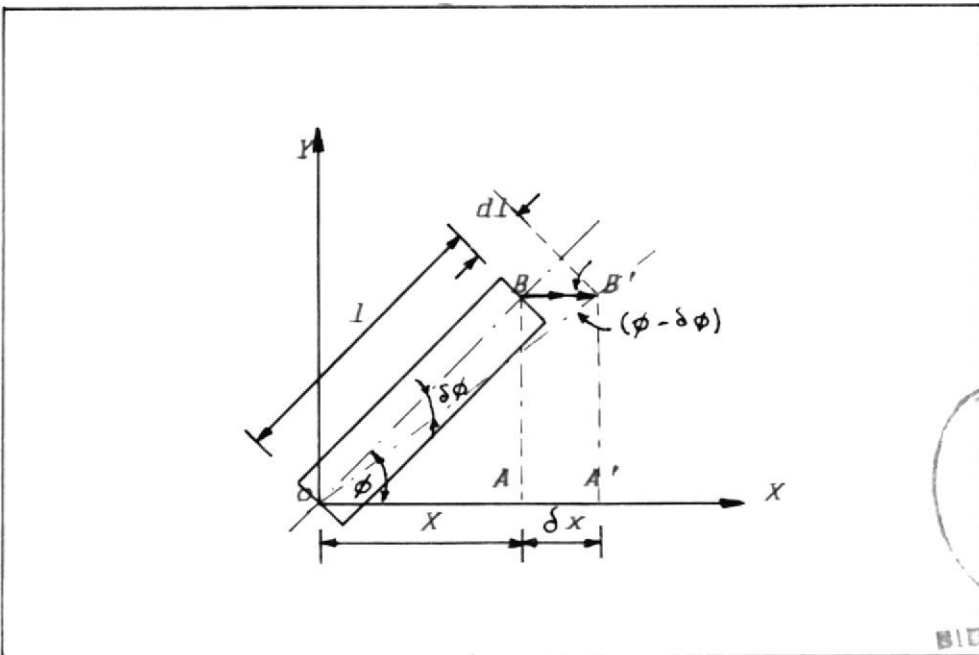
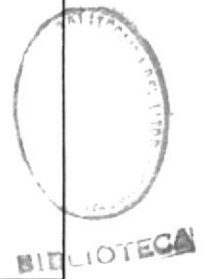


Fig. (2.3.3-2)



considerando un punto.

Aplicando deformación en la dirección X, la línea OA de longitud X se dilatará en una cantidad δx hasta OA'; y el GAGE que tenía una longitud original l se tiende ahora a lo largo de la línea OB' dilatada en una cantidad δl .

La deformación en la dirección X es entonces:

$$\epsilon_x = \frac{\delta x}{X} \quad (2.3.3-1)$$

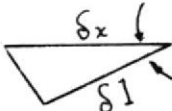
La deformación del medidor es:

$$\epsilon_\phi = \frac{\delta l}{l} \quad (2.3.3-2)$$

Por consideraciones trigonométricas a partir de la figura 2.3.3-2, tenemos:

$$\cos \phi = \frac{x}{l}$$


$$x = l \cos \phi$$

$$l = \frac{x}{\cos \phi} \quad (2.3.3-3)$$


$$\cos(\theta - \delta\theta) = \frac{\delta l}{\delta x}$$

$$\cos(\theta - \delta\theta) = \cos\theta \cos\delta\theta + \sin\theta \sin\delta\theta$$

como $\theta \gg \delta\theta$, podemos considerar

$$\delta\theta \approx 0 \Rightarrow \cos(\theta - \delta\theta) \approx \cos\theta$$

$$\cos\theta = \frac{\delta l}{\delta x}$$

$$\delta l = \delta x \cos\theta \quad (2.3.3-4)$$

Reemplazando 2.3.3-1, 2.3.3-3 y 2.3.3-4 en 2.3.3-2, tenemos:

$$\epsilon_{\theta)_x} = \frac{\delta l}{l} = \frac{\delta x \cos\theta}{x \cos\theta} = \frac{\delta x}{x} \cos^2\theta = \epsilon_x \cos^2\theta$$

$$\epsilon_{\theta)_x} = \epsilon_x \cos^2\theta \quad (2.3.3-5)$$

Luego, por la aplicación de deformación en la dirección Y, figura 2.3.3-3, una relación geométrica análoga entre ϵ_y y la deformación ϵ_{θ} medido por el STRAIN GAGE puede ser obtenida.

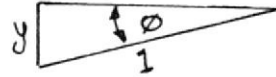
Así mismo tenemos que:

$$\epsilon_y = \frac{\delta y}{y} \quad (2.3.3-6)$$

$$\epsilon(\theta)_y = \frac{\delta l}{l} \quad (2.3.3-7)$$

Por consideraciones trigonométricas de la figura 2.3.3-3:

$$\text{sen } \theta = \frac{y}{l}$$



$$l = \frac{y}{\text{sen } \theta} \quad (2.3.3-8)$$

$$\text{Sen}(\theta + \delta\theta) = \frac{\delta l}{\delta y}$$

$$\text{Sen}(\theta + \delta\theta) \approx \text{sen } \theta$$

$$\text{si } \delta\theta \ll \theta$$

$$\text{Sen } \theta = \frac{\delta l}{\delta y}$$



$$\delta l = \delta y \text{ sen } \theta \quad (2.3.3-9)$$

Reemplazando 2.3.3-6, 2.3.3-8 y 2.3.3-9 en 2.3.3-7 tenemos:

$$\epsilon(\theta)_y = \frac{\delta y \text{ sen } \theta}{y / \text{sen } \theta} = \frac{\delta y}{y} \text{ sen}^2 \theta = \epsilon_y \text{ sen}^2 \theta$$

$$\epsilon(\theta)_y = \epsilon_y \text{ sen}^2 \theta \quad (2.3.3-10)$$



BIBLIOTECA

Como paso final, podemos ver que sucede cuando deformación cortante (Γ_{xy}) es aplicada. En la figura 2.3.3-4 mostramos esto y tenemos:

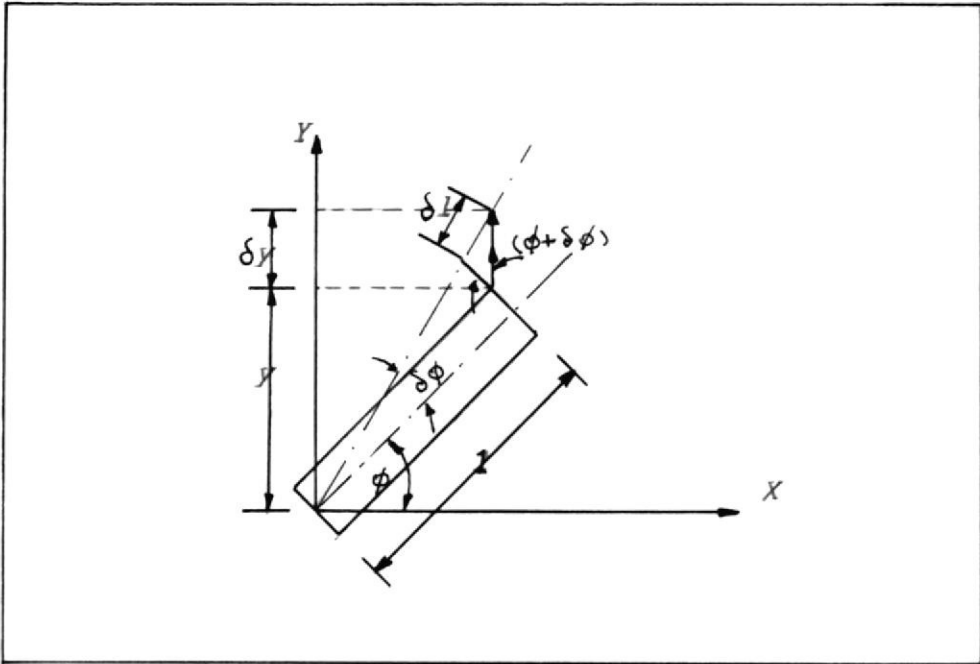


Fig. (2.3.3-3)

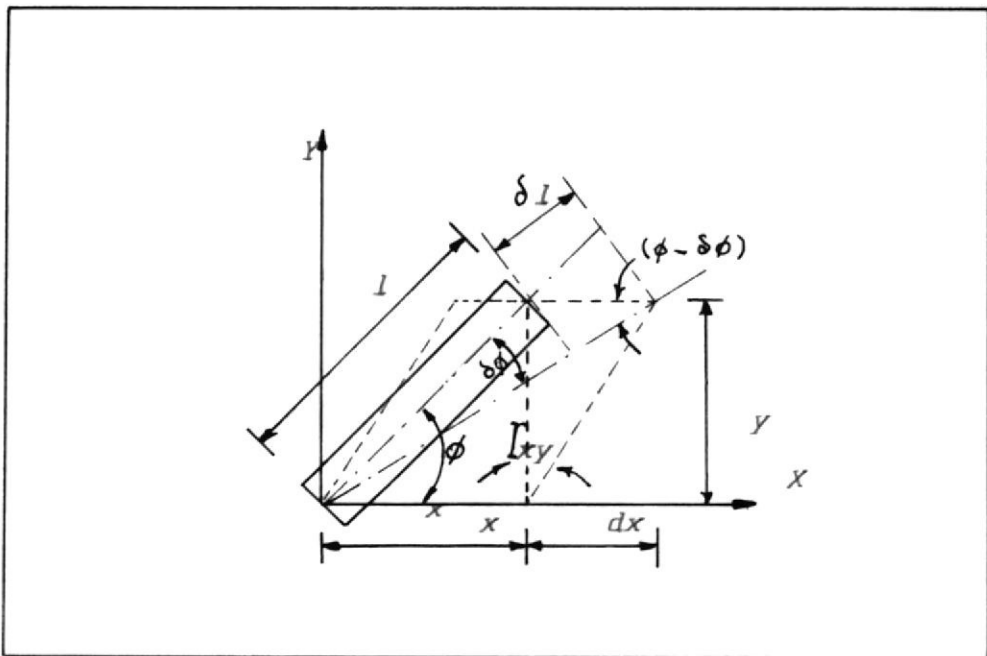


Fig. (2.3.3-4)

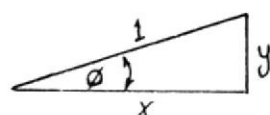
$$\tan \Gamma_{xy} = \frac{\delta x}{y} = \Gamma_{xy}$$

$$\Gamma_{xy} = \frac{dx}{y} \quad (2.3.3-11)$$

$$\epsilon(\theta)_{xy} = \frac{dl}{l} \quad (2.3.3-12)$$

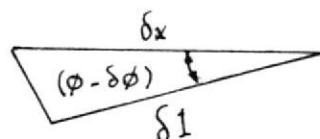
Por trigonometría:

$$\text{Sen } \theta = \frac{y}{l}$$



$$y = l \text{ sen } \theta \quad (2.3.3-13)$$

$$\text{Cos } (\theta - \delta\theta) = \frac{\delta l}{\delta x}$$



como $\delta\theta \ll \theta$

$$\text{Cos } \theta = \frac{\delta l}{\delta x}$$

$$\implies \delta l = \delta x \text{ cos } \theta \quad (2.3.3-14)$$

reemplazando 2.3.3-11, 2.3.3-13 y 2.3.3-14 en 2.3.3-12 tenemos:

$$\epsilon(\theta)_{xy} = \frac{\delta x \text{ cos } \theta}{y / \text{sen } \theta} = \frac{\delta x}{y} \text{ sen } \theta \text{ cos } \theta$$

$$\epsilon(\theta)_{xy} = \Gamma_{xy} \text{ sen } \theta \text{ cos } \theta \quad (2.3.3-15)$$

Sumando linealmente, puesto que estamos en el lado elástico, todos los efectos dados por 2.3.3-5, 2.3.3-9 y 2.3.3-15.

$$\epsilon_{\theta} = \epsilon_x \cos^2\theta + \epsilon_y \sin^2\theta + \Gamma_{xy} \text{Sen}\theta\text{cos}\theta \quad (2.3.3-16)$$

recordando que:

$$\text{Cos}^2\theta = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos 2\theta \quad (2.3.3-17)$$

$$\text{Sen}^2\theta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta$$

$$\text{Sen}\theta \text{ cos}\theta = \frac{1}{2} \text{Sen } 2\theta$$

Introduciendo en 2.3.3-16

$$\begin{aligned} \epsilon_{\theta} &= \frac{\epsilon_x}{2} + \frac{\epsilon_x}{2} \cos^2\theta + \frac{\epsilon_y}{2} - \frac{\epsilon_y}{2} \cos^2\theta + \frac{\Gamma_{xy}}{2} \text{sen}2\theta \\ \epsilon_{\theta} &= \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos^2\theta + \frac{\Gamma_{xy}}{2} \text{sen}2\theta \end{aligned} \quad (2.3.3-18)$$

La ecuación 2.3.3-18 muestra que la deformación ϵ_{θ} medida por un STRAIN GAGE es función de la deformación cortante Γ_{xy} así como de las deformaciones normales ϵ_x , ϵ_y y ϵ_{θ} puede ser medido con un STRAIN GAGE la deformación en cualquier dirección seleccionada X y Y puede ser medida. En la ecuación 2.3.3-18 hay tres parámetros desconocidos ϵ_x , ϵ_y y Γ_{xy} , por lo que tres deformaciones ϵ_1 , ϵ_2 y ϵ_3 son requeridas.

Las deformaciones pueden ser medidas a lo largo de cualquiera de las tres líneas marcadas a un ángulo θ_1 , θ_2 y θ_3 con respecto al eje X, entonces:

$$\epsilon_1 = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\theta_1 + \frac{\Gamma_{xy}}{2} \text{Sen} 2\theta_1$$

$$\epsilon_2 = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\theta_2 + \frac{\Gamma_{xy}}{2} \text{Sen} 2\theta_2$$

$$\epsilon_3 = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\theta_3 + \frac{\Gamma_{xy}}{2} \text{Sen} 2\theta_3$$

(2.3.3-19)

Teniendo tres parámetros desconocidos y tres ecuaciones, ϵ_x , ϵ_y y Γ_{xy} pueden ser ahora determinados y a partir de estos encontrar las deformaciones principales y los esfuerzos principales.

La configuración resultante de medidores sobrepuesto uno a otro para obtener las deformaciones principales en una superficie es denominada roseta de deformación. De acuerdo a la teoría previamente desarrollada, la deformación principal puede ser determinada de cualquier tres lecturas, cualquier sea el ángulo entre sus direcciones, aunque si una lectura de

deformación es obtenida en una cuarta dirección, este valor puede ser usado ya sea directamente en el computo para las deformaciones principales o como un chequeo de la precisión de los resultados a partir de los otros tres medidores. Para el caso en que la dirección de los esfuerzos principales son conocidos, dos lecturas de deformación en estas direcciones serán suficiente para la determinación de las deformaciones y esfuerzos principales de tal manera, para este caso especial, una roseta de dos medidores en un ángulo recto uno del otro será adecuado.

Al examinar la ecuación fundamental 2.3.3-18, observamos que la selección de ciertos ángulos simplificará la solución apreciablemente.

A continuación procederemos a nombrar las rosetas más comunes disponibles comercialmente. Puesto que el manipuleo matemático es relativamente sencillo, solamente nos concretaremos en describir la orientación de los medidores y las deformaciones principales obtenidas a partir de las lecturas

de dichos medidores. Así tenemos:

Roseta Rectangular:

Utiliza medidores orientados a 0° , 45° y 90° .

$$\theta_1 = 0^\circ \quad \theta_2 = 45^\circ \quad \theta_3 = 90^\circ$$

Reemplazando en 2.3-19 y luego en ecuaciones de deformaciones principales tenemos:

$$\theta_p = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{2 \epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)}{\epsilon_1 - \epsilon_3}$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{1}{2} (\epsilon_1 + \epsilon_3) + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2} \quad (2.3.3-20)$$

$$\epsilon_{\min} = \frac{1}{2} (\epsilon_1 + \epsilon_3) - \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2}$$

$$\Gamma_{\max} = \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2}$$

Roseta Delta:

Utiliza medidores orientados a 0° , 60° y 120° .

$$\theta_1 = 0^\circ \quad \theta_2 = 60^\circ \quad \theta_3 = 120^\circ$$

BIBLIOTECA



Fig. (2.3.3-6)

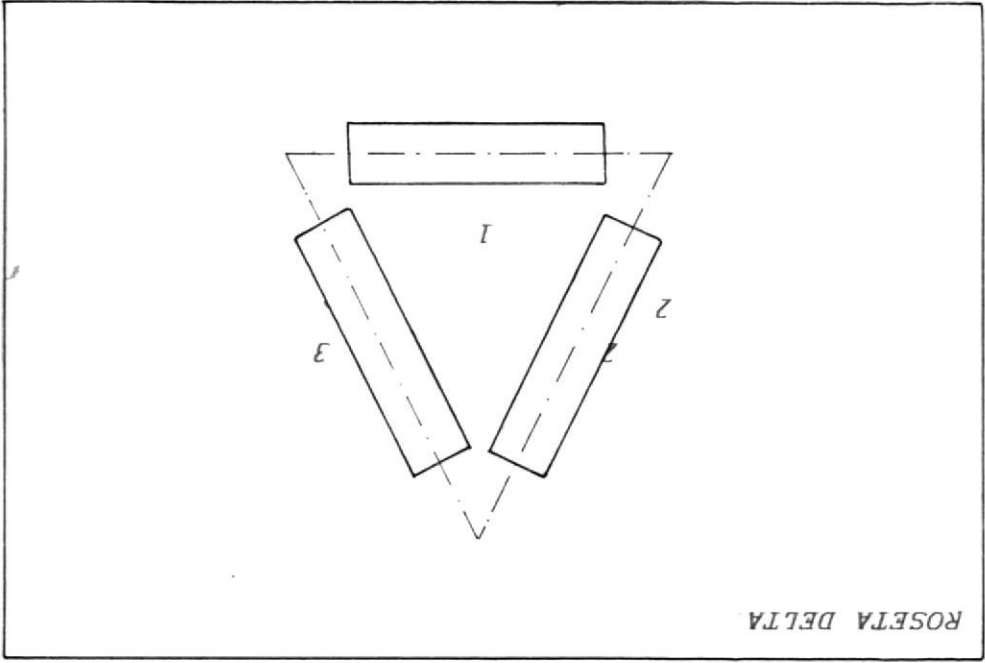
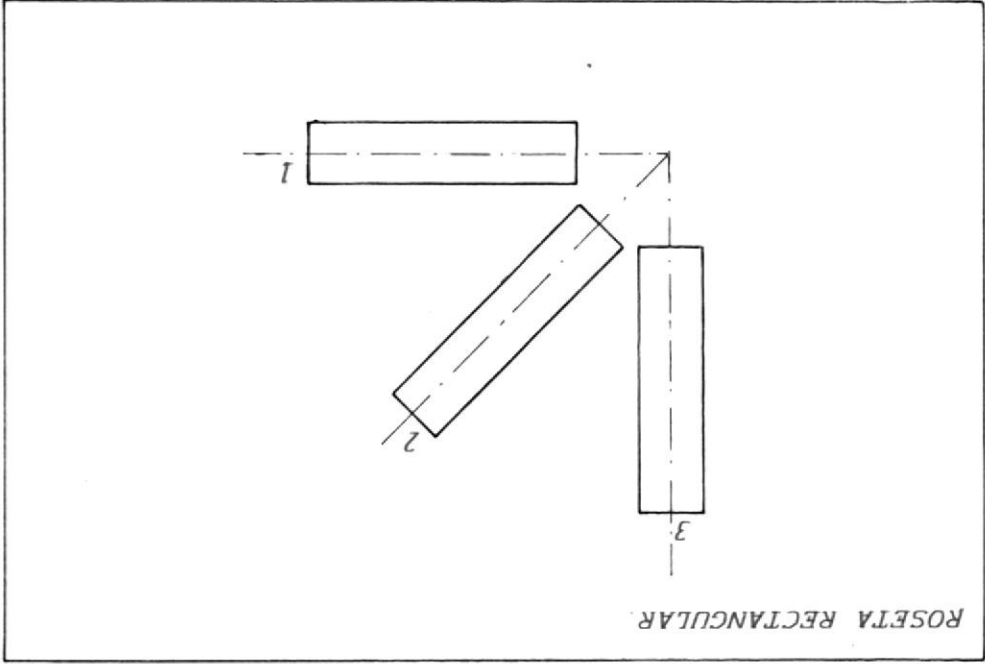


Fig. (2.3.3-5)



Reemplazando en 2.3-19 y luego en ecuaciones de deformaciones principales tenemos:

$$\theta_p = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{\frac{1}{\sqrt{3}} (\epsilon_2 - \epsilon_3)}{\epsilon_1 - \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3}{3}}$$

Llamaremos a $(\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3)$ como E.

$$\epsilon_{max} = \frac{E}{3} + \sqrt{\left[\epsilon_1 - \frac{E}{3} \right]^2 + \left[\frac{\epsilon_2 - \epsilon_3}{\sqrt{3}} \right]^2}$$

$$\epsilon_{min} = \frac{E}{3} - \sqrt{\left[\epsilon_1 - \frac{E}{3} \right]^2 + \left[\frac{\epsilon_2 - \epsilon_3}{\sqrt{3}} \right]^2}$$

$$\frac{\gamma_{max}}{2} = \sqrt{\left[\epsilon_1 - \frac{E}{3} \right]^2 + \left[\frac{\epsilon_2 - \epsilon_3}{\sqrt{3}} \right]^2}$$

Roseta T-Delta:

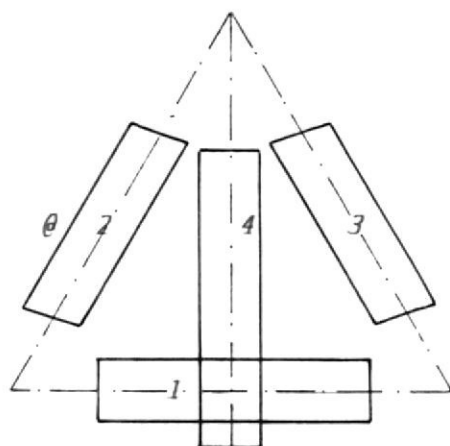
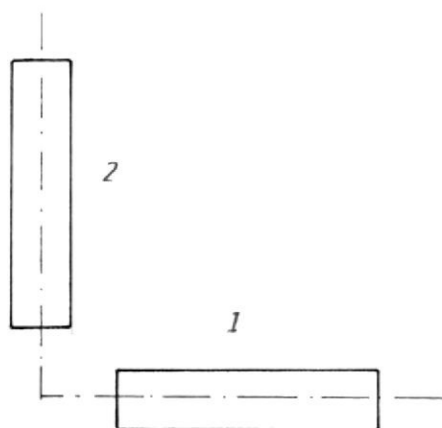
Es una variación de la roseta delta y tiene un cuarto STRAIN GAGE colocado a 90° .

$$\theta_1 = 0^\circ \quad \theta_2 = 60^\circ \quad \theta_3 = 120^\circ \quad \theta_4 = 90^\circ$$

Reemplazando en 2.3.3-19 y luego en ecuaciones de deformaciones principales tenemos:

$$\theta_p = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{2(\epsilon_2 - \epsilon_3)}{\sqrt{3}(\epsilon_1 - \epsilon_4)}$$

$$\epsilon_{max} = \frac{1}{2}(\epsilon_1 + \epsilon_4) + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_4)^2 + \frac{4}{3}(\epsilon_2 - \epsilon_3)^2}$$

ROSETA T-DELTA.*Fig. (2.3.3-7)**ROSETA DE DOS MEDIDORES.**Fig. (2.3.3-8)*

$$\epsilon_{\min} = \frac{1}{2}(\epsilon_1 + \epsilon_4) - \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_4)^2 + \frac{4}{3}(\epsilon_2 - \epsilon_3)^2}$$

(2.3.3-22)

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_4)^2 + \frac{4}{3}(\epsilon_2 - \epsilon_3)^2}$$

Roseta de Dos Medidores: Se la utiliza cuando son conocidas las direcciones de las deformaciones principales y están orientados a 90° uno del otro.

$$\theta_1 = 0^\circ \quad \theta_2 = 90^\circ$$

Así, ϵ_1 y ϵ_2 serán directamente las deformaciones máximas y mínimas respectivamente.

$$\theta_p = 0$$

$$\epsilon_{\max} = \epsilon_1$$

$$\epsilon_{\min} = \epsilon_2 \quad (2.3.3-23)$$

$$\tau_{\max} = \epsilon_1 - \epsilon_2$$



CAPITULO 3

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL EQUIPO

3.1. DISEÑO DE LA MAQUINA BIAXIAL DE ENSAYOS

(TRACCION, COMPRESION Y TORSION).

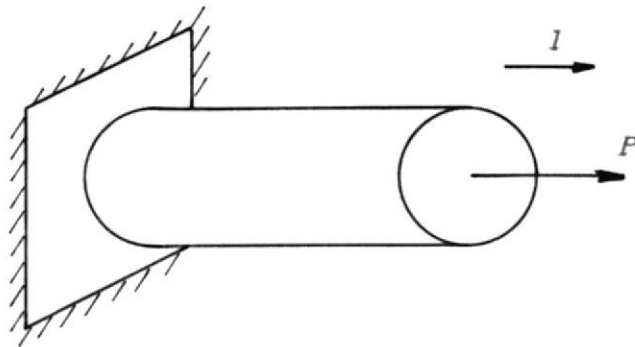
El objetivo de esta máquina es el de ensayar una probeta a esfuerzos combinados elásticos. En este caso, hemos elegido Tracción-Torsión, Compresión-Torsión y Torsión Pura, por lo que se necesita que la máquina realice tres movimientos independientemente que son los mostrados en la figura 3.1.1.

A partir de la necesidad de contar con estos tres movimientos podemos obtener aproximadamente, la forma que deberá tener la máquina - tomando en cuenta que las probetas elegidas serán de materiales como aluminio o acero y de un tamaño considerable.

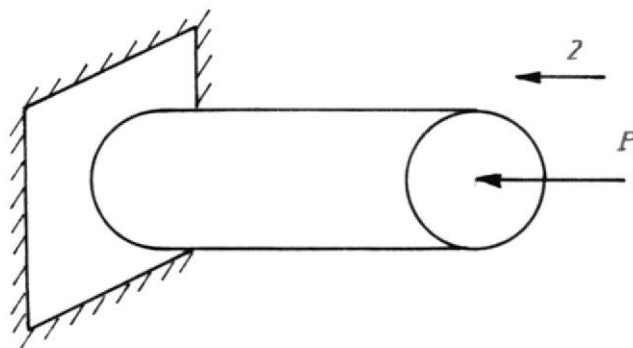
3.1.1. DISEÑO DE FORMA.

Aquí describiremos las posibles formas que deberá tener la máquina para obtener los tres movimientos ya antes mencionados (figura 3.1-1). Eligiendo una de estas tomaremos en cuenta los siguientes parámetros:

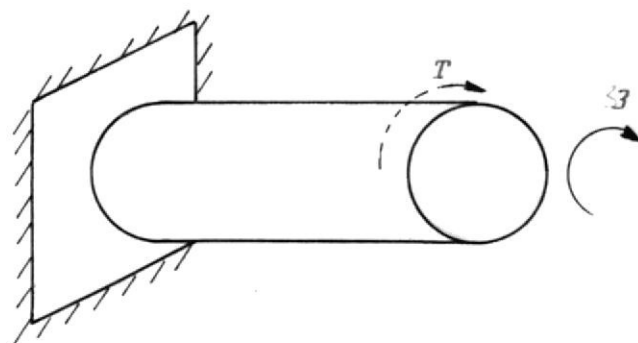
MOVIMIENTOS QUE DEBE PODER REALIZAR LA MAQUINA A CONSTRUIRSE.



[a] MOVIMIENTO 1 (TRACCION)



[b] MOVIMIENTO 2 (COMPRESION)



[c] MOVIMIENTO 3 (TORSION)

Fig. (3.1-1)

- a. Mejor posibilidad de obtener el movimiento.
- b. Facilidad de obtener el movimiento.
- c. La fuerza dada por sus elementos sean lo suficientemente altas que logren deformar elásticamente a la probeta.
- d. Que el espacio que ocupe la máquina sea el menor posible.
- e. Que los elementos que conforman la máquina sean lo más simples que se pueda lograr.

Existen otros parámetros que pueden ser considerados, pero los que hemos nombrado nos parecen los más importantes.

Para empezar necesitamos por lo menos tener una idea de como será y que tipo de cargas necesitará la probeta que vamos a ensayar, por lo que comenzaremos analizando la probeta descrita a continuación:

Material Elegido: Aluminio.

E = Módulo de elasticidad
 $= 7.2 \times 10^9 \text{ N/m}^2 = 7339.45 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

μ = Relación Poisson
 $= \text{Def. lateral}/\text{Def. Axial}$

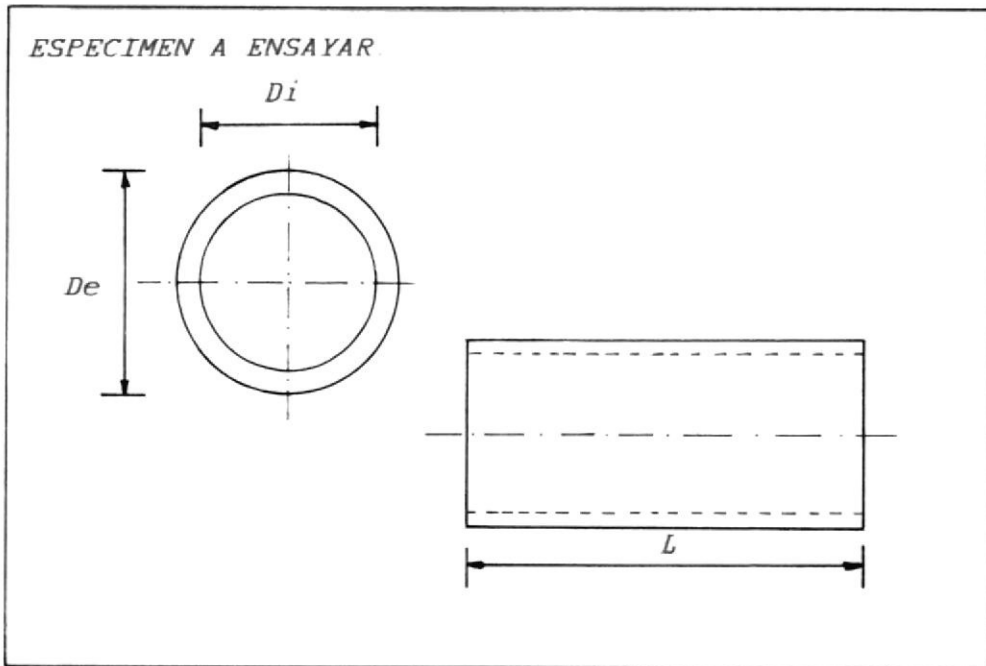


Fig. (3.1.1-1)

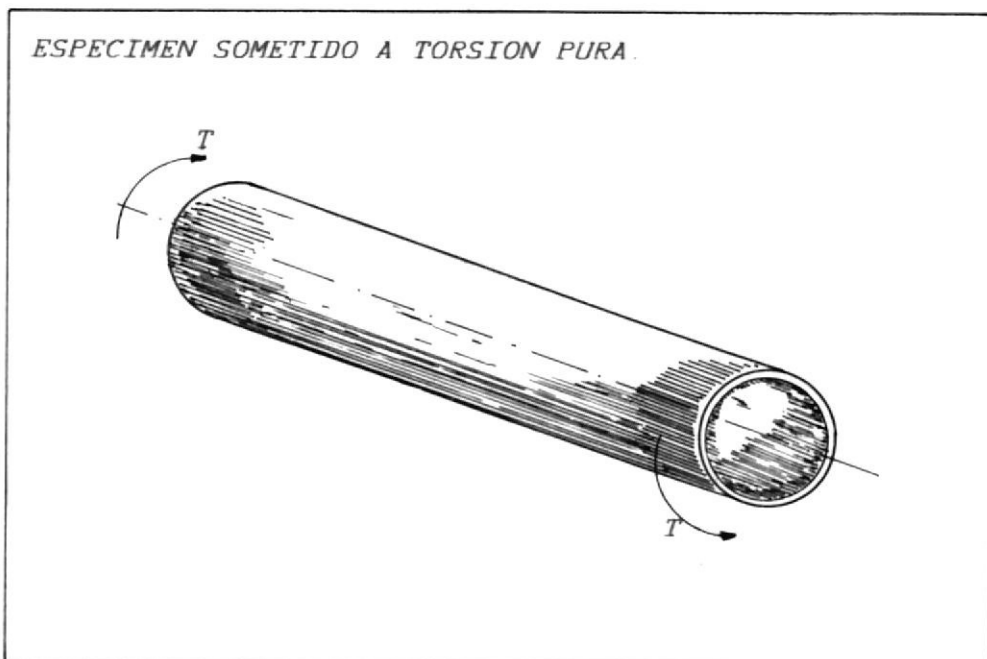


Fig. (3.1.1-2)

$$= 0.32$$

D_o = Diámetro exterior

D_i = Diámetro interior

T = Torque aplicado

F = Fuerza axial aplicada

σ_x = Esfuerzo en dirección axial

τ_{xy} = Esfuerzo cortante

$\sigma_{1,2}$ = Esfuerzos principales

$\epsilon_{1,2,3}$ = Deformaciones principales

Las fórmulas a utilizarse son:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} \quad (2.1-2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{T R}{J_o} \quad (2.1.1-17)$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1.1-12)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1.1-18)$$

Y las fórmulas (2.1.1.-27)

Donde:

$$\sigma_x = \sigma_1, \sigma_y = \sigma_2, \sigma_z = 0$$

Es decir σ_x y σ_y en dirección de las deformaciones principales.

Por lo que:

$$\epsilon_x = \epsilon_1, \epsilon_y = \epsilon_2, \epsilon_z = \epsilon_3.$$

Obteniendo:

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E}$$

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_1}{E} \quad (3.1.1-1)$$

$$\epsilon_3 = \tau \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E}$$

Seguidamente estudiaremos como se comporta el material referente a la deformación principal en torsión y tensión pura, y la combinación de los dos tipos de carga, de tal forma que podamos tener una idea aproximada de las cargas que debemos aplicar al espécimen. Ver figura (3.1.1-2).

ESPECIMEN SOMETIDO A TORSION PURA

El esfuerzo máximo existente teóricamente es:

$$\tau_{xy} = \frac{T R}{J_\sigma} = \frac{T (D_o/2)}{\frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4)}$$

$$= \frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \quad (3.1.1-2)$$

Aplicando (2.1.1-12) tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \quad (3.1.1-3)$$

$$\sigma_2 = - \frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \quad (3.1.1-4)$$

Aplicando 3.1.1-3 y 3.1.1-4 en 3.1.1-1 tenemos:

$$\epsilon_1 = \frac{16 T D_o}{\pi E (D_o^4 - D_i^4)} (1+\mu) \quad (3.1.1-5)$$

$$\epsilon_2 = - \frac{16 T D_o}{\pi E (D_o^4 - D_i^4)} (1+\mu) \quad (3.1.1-6)$$

$$\epsilon_3 = 0 \quad (3.1.1-7)$$

Espécimen Sometido a Tensión Pura

(Ver figura (3.1.1-3)).

El esfuerzo existente teóricamente con todas las suposiciones que involucra es:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \frac{(D_o^2 - D_i^2)}{4}} \\ &= \frac{4F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-8) \end{aligned}$$

Introduciendo (3.1.1-8) en (2.1.1-13) tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{4F}{(D_o^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-9)$$

$$\sigma_2 = 0$$

Las deformaciones principales serán:

$$\epsilon_1 = \frac{4F}{\pi E (D_o^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-10)$$

$$\epsilon_2 = -\frac{\mu}{E} \left[\frac{4F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \right] \quad (3.1.1-11)$$

$$\epsilon_3 = -\frac{\mu}{E} \left[\frac{4F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \right] \quad (3.1.1-12)$$

Especimen Sometido a Esfuerzo Combinado de Torsión y Tensión.

(Ver figura 3.1.1-4).

Los esfuerzos serán:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-13)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \quad (3.1.1-14)$$

Reemplazando en 2.1.1-12, tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{2F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} + \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \right]^2 + \left[\frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \right]^2} \quad (3.1.1-15)$$

$$\sigma_2 = \frac{2F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} - \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi (D_o^2 - D_i^2)} \right]^2 + \left[\frac{16 T D_o}{\pi (D_o^4 - D_i^4)} \right]^2} \quad (3.1.1-16)$$

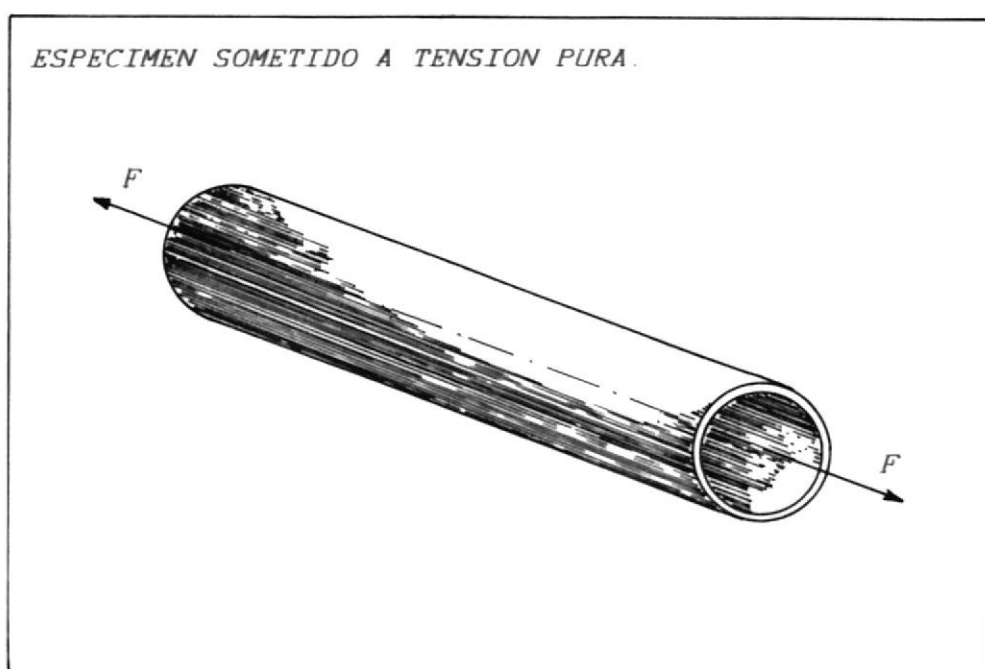


Fig. (3.1.1-3)

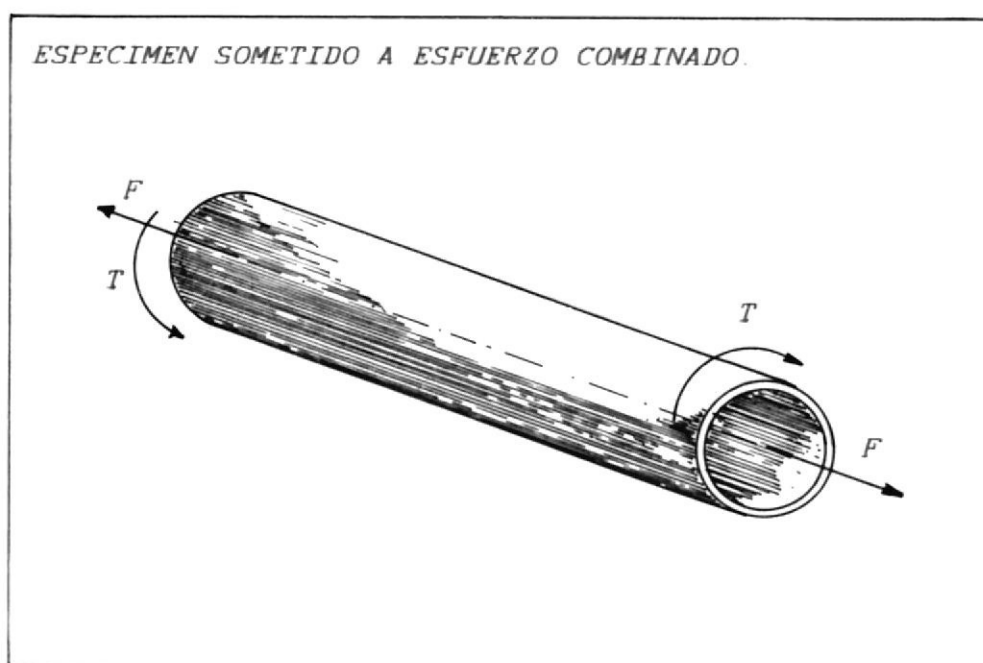


Fig. (3.1.1-4)

Reemplazando a su vez en (3.1.1-1)

$$\epsilon_1 = \frac{(1-\mu)2F}{\pi E (D_o^2 - D_i^2)} + \frac{1 + \mu}{E} * \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} \right]^2 + \left[\frac{16 T D_o}{\pi(D_o^4 - D_i^4)} \right]^2} \quad (3.1.1-17)$$

$$\epsilon_2 = \frac{(1-\mu)2F}{\pi E (D_o^2 - D_i^2)} - \frac{1 + \mu}{E} * \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} \right]^2 + \left[\frac{16 T D_o}{\pi(D_o^4 - D_i^4)} \right]^2} \quad (3.1.1-18)$$

$$\epsilon_3 = - \frac{\mu}{E} \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-19)$$

Como las fórmulas de deformación principal ϵ_1 son mayores a las deformaciones principales ϵ_2 y ϵ_3 , trabajaremos sólo con ϵ_1 . Estableceremos un compromiso entre las fuerzas necesarias para provocar una apreciable deformación (que puedan ser registradas) y las dimensiones de la probeta.

Es decir que debemos trabajar con las fórmulas (3.1.1-5) (3.1.1-10) y (3.1.1-17).

Escogeremos fuerzas máximas de 5000 Kg_f, que es la mínima capacidad nominal de

pistones que venden los fabricantes de cilindros hidráulicos, suponiendo que la carga se obtenga por esta vía.

Supongamos que las fuerzas necesarias para provocar tensión y torsión están dadas por dos sistemas de cargas lineales y, que aquella que provoca torsión está siendo aplicada a un tambor de 65 mm de radio, por lo que:

$$T = 65 F \quad (3.1.1-20)$$

donde F = Fuerza aplicada por el sistema de carga.

Introduciendo 3.1.1-20, $\mu = 0.32$ y $E = 7339.45 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ en las ecuaciones 3.1.1-8, 3.1.1-9 y 3.1.1-17 obtenemos:

$$\epsilon_1)_{\text{torsión}} = \frac{0.0595379506 F D_e}{(D_e^4 - D_i^4)} \quad (3.1.1-21)$$

$$\epsilon_1)_{\text{tensión}} = \frac{1.7347887 \times 10^{-4} F}{(D_e^2 - D_i^2)} \quad (3.1.1-22)$$

$$\epsilon_1)_{\text{comb}} = \frac{5.8982818 \times 10^{-5} F}{(D_e^2 - D_i^2)} + 1.7984998 \times 10^{-4}$$

$$\sqrt{0.405 \left[\frac{F}{D_e^2 - D_i^2} \right]^2 + \frac{109588 (F D_e)^2}{(D_e^4 - D_i^4)^2}} \quad (3.1.1-23)$$

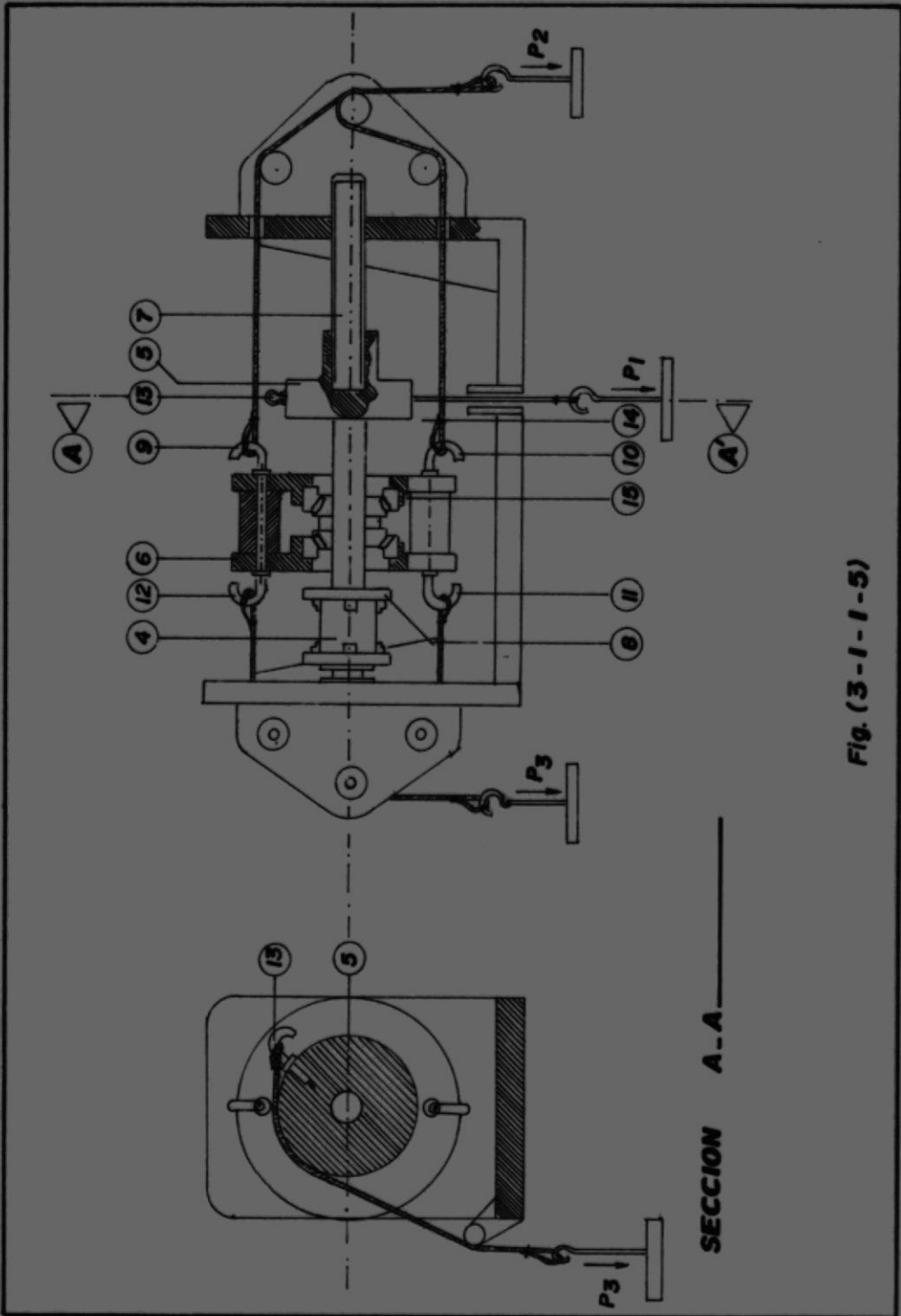
Los datos obtenidos por las fórmulas (3.1.1-21), (3.1.1-22) y (3.1.1-23) son mostrados en la tabla 1 y permiten conocer, o al menos nos dan una idea, el tipo y forma de máquina que debe ser construida.

En las figuras 3.1.1-5, 3.1.1-6 y 3.1.1-7 se dan las posibles soluciones a la forma que tendrá la máquina. Describiendo y analizando dichas formas, a continuación, tenemos:

En la figura 3.1.1-5 la tensión en la probeta 4 es lograda con el peso P_2 atado a las cuerdas que están cogidas a los ganchos 9 y 10; estos ganchos a su vez mueven 6, 14 y 5 que se deslizan sobre 7.

De la misma forma se logra la compresión por medio del peso P_3 y las cuerdas agarradas a los ganchos 12 y 11.

La torsión es lograda por medio del peso P_1 atado a la cuerda que agarra el gancho 13, produciendo un movimiento de giro en 5 y 14 (sin que afecte a 6 por los



SECCION A-A _____

Fig. (3-1-1-5)



rodamientos entre 6 y 14) y causando con esto torsión en 4. Estos movimientos pueden ser combinados y obtener los estados de esfuerzos deseados.

En la figura 3.1.1-5 vemos una forma sencilla de obtener los movimientos deseados, pero muy poco práctica: debido a que se necesitarían pesos voluminosos para poder obtener deformación elástica en la probeta. Según la tabla 1, la probeta elegida necesitará cargas en compresión o tensión de 300 a 4500 Kg. para que las deformaciones sean convenientes y puedan ser sensadas por los distintos métodos experimentales de medir deformación.

En la figura 3.1.1-6 mostramos una mejor alternativa, la que estamos seguros que debido a la incorporación de cilindros hidráulicos al sistema cumplirá con las cargas deseadas. Primero describiremos el funcionamiento de la máquina y luego analizaremos la conveniencia o inconveniencia del sistema.

La tensión y compresión de la probeta 1 es

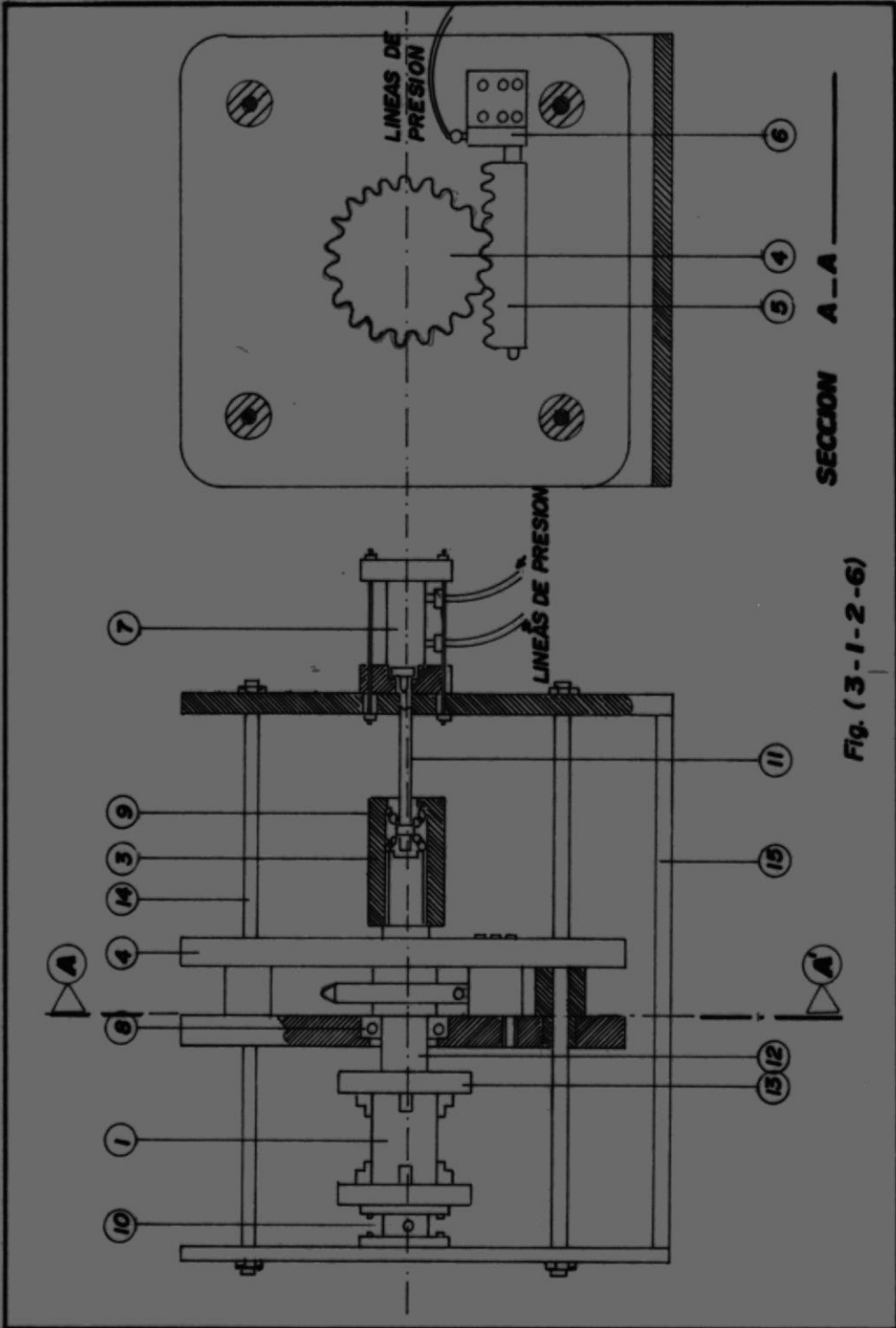


Fig. (3-1-2-6)

SECCION A-A

lograda por medio del pistón de doble efecto 7, transmitiendo la fuerza a la barra 11 y ésta, a su vez, lo transmite a 12 hasta llegar a la probeta 1.

La torsión es lograda por el sistema engranaje-cremallera, donde el pistón 6 ubicado en 2 transmite su fuerza a 5 y éste a su vez lo transmite a 4 y éste directamente a la probeta por medio de la mordaza 13. Los rodamientos 8 y 3 permiten la individualidad en los efectos.

Este sistema tiene el inconveniente de que el sistema engranaje-cremallera, por las cargas máximas involucradas resultará excesivamente grande y costoso por la necesidad de que los dientes resistan dichas cargas. Además, las barras 14, por la luz entre los soportes en el bastidor, resultarán gruesas para que soporten la torsión transmitida del sistema generador de torsión hacia ellas.

En la figura 3.1.1-7 presentamos una mejor alternativa, que ha nuestro parecer resulta más conveniente. La describimos a

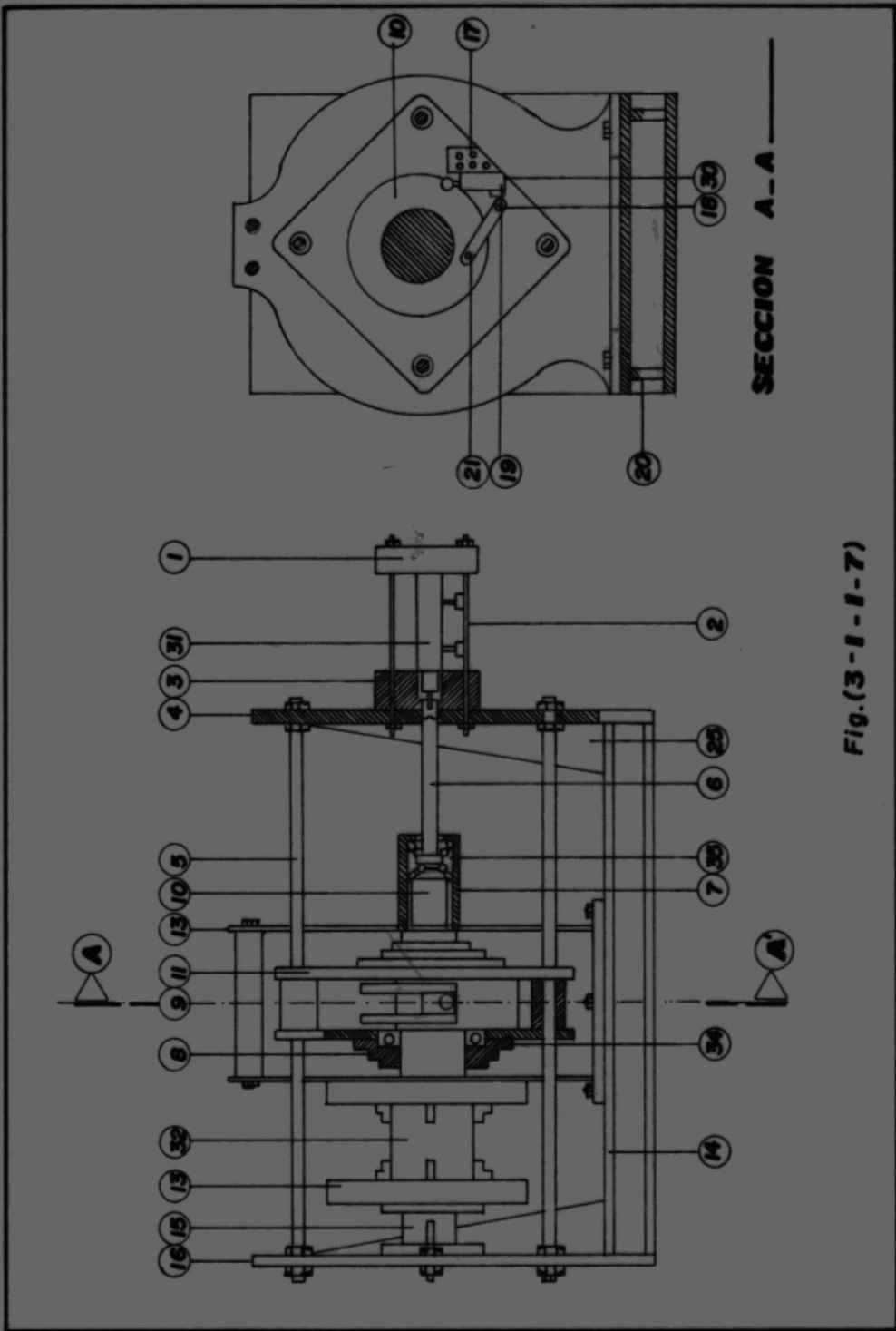


Fig.(3-1-1-7)

15-101

continuación:

La tensión es lograda en la misma forma que el sistema anterior, pasando la fuerza desde el cilindro 31 de doble efecto hasta la probeta 32, pasando por 6 y 10.

La innovación realizada está en el sistema de provocar la torsión, siendo ahora llevada a cabo por el sistema presentado en corte en la figura 3-4, donde el pistón 30 transmite su carga a la biela 19 y este a su vez al núcleo 10 por medio de un pasador 21. Para reducir el espesor de las barras 5 se disminuye la luz por medio de 33 de tal forma que resulte económico; porque es más económico comprar plancha de hierro negro para el dispositivo 33 que comprar acero especial para la barra 5. Así mismo, los rodamientos 34 y 35 son para que los movimientos de tensión, compresión y torsión sean independientes entre sí, pudiendo también combinarse.

3.1.2. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECANICOS ESTRUCTURALES DE LA MAQUINA.

Del análisis anterior y una vez elegida la

forma de la máquina (fig. 3.1.1-7), en esta sección diseñaremos, usando las herramientas matemáticas con que contamos, cada parte de la máquina dándole dimensiones.

Por la tabla 1 tenemos una idea de las fuerzas que intervienen.

De la referencia 7, pag. 8, en cilindros hidráulicos de émbolo sólido de acción sencilla, observamos que el cilindro más pequeño y de menor capacidad nominal es el RC-50 de 5 toneladas por ser sus dimensiones ideales para este propósito es el que vamos a utilizar para provocar la torsión.

Para comprobar la compresión y tensión utilizaremos un cilindro de émbolo sólido de doble acción. Del mismo catálogo en la pag. 16 observamos que el de menor capacidad nominal es el RD-41 de 4 toneladas. Es el que vamos a utilizar para las comprobaciones antes indicadas.

Como 1 ton = 907.1848 Kg_r, la capacidad de

cada cilindro en Kg_f es de:

$F_1 = 5 \text{ Ton} = 4535.92 \text{ Kg}_f \approx 4536 \text{ Kg}_f =$ capacidad del pistón para torque.

$F_2 = 4 \text{ Ton} = 3628.74 \text{ Kg}_f \approx 3629 \text{ Kg}_f =$ capacidad del pistón para tensión y compresión.

Como en el capítulo 1 de la referencia 6 se habla sobre el factor de seguridad en el cálculo y está entre 3 y 5, nosotros elegiremos $n=4$ para todos o casi todos los elementos de la máquina.

- Diseño del Núcleo 10, Barra Tensión 6, Porta Rodamiento Tensión 7 y Rodamientos 34 y 35. (Figura 3.1.1-7).

El núcleo es identificado como 10 en la figura 3.1.1-7. Empezaremos encontrando el diámetro mínimo del núcleo que sea capaz de soportar las cargas combinadas estáticas provocadas por F_1 y F_2 (que se supondrán actuando íntegramente en este elemento de la máquina como mostramos en la figura 3.1.2-1).

Como la máquina será utilizada en prácticas de laboratorio, esto es, unas

dos veces a la semana, pasarán aproximadamente 30 años antes de pasar el límite donde se considera fatiga. Por lo tanto, el cálculo de las partes será únicamente estático, sin considerar fatiga. Sin embargo, como esta es la parte más crítica de la máquina, consideraremos que se realizan prácticas los 365 días del año y queremos que la vida útil de la máquina sea de 10 años. Esto implica que el número de ciclos de vida de la máquina es de $N = 3650$ ciclos. Entonces calcularemos introduciendo vida finita.

Por facilidad de cálculo se supondrá que el cuadrado es un círculo con diámetro igual al lado de un cuadrado; también asumiremos dos radios en los cambios de sección que por lo general están en ese orden.

Sí σ_x = Esfuerzo axial

τ_{xy} = Esfuerzo cortante

T = Torque

A = Area

d = Diámetro menor del núcleo

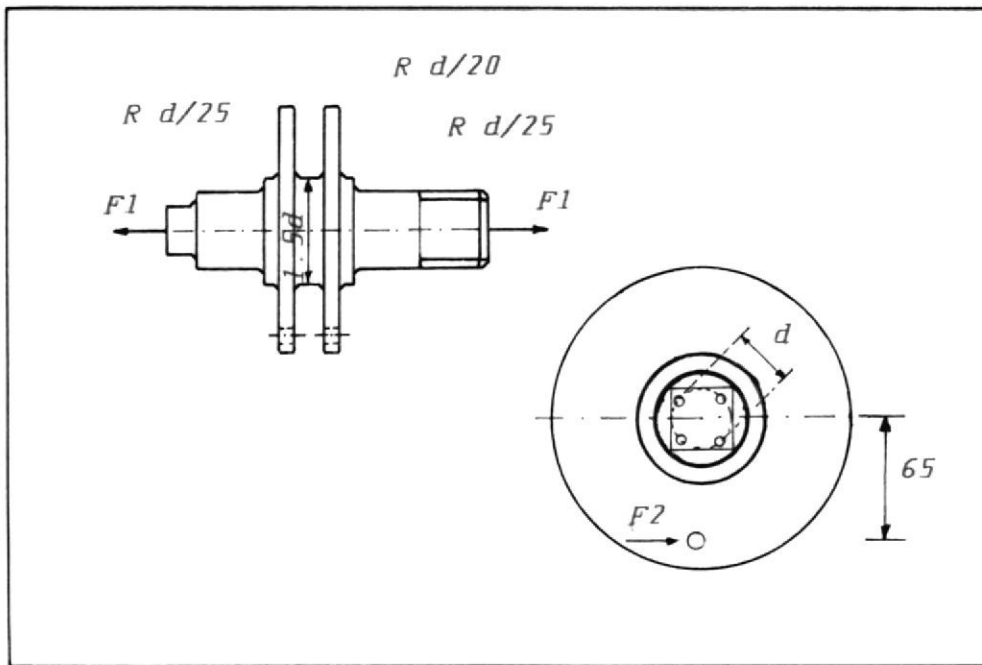


Fig. (3.1.2-1)

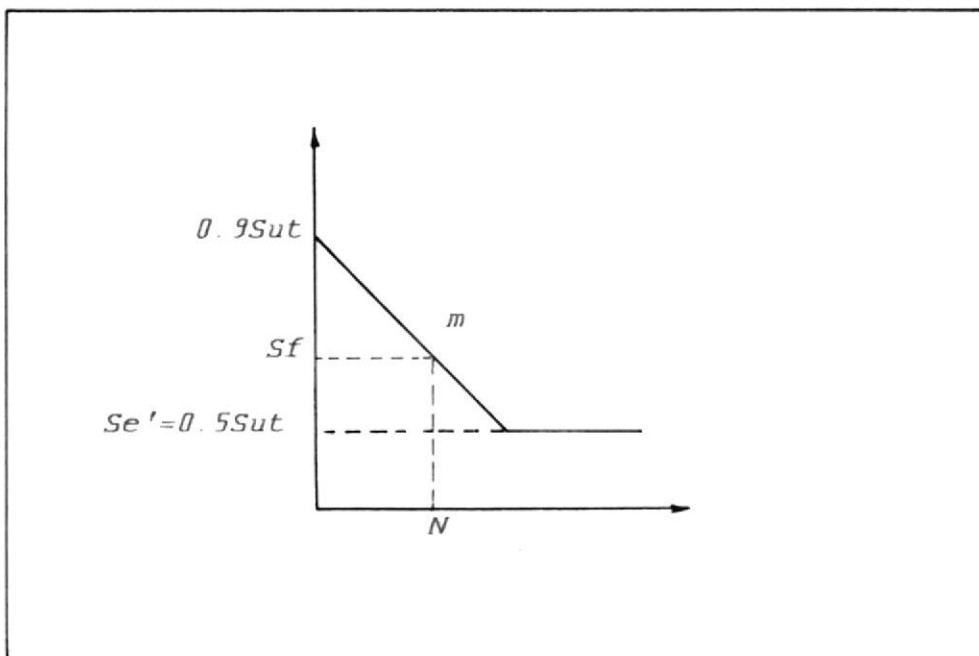
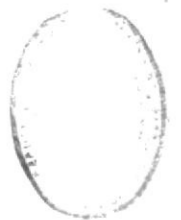


Fig. (3.1.2-2)



A partir de 2.1.1 y 2.1.1-17:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \tau_{\max} = \frac{T R}{J_{\phi}}$$

Donde:

J = Momento polar de Inercia

$$= \pi d^4/32$$

r = Radio más pequeño = $d/2$

T = Momento torsor

A = Area transversal

$$= \pi d^2/4$$

Entonces:

$$\sigma_x = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.1.2-1)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (3.1.2-2)$$

Por teoría de energía de distorsión fórmula 2.2-36, para los esfuerzos biaxiales y llamando $\sigma_{\#} = \sigma'$ tenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (3.1.2-3)$$

Relacionándolo con la resistencia del material con un factor de seguridad n , tenemos que:

$$S_{\#} = n \sigma' \implies \sigma' = \frac{S_{\#}}{n} \quad (3.1.2-4)$$

Donde:

σ_1 y σ_2 = Esfuerzos principales.

σ' = Esfuerzos de Von Misses.

S_f = Resistencia media a la fátiga
para una vida N.

N = Ciclos de vida = 3650.

De la fórmula 5-30 de la referencia 1:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (3.1.2-5)$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga
del elemento mecánico.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga
de la muestra de viga rotatoria.

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de confiabilidad.

k_d = Factor de Temperatura.

k_e = Factor de modificación por concen-
tración de esfuerzos.

Para vida finita se obtiene a partir de
la figura 3.1.2-2 las siguientes
fórmulas sacadas de la referencia 1.

$$\log S_f = - m \log N + b \quad (3.1.2-6)$$

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e} \quad (3.1.2-7)$$

donde m = pendiente

$$b = \log \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e} \quad (3.1.2-8)$$

donde b = cte.

$$S_f = \frac{10^b}{N^m} \quad \text{si } 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (3.1.2-9)$$

$$N = \frac{10^{b/m}}{S_f^{1/m}} \quad \text{si } 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (3.1.2-10)$$

Introduciendo 3.1.2-1 y 3.1.2-2 en 2.1.1-12,

$$\sigma_1 = \frac{2F}{\pi d^2} + \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + \left[\frac{16T}{\pi d^3} \right]^2} \quad (3.1.2-11)$$

$$\sigma_2 = \frac{2F}{\pi d^2} - \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + \left[\frac{16T}{\pi d^3} \right]^2} \quad (3.1.2-12)$$

Reemplazando 3.1.2-11 y 3.1.2-12 en 3.1.2-3 tenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + 3 \left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + \left[\frac{16T}{\pi d^3} \right]^2} \quad (3.1.2-13)$$

De: $S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$

donde $S_e' = 0.5 S_{ut}$; si $S_{ut} \leq 140 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

$S_e' = 70 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ si $S_{ut} > 140 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

Considerando un material de $S_{ut} = 90$
Kg $_{f}$ /mm 2 y maquinado:

$$k_a = 0.7$$

Considerando $d > 50$ mm de referencia 1:

$$k_b = 0.75$$

Con una confiabilidad del 99% de tabla
5-2 referencia 1:

$$k_c = 0.814$$

Por recomendación en referencia 1 para T
< 160°F:

$$k_d = 1$$

Para $k_e = 1/k_f$;

$$\text{donde } k_f = 1 + q(k_f - 1) \quad (3.1.2-14)$$

De la figura A25-7 y A25-8 de la
referencia 1 en el apendice A, a partir
de $D/d = 1.5$ y $r/d = 0.05$ tenemos:

Para tensión $k_t = 2.4$

Para torsión $k_t = 1.75$

Por lo visto el más crítico es el de
tensión $k_t = 2.4$ y puesto que no tenemos
el radio de la ranura según la
referencia 1, podemos elegir $q = 1 \Rightarrow$
 $k_f = k_t$, Esto implica que $k_e = 0.42$.

Por lo tanto:

$$S_e = (0.7)(0.75)(0.814)(1)(0.42)(0.5)(90)$$

$$S_m = 8.077 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Con las fórmulas 3.1.2-6 a 3.1.2-9 tenemos:

$$m = 0.33374$$

$$b = 2.9097$$

$$S_f = 52.58 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

De 3.1.2-13 con:

$$F = F_2 \quad T = F_1 * 65 \text{ mm}$$

$$F = 3629 \text{ Kg}_f \quad T = 294840 \text{ Kg}_f/\text{mm}$$

y 3.1.2-4,

$$\left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + 3 \left[\left[\frac{2F}{\pi d^2} \right]^2 + \left[\frac{16T}{\pi d^3} \right]^2 \right]^{1/2} = \frac{S_f}{n} \quad (3.1.2-15)$$

reemplazando valores tenemos:

$$\frac{123559.33}{d^4} + \frac{3.91485 \times 10^{10}}{d^6} = 1 \quad (3.1.2-16)$$

De la fórmula 3.1.2-16 podemos decir que se desea encontrar un diámetro d que cumpla con:

$$\frac{123559.33}{d^4} + \frac{3.91485 \times 10^{10}}{d^6} \leq 1 \quad (3.1.2-17)$$

El diámetro que cumple con este requerimiento es:

$$d = 60 \text{ mm}$$

Por lo que, la parte cuadrada del núcleo tendrá $d = 60 \text{ mm}$ de lado como se muestra en la figura 3.1.2-3.

Esta parte le sirve para acoplarse a la mordaza izquierda, la parte cuadrada resistirá el torque y los pernos transmitirán la tensión.

Debido a que en la parte cuadrada del núcleo, (figura 3.1.2-1 y 3.1.2-3), ya tenemos dimensiones podemos, ahora sí, considerarla y ver que tanto nos alejamos del factor de seguridad elegido. Considerando la fórmula 2.1.1-26 τ_{xy} será:

$$\tau_{xy} = \frac{T(3a+1.8b)}{e^2 b^2} \quad \text{y} \quad \sigma_x = \frac{F}{d^2} \quad (3.1.2-18)$$

donde:

$$a = b = 60 \text{ mm}$$

Reemplazando en 2.1.1-12 tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{2F}{2d^2} \sqrt{\left[\frac{2F}{2d^2} \right]^2 + \left[\frac{T(3a+1.8b)}{e^2 b^2} \right]^2} \quad (3.1.2-19)$$

$$\sigma_z = \frac{2F}{2d^2} - \sqrt{\left[\frac{2F}{2d^2}\right]^2 + \left[\frac{T(3a+1.8b)}{e^2 b^2}\right]^2}$$

(3.1.2-20)

Reemplazando en 3.1.2-3:

$$\sigma' = \sqrt{\left[\frac{2F}{2d^2}\right]^2 + 3 \left[\frac{2F}{2d^2}\right]^2 + \left[\frac{T(3a+1.8b)}{e^2 b^2}\right]^2}$$

(3.1.2-21)

Como $S_f = 52.58 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$:

$$n = \frac{S_f}{\sigma'}$$

$$n = 4.62$$

Por lo visto el factor de seguridad obtenido considerando la parte cuadrada es más alto que la consideración cilíndrica en el cálculo de d , a partir de 3.1.2-17.

Enseguida, lo que nos resta considerar es el cálculo del número de pernos y diámetro de pernos que resista la tensión; así como la profundidad de rosca en la contraparte para que no falle el hilo de la rosca.

Los pernos deben resistir la tensión de

$F_z = 3629 \text{ Kg}_f$ es decir:

$$\sigma_x = \frac{F_z}{A_t j}$$

donde:

A_t = Area en tensión del perno.

j = Número de pernos.

Reemplazando en 2.1.1-12 y 3.1.2-3
tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{F_z}{A_t j}$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (3.1.2-23)$$

$$\sigma' = \frac{F_z}{A_t j}$$

Por teoría de Von Misses,

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Reemplazando valores y eligiendo $j=4$ te-
nemos:

$$S_y = \frac{3629}{A_t} \quad (3.1.2-24)$$

Utilizando tornillo acero grado 8, cuyo
 $S_y = 130 \text{ Kpsi} = 91403 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ de la
tabla 10.4, referencia 2 y despejando A_t
 $A_t = 39.70 \text{ mm}^2$

De la tabla B1, referencia 9, el perno que cumple con este requerimiento es el M10X1.5, cuyo $A_e = 58 \text{ mm}^2$. La forma final de la parte cuadrada es la mostrada en la figura 3.1.2-3.

Para calcular si el hilo del perno resiste y la cantidad que debe estar roscado, nos valemos de las siguientes fórmulas tomadas de la referencia 1.

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d r h} \quad (3.1.2-25)$$

$$\sigma = \frac{4 P F n}{\pi h (d^2 - dr^2)} \quad (3.1.2-26)$$

$$\tau' = \frac{2 F n}{\pi d h} \quad (3.1.2-27)$$

Donde

τ = Cortante en la rosca del perno

F = Fuerza aplicada

n = Factor de seguridad

dr = Diámetro de la raíz

h = Altura de rosca en la tuerca

P = Paso del perno en mm

d = Diámetro nominal del perno

τ' = Cortante en la rosca de la tuerca

σ = Esfuerzo de aplastamiento en la ros-

ca.

$$P = 1.5 \text{ mm}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$dr = 9.025 \text{ mm}$$

$$n = 4$$

$$F = \frac{3629 \text{ Kg}_f}{4}$$

$$F = 907.25 \text{ Kg}_f$$

$$S_y \text{ perno} = 91403 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Para acero según referencia 1:

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{ut} \text{ tuerca} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Cortante en la rosca del perno, fórmula 3.1.2-25.

$$\tau = S_{sy} = 0.577 S_y = \frac{2(907.25)(4)}{\pi(9.025)h}$$

$$= (0.577)(91.403 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2)$$

$$\text{Siendo } h = 4.85 \text{ mm}$$

Aplastamiento en la rosca del perno, fórmula (3.1.2-26)

$$\sigma = \frac{4(1.5)(907.25 \text{ Kg}_f)(4)}{\pi(h)[10^2 - (9.025)^2]}$$

$$= S_y = 91.403 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$h = 4.133 \text{ mm}$$

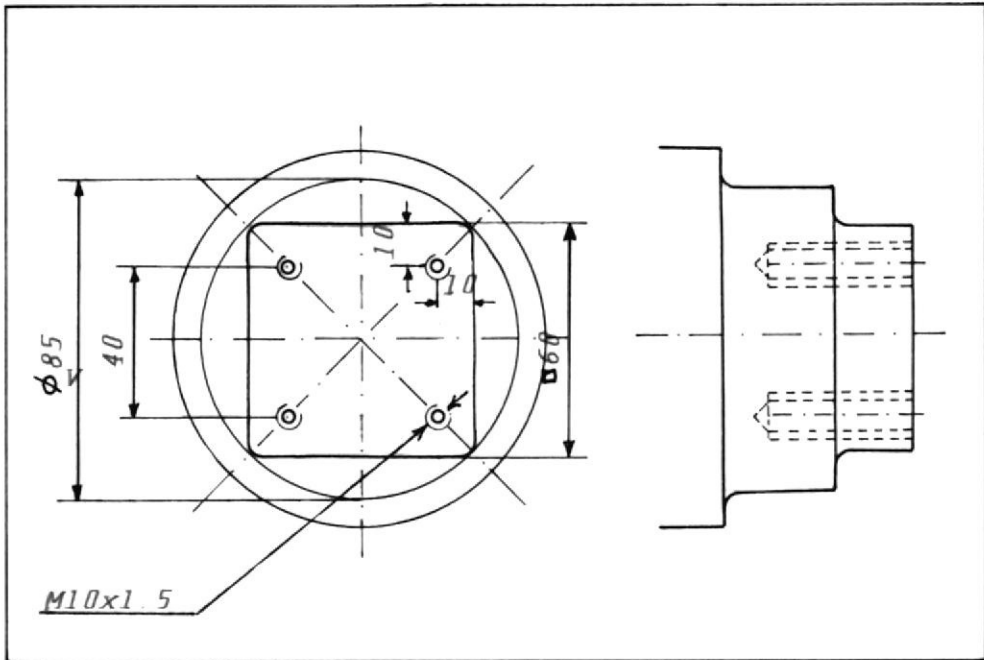


Fig. (3.1.2-3)

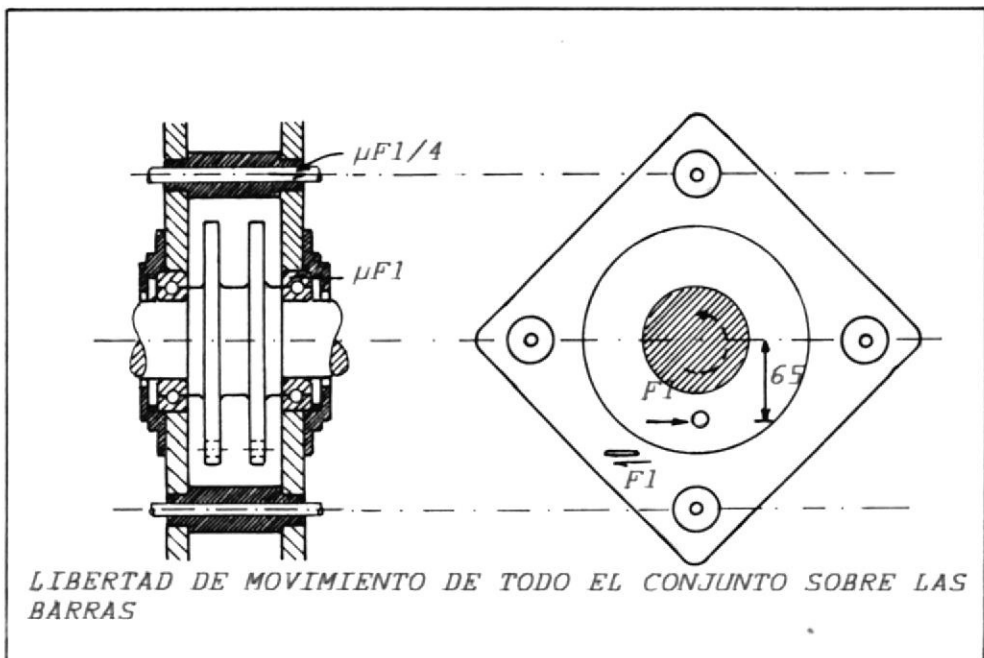


Fig. (3.1.2-4)

BIBLIOTECA

Cortante en la rosca de la tuerca, fórmula 3.1.2-27.

$$\tau' = \frac{2(907.25)(4)}{\pi (10) h} = (0.577)(0.75)(90)$$

$$h = 5.93 \text{ mm}$$

Aplastamiento en la rosca de la tuerca, fórmula 3.1.2-26.

$$\sigma = \frac{(4)(1.5)(907.25)(4)}{\pi (h) (18.549375)} = (0.75)(90)$$

$$h = 5.54 \text{ mm}$$

Es decir, que la mínima altura de rosca que podemos darles es de $h = 5.93 \text{ mm}$. Como verán en el dibujo de esta parte le hemos dado una altura de $h = 25 \text{ mm}$.

Ahora procederemos a calcular los rodamientos 34 de la figura 3.1.1-7, que deben ir ubicados entre 11 y 10 para darnos una idea de las medidas que deben ir en este lugar puesto que los rodamientos son estandarizados. Recordando que el diametro mínimo permitido es de 85 mm, las fuerzas que se encuentran involucradas son aproximadamente las mostradas en la figura 3.1.2-4.

La fuerza radial en los rodamientos es provocada por la fuerza de torsión F_1 , esta a su vez hace que manifieste una reacción de fricción μF_1 , al pretender moverse todo el conjunto sobre las barras, reaccionando también los rodamientos con una fuerza axial μF_1 .

Por seguridad asumiremos que toda la fuerza radial y axial la recibe un solo rodamiento. Tomaremos de la tabla 18.1 de la referencia 2 el coeficiente de fricción ≈ 0.25 ; así el rodamiento a elegir debe ser capaz de soportar.

$$F_a = (0.45)(4536 \text{ Kg}_f) = 1134 \text{ Kg}_f$$

= Fuerza axial

$$F_r = 4536 \text{ Kg}_f = \text{Fuerza radial}$$

Con diámetro interior del rodamiento mayor o igual a 85 mm.

Según la referencia 3:

$$\text{Si } \frac{F_a}{F_r} = \frac{1134}{4536} = 0.25$$

Para cargas dinámicas equivalentes:

$$P = X F_r + Y F_a \text{ [KN]} \quad (3.1.2-28)$$

" Donde los valores de X y de Y en los rodamientos rígidos con una hilera de bolas, de la razón F_a/C_o (C_o capacidad

estática de la carga), si un rodamiento rígido de bola se monta con ajustes normales (Es decir con un mecanizado del eje según j5 o k5 y del alojamiento según #7) son válidos los valores de la tabla".

Para cargas estáticas equivalentes:

Puesto que $\frac{F_a}{F_r} < 0.3$

$$P_e = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (3.1.2-29)$$

De la referencia 3, $X = 1$; $Y = 0$.

Reemplazando en la fórmula 3.1.2-28 y 3.1.2-29,

$$P = (1)(4536) + (0)(F_a) = 4536 \text{ Kg}_f = 45 \text{ KN}$$

$$\begin{aligned} P &= (0.6)(4536 \text{ Kg}_f) + (0.5)(1134 \text{ Kg}_f) \\ &= 3288.6 \text{ Kg}_f = 33 \text{ KN} \end{aligned}$$

Con estos datos y la tabla de la referencia 3, el rodamiento elegido es el FAG 6018 cuyas características se muestran en la figura 3.1.2-5 de la referencia 4.

Diámetro nominal

| | | |
|--------|----|---------|
| 90 mm | K5 | + 0.018 |
| | | + 0.003 |
| | J5 | + 0.006 |
| | | - 0.009 |
| 140 mm | H7 | + 0.035 |
| | | + 0.000 |

Enseguida procederemos a calcular la parte roscada del núcleo que le sirve para acoplarse con 7, teniendo ya del cálculo anterior que el diámetro exterior de la rosca, no debe sobrepasar los 90 mm. En caso contrario impediría el acoplamiento, recordando también que el diámetro de la raíz no debe ser menor a 60 mm.

En este caso lo que nos queda es elegir una rosca que cumpla con estas exigencias. Así tenemos de la referencia 4 la rosca elegida es rosca fina Sistema Internacional S.I., normalizada por ISA, cuyas características son presentadas a continuación.

$$D = 0.6495 \times P = 2.598 \text{ mm}$$

$$H = 0.8660 \times P = 3.464 \text{ mm}$$

$$a = 0.05 \times P = 0.2 \text{ mm}$$

$$f = 0.125 \times P = 0.5 \text{ mm}$$

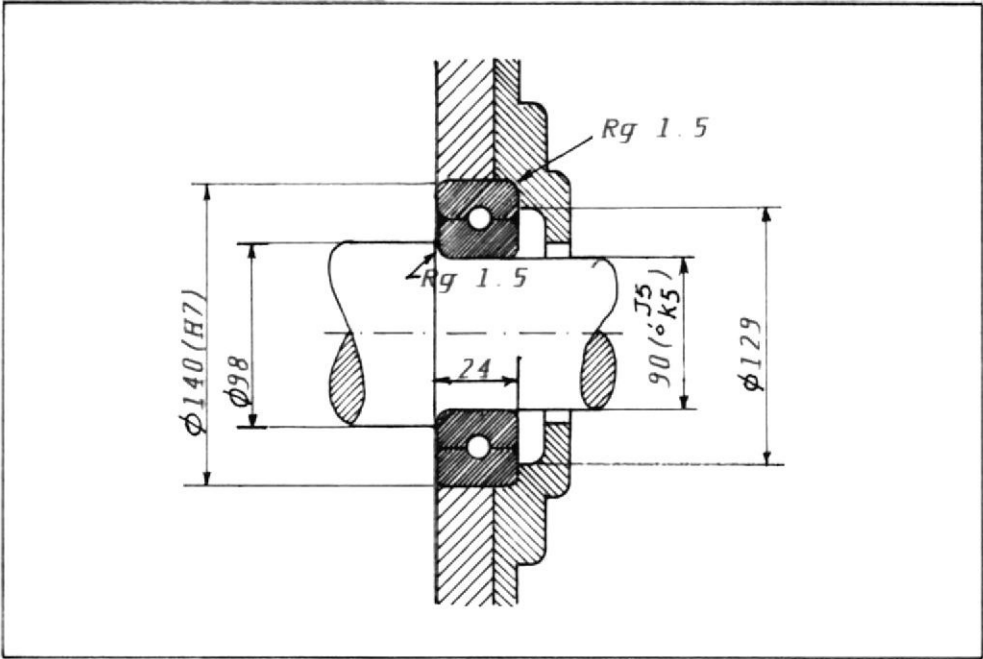


Fig. (3.1.2-5)

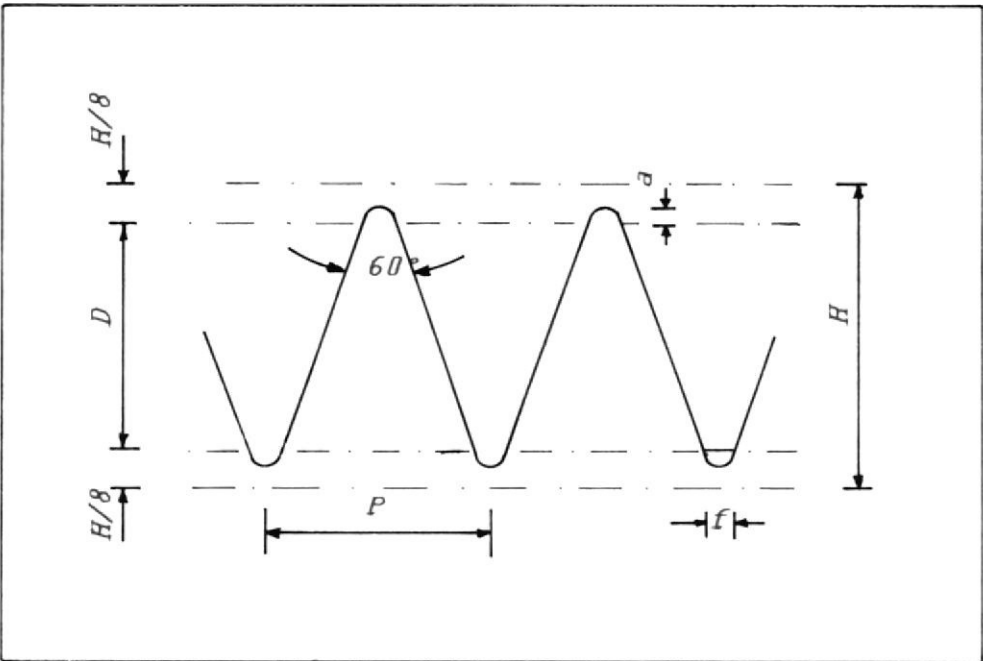


Fig. (3.1.2-6)

$$r = 0.058 \quad X \quad P = 0.232 \text{ mm}$$

Datos para tornillo (rosca del núcleo)

$$\text{Diámetro mayor} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 4 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro medio} = 77.402 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del fondo} = 74.37 \text{ mm}$$

$$\text{Area} = 4344 \text{ mm}^2$$

Datos para tuerca (Rosca del portarodamiento tensión 7)

$$\text{Diámetro mayor} = 80.43 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro menor} = 74.80 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a calcular la resistencia de la rosca del núcleo, sabiendo que la fuerza que debe soportar es de $F = 3629 \text{ Kg}_+$.

Sí:

d_r = diámetro del fondo

h = altura de la rosca en la tuerca

d = diámetro exterior nominal

n = factor de seguridad

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_+/\text{mm}^2$$

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_{ey} = 0.577 S_y$$

De referencia 1

Esfuerzo por cortante.

$$\tau = \frac{2Fn}{\pi dr h} = \frac{(2)(3629)(4)}{\pi(74.37)(h)}$$

$$= (0.577)(0.75)(90)$$

$$h = 3.19 \text{ mm} \quad (3.1.2-30)$$

Esfuerzo por aplastamiento.

$$\sigma = \frac{4PFn}{\pi h (d^2 - dr^2)} = 0.75 S_{ut}$$

$$= \frac{(4)(4)(3629)(4)}{\pi h (80^2 - 74.37^2)}$$

$$h = 1.26 \text{ mm} \quad (3.1.2-31)$$

Por razones ya antes expuestas, se necesita utilizar rodamientos para conectar 6 con 10, procediendo enseguida a calcular estos rodamientos que deben ser capaces de resistir una carga axial de 3629 Kg_r y un tanto de carga radial, inducida por la fricción al querer ejercer rotación y tensión a la vez, así como el desalineamiento que puede existir entre 6 y 10. Aunque la fuerza radial será menor a la fuerza axial supondremos que es la mitad de la fuerza axial, para dar un factor de seguridad

conveniente. Es decir:

$$F_r = \frac{F_a}{2} = \frac{3629 \text{ Kg}_f}{2} = 17.8 \text{ KN}$$

De la referencia 3 para rodamientos cónicos.

Carga dinámica equivalente.

Portarodamientos con una hilera de rodillos cónicos.

$$P = F_r \text{ (KN)}; \text{ si } F_a/F_r \leq e$$

$$P = 0.4 F_r + Y F_a \text{ (KN)}; \text{ si } F_a/F_r > e$$

Los valores de Y y e se indican en la tabla referencia 3.

Carga estática equivalente.

Para rodamientos con una hilera de rodillos cónicos.

$$P_o = F_r \text{ (KN)}; \text{ si } F_a/F_r \leq 1/2Y_o$$

$$P_o = 0.5 F_r + Y_o F_a \text{ (KN)}; \text{ si } F_a/F_r > 1/2Y_o$$

con $d \geq 20 \text{ mm}$, $F_a/F_r \geq 1$, $e < 1$ y $1/2Y_o < 1$ tenemos:

$$P = 0.4(17.5) + 1.7(35.6) = 67.52 \text{ KN}$$

$$P = 67.52 \text{ KN} \quad (3.1.2-32)$$

$$P_o = (0.5)(17.5) + (0.9)(35.6) = 40.79 \text{ KN}$$

$$P_o = 40.79 \text{ KN} \quad (3.1.2-33)$$

Ya tenemos las cargas que deben resistir los rodamientos y el diámetro exterior

máximo que deben tener; esto es $D_e < 74.37 \text{ mm}$ que es el lugar donde asentará la pista exterior del rodamiento.

Necesitamos para poder elegir de la referencia 3, el diámetro mínimo interior permitido, pudiendo ser obtenido del cálculo de la barra tensión 6 mostrada en la figura 3.1.2-7.

En esta parte, así como en el cálculo del núcleo, por ser un elemento también bastante crítico, pudiendo inclusive pandearse al someterlo a compresión asumiremos vida finita con las mismas condiciones anotadas anteriormente. Así:

$F = 3629 \text{ Kg}_f =$ Fuerza de tensión o compresión.

$N = 3650$ ciclos

$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

El esfuerzo aplicando tensión o compresión ideal es:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.1.2-34)$$

Como no existe esfuerzo en ninguna otra

dirección los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.1.2-35)$$

$$\sigma_2 = 0$$

Por teoría de Von Misses

$$\sigma' = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (3.1.2-36)$$

El límite de resistencia a la fátiga es:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Con $S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ y maquinado de la figura 5.17, referencia 1:

$$k_a = 0.7$$

Asumiendo que $0.75 < d \leq 50 \text{ mm}$ de la referencia 1:

$$k_b = 0.85$$

De la tabla 5-2, referencia 1, con una confiabilidad del 99%:

$$k_c = 0.814$$

Por recomendación de la misma referencia para $T < 160^\circ\text{F}$:

$$k_d = 1$$

Con $D/d = 1.5$ y $r/d = 0.067$ de la tabla A-25, referencia 1:

$$k_e = 2.4$$

$$\text{Si } k_f \approx k_t \implies k_e = 1/k_t$$

$$k_s = 1/2.4 = 0.417$$

Por lo que:

$$S_e = (0.7)(0.85)(0.814)(1)(0.417)(0.5) \\ (90\text{Kg}_f/\text{mm}^2)$$

$$S_e = 9.088 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Para vida infinita

$$S_f = \frac{10^b}{N^m}; \text{ si } 10^3 \leq N \leq 10^6$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e}$$

$$m = \frac{1}{Z} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e}$$

Entonces:

$$b = 2.859$$

$$m = 0.3167$$

$$S_f = 53.8 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

como:

$$\sigma' = \frac{S_f}{n}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 F n}{\pi S_f}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 (3629)(4) \text{ Kg}_f}{\pi (53.8\text{Kg}_f/\text{mm}^2)}}$$

$$d = 18.53 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

Regresando al cálculo de los rodamientos

de tensión, con diámetro interior mínimo de 19 mm, diámetro exterior menor de 74.37 mm, carga dinámica $P = 67.52$ KN y carga estática $P_o = 40.79$ KN, de la referencia 3, el rodamiento a elegir será el 33207 con las características mostradas en la figura 3.1.2-8.

Una vez obtenidos los rodamientos 34 podemos proseguir con el cálculo de la barra de tensión 6.

Del cálculo anterior:

$$d_{\min} = 19 \text{ mm}$$

Pero como observamos en la figura 3.1.2-8, el diámetro elegido es $d = 30$ mm, de la referencia 5, para miembros principales sometido a compresión. La razón de estabilidad y esbeltez es:

$$K(l/r) \leq 200 \quad (3.1.2-27)$$

$$r = \sqrt{J/A} \quad (3.1.2-28)$$

Donde:

K = Factor de deflexión

l = Longitud del elemento

r = Radio de giro

J = Momento polar de inercia

A = Area de la sección transversal

De 3.1.2-28

$$r = \sqrt{\frac{\pi d^4/32}{\pi d^2/4}} = 0.3536 d = 0.3536(30)$$

$$r = 10.608 \text{ mm}$$

Introduciendo el valor de radio de giro y $k=1$ de la tabla C1.8.1, referencia 5, podemos encontrar con 3.1.2-27 la máxima longitud que le podríamos dar al elemento 6 sin que se pandee.

$$\frac{K l}{r} \leq 200; \quad l_{\max} = \frac{200 r}{K} = 200 r$$

$$l_{\max} = 200(10.608 \text{ mm}) = 2121.6 \text{ mm}$$

Siempre y cuando nos mantengamos debajo de esta longitud podemos estar seguros de que no se va a pandear. El elemento 6 será acoplado al pistón 31 por medio de una rosca de 1/2"-20UNF practicada en el émbolo del pistón. Por lo que se debe practicar rosca también de 1/2"-20UNF en un extremo de la barra tensionadora como se muestra en la figura 3.1.2-7.

Así:

$$\text{Con } d = 1/2" = 12.7 \text{ mm}$$

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$S_{ey} = 0.577 S_y$$

$$P = 1.27 \text{ mm} = 0.05 \text{ pulg.}$$

$$F = 3629 \text{ Kg}_f$$

$$dr = 11.07 \text{ mm}$$

Resistencia al cortante en la rosca referencia 1.

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d h} = \frac{(2)(3629)(4)}{\pi (12.7) h}$$

$$= (0.75)(0.577)(90)$$

$$h = 18.68 \text{ mm}$$

Resistencia al aplastamiento de la rosca referencia 1.

$$\sigma = \frac{4 P F}{\pi h (d^2 - dr^2)}$$

$$= \frac{(4)(1.27)(3629)}{\pi h (12.7^2 - 11.07^2)} = (0.75)(90)$$

$$h = 2.24 \text{ mm}$$

Por lo visto, el más crítico es el cortante con una mayor cantidad de rosca; esto es $h = 18.68 \text{ mm}$. Para hacerlo más seguro se ha elegido un L_H mayor, como se muestra en el plano PQ6

al final de esta Tesis.

Seguido, podríamos calcular el elemento 7 identificado como portarodamiento tensión, plano PQ7, mostrado esquemáticamente en la figura 3.1.2-9.

Ayudándonos con datos obtenidos anteriormente como:

$h = 1.26 \text{ mm}$ para aplastamiento por ser la misma fórmula y el mismo material.

$d = \text{Diámetro mayor} = 80.43 \text{ mm}$

$F = 3629 \text{ Kg}_f$

$n = 4$

$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

$S_y = 0.75 S_{ut}$

$S_{ey} = 0.577 S_y$

Datos de la figura 3.1.2-8:

Con estos datos podemos calcular el esfuerzo cortante en la rosca, referencia 1.

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d h} = \frac{2(3629)(4)}{\pi(80.43)h} =$$

$$\tau = (0.577)(0.75)(90)$$

$$h = 2.95 \text{ mm}$$

Comparando los h obtenidos observamos

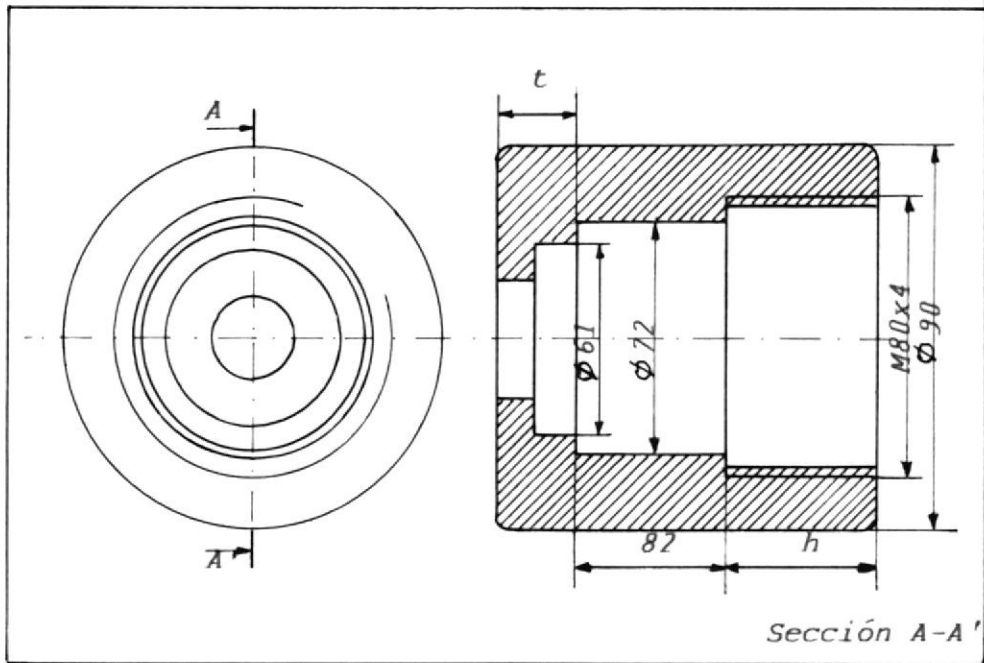


Fig. (3.1.2-9)

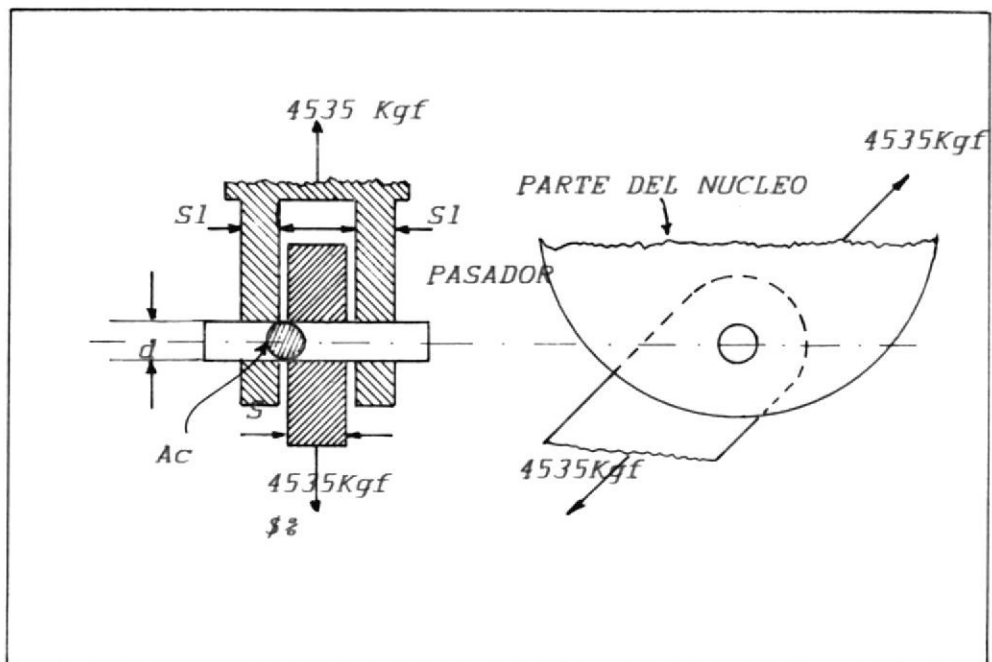


Fig. (3.1.2-10)

que el debido a cortante es el mayor, esto es $h = 2.95$ mm. Para mayor seguridad escogemos un $h = 45$ mm.

Para calcular t (ver figura 3.1.2-9) consideraremos la carga que somete el rodamiento cónico al realizarse la tensión al apoyo en el extremo izquierdo de la figura; esto es una fuerza de $F = 3629$ Kg_f.

Calculando esta parte por cortante tenemos:

$$\tau = \frac{F n}{\pi D t} \quad (3.1.2-29)$$

Donde:

$$\tau = S_{sy} = (0.755)(0.75) S_{ut}$$

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$n = 4$$

$$F = 3629 \text{ Kg}_f$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$(0.577)(0.75)(90) = \frac{(3629)(4)}{\pi(72) t}$$

$$t = 1.65 \text{ mm}$$

Por lo visto escoger un valor de $t = 10$ mm es más que suficiente.

Con los cálculos anteriores podemos darle forma y medidas definitivas al elemento 6 y 7 del elemento 10.

Nos faltaría encontrar las dimensiones de las ranuras donde irá el pasador 21 (espesor y diámetro), así como el espacio donde va colocada la biela de torsión 19. Así tenemos:

Para calcular el pasador 21 supondremos que la fuerza que produce el pistón 30 se traslada íntegramente hasta este pasador sin pérdidas, obteniendo mayor seguridad. La fuerza que actúa directamente entonces es:

$$F = 4535 \text{ Kg}_f$$

La figura 3.1.2-10 muestra el estado de carga en el pasador y los elementos que une.

Cálculo por cortante en el pasador:

$$\tau = \frac{F}{2 A_c} \quad (3.1.2-30)$$

A_c = Área de corte del pasador

F = Fuerza aplicada = 4535 Kg_f

$S_{u\tau}$ = 90 Kg_f/mm²

$$n = 4$$

De 3.1.2-30:

$$\tau = (0.75)(0.577)(90) = \frac{(4535)(4)}{2 \frac{\pi}{4} d^2}$$

$$d = 17.22 \text{ mm}$$

Cálculo por aplastamiento en el pasador:

$$\sigma = \frac{F_n n}{A_{\text{aplast}}} \quad (3.1.2-31)$$

$$A_{\text{aplast}} = 2S_1 d$$

$$\sigma = 0.75(90) = \frac{(4535)(4)}{2S_1(18)}$$

$$S_1 = 7.47 \text{ mm}$$

Como el núcleo es del mismo material debemos elegir un $S_1 \geq 7.47 \text{ mm}$.

Para la biela de torsión 19 de la figura 3.1.1-7 eligiaremos S y veremos que material se necesita.

De 3.1.2-31 con $A_{\text{aplast}} = S d$ donde $S = 25 \text{ mm}$:

$$\sigma = \frac{F_n n}{S d} = \frac{(4535)(4)}{(25)(18)} = 40.31 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Entonces, el material que debe elegirse



BIBLIOTECA

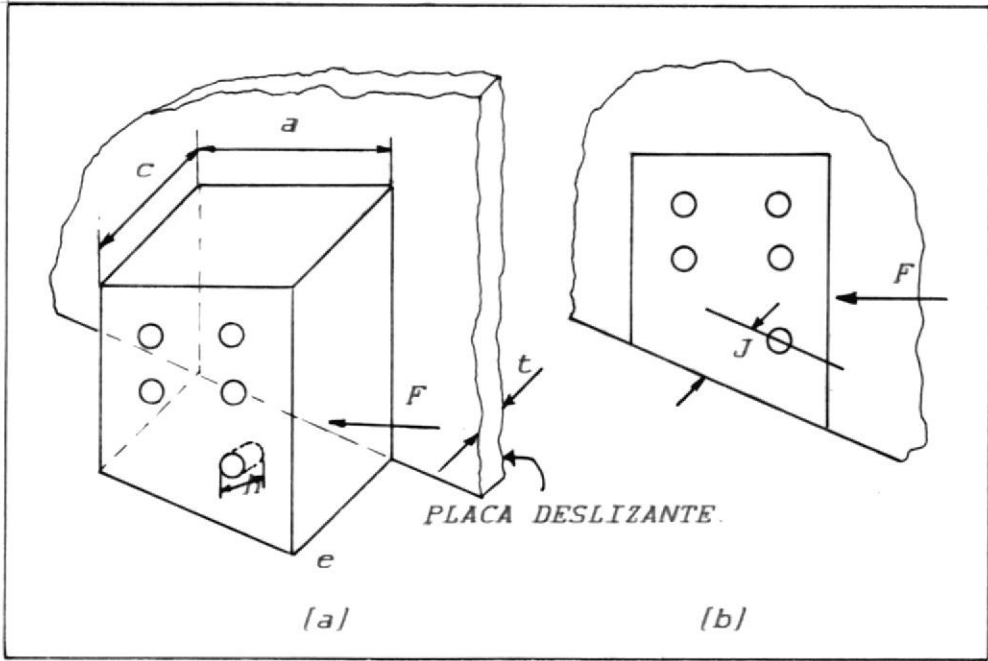


Fig. (3.1.2-11)

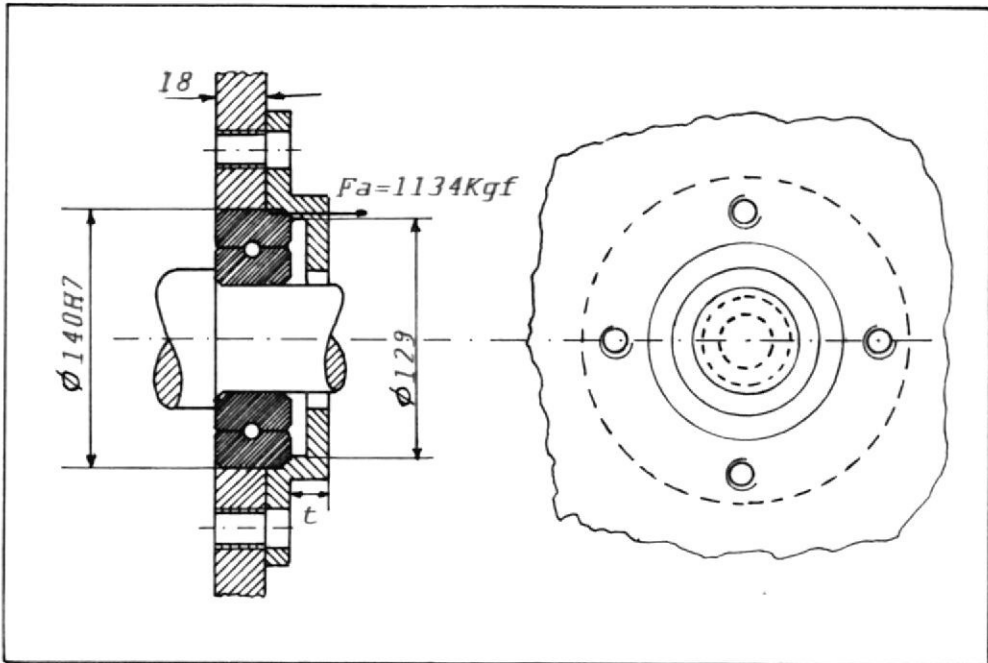


Fig. (3.1.2-12)

es uno que tenga un $S_y \geq 40.31 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$.

Con los últimos datos obtenidos podemos darle ya dimensiones al núcleo, siendo este mostrado en el plano PQ10.

- Diseño Base Pistón de Torsión 17 y, Base Deslizante 11.

La base del pistón de torsión va montada en las bases deslizantes 11 por medio de pernos, donde actúa una fuerza de reacción contraria a la que da el pistón, haciendo que los pernos actúen en cortante.

De la referencia 1:

$$\tau = \frac{F n}{\# A_t} \quad (3.1.2-32)$$

F = Fuerza aplicada = 4536 Kg_f

n = Factor de seguridad = 4

$\#$ = Número de pernos

A_t = Area transversal del perno

$\tau = 0.577 S_y$

$S_y = 0.75 S_{ut}$

Asumiendo $\# = 10$ y calidad de perno grado 8.8 con un $S_{ut} = 84.608 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ de la tabla 10.5 referencia 2, reemplazando en 3.1.2-32,

$$\tau = (0.577)(0.75)(84.608) = \frac{(4536)(4)}{(10) A_t}$$

$$A_t = 49.55 \text{ mm}^2$$

Según la tabla de tornillos milimétricos de la referencia 4, a A_t le corresponde a un tornillo M10x1.5 grado 8.8.

Cálculo por aplastamiento del perno:

Este cálculo nos permite obtener el mínimo espesor necesario de la placa deslizante 11, así de la referencia 1:

$$\sigma = \frac{F n}{A_a \#} \quad (3.1.2-33)$$

donde:

A_a = área de aplastamiento = (10mm) t

t = espesor de las placas deslizantes

= número de pernos

F = 4536 Kg_f

n = 4

S_y = 25.308 Kg_f/mm² de la placa.

De 3.1.2-33:

$$\sigma = \frac{(4536 \text{Kg}_f)(4)}{(10)t(10)} = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$t = 7.17 \text{ mm}$$

No se realizó el cálculo del perno por aplastamiento puesto que la placa tiene un menor S_y , asegurando con esto que el perno no fallará por aplastamiento, mientras la placa no falle.

Podemos también obtener este espesor considerando la figura 3.1.2-11b, suponiendo que puede fallar por cortante en J. Así:

Por cortante en la base deslizante de la referencia 1.

$$\tau = \frac{F n}{A_c \#}$$

donde:

$$F = 4536 \text{ Kg}_f$$

$$n = 4$$

$$A_c = Jt$$

$$\# = 10 = \text{número de pernos}$$

$$S_{\tau} = 0.577 S_y$$

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_y = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Reemplazando en 3.1.2-34, tenemos:

$$0.577(25.308) = \frac{(4536)(4)}{(10)(J)(t)}$$

Suponiendo que la plancha elegida para base deslizante 11 es de 18 mm de espesor; esto es $t = 18$ mm.

$$J = 6.9 \text{ mm}$$

J es la distancia a considerar al dimensionar la base deslizante 11 y la base pistón torsión 17.

Del cálculo de los rodamientos 34, figura 3.1.1-7), vemos que el rodamiento es más ancho que la placa elegida para la base deslizante 11 donde van alojados, por lo que se ha elegido una cubierta como la mostrada en la figura 3.1.1-7, identificada por el número 8 a la cual llamaremos tapa portarodamientos torsión.

- Diseño Tapa Portarodamiento Torsión 8.

La tapa portarodamiento torsión 8 estará agarrada a la base deslizante 11 por medio de pernos. La fuerza que debe soportar la tapa es la reacción provocada por los rodamientos 34 en la tapa, figura 3.1.2-4, que es igual a

$$F_a = 1134 \text{ Kg}_f.$$

Por cortante, como se trata del mismo cálculo utilizado en el elemento 7 podemos utilizar la fórmula 3.1.2-29.

$$\tau = \frac{F n}{\pi D t} \quad (3.1.2-33)$$

Donde:

$$F = F_a = 1134 \text{ Kg}_f$$

$$n = 4$$

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$S_{sy} = 0.577S_y = (0.577)(0.75) S_{ut}$$

$$\tau = (0.577)(0.75) S_{ut} = \frac{(1134)(4)}{\pi(140)t}$$

Eligiendo $t = 10 \text{ mm}$

$$S_{ut} = 2.38 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por lo tanto debemos elegir un material con $S_{ut} > 2.38 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$.

La tapa porta rodamiento de torsión 8 va unida a la base deslizante 11 por medio de pernos que pueden ser elegidos de la forma siguiente:

Los pernos deben soportar la fuerza de $F_a = 1134 \text{ Kg}_f$, con

$$n = 4$$

A = Area en tensión del perno

= número de pernos = 4

Podemos utilizar la fórmula 3.1.2-22

$$\sigma = \frac{F_n}{A_t \#} \quad (3.1.2-34)$$

$$\sigma = \frac{(1134 \text{Kg}_f)(4)}{A_t(4)} = \frac{1134 \text{Kg}_f}{A_t}$$

$$A_t (0.75) S_{ut} = 1512 \text{Kg}_f$$

Utilizando un perno M10x1.5 cuyo $A_t = 57.99 \text{mm}^2$.

$$S_{ut} = 26.073 \text{Kg}_f/\text{mm}^2$$

El perno grado 4.8 cuyo $S_{ut} = 42.814 \text{Kg}_f/\text{mm}^2$ cumple satisfactoriamente con el material deseado.

- Cálculo sujetador pistón tensión 2:

Estos sujetadores deben soportar una tensión de 3629Kg_f , además que sirven para estabilizar al cilindro.

Colocaremos 4 de una longitud aproximada de 280mm ; esto implica que la fuerza que recibe cada sujetador es de:

$$F_n = \text{Fuerza sujetador} = 907.25 \text{Kg}_f$$

El diámetro del sujetador con un factor de seguridad de 4 suponiendo carga uniforme es:

De la fórmula 2.1.1 tenemos:

$$\sigma = \frac{F_s n}{A_t} \quad (3.1.2-35)$$

Donde:

F_s = Fuerza aplicada tensión = 907.25Kg_f

n = Factor de seguridad

A_t = Area del sujetador en tensión

$$= \pi d^2/4$$

S_{ut} = 90 Kg_f/mm²

S_{sy} = 0.577 S_y

S_y = 0.75 S_{ut}

n = 4

de 3.1.2-35

$$0.75(90) = \frac{(907.25)(4)}{\pi/4 d^2}$$

$$d = 8.27 \text{ mm}$$

Los sujetadores en los extremos son roscados para ser sujetados al bastidor por medio de tuercas, como se muestra en la figura 3.1.1-7. Con la restricción del diámetro $d = 8.27$ mm podemos elegir roscas de 9, 10, etc. ayudados por tablas de tornillos métricos (como las de la referencia 1, referencia 21, etc.) hasta obtener la rosca que sea capaz de soportar el cortante y el aplastamiento en ella.

Una vez realizado todo este proceso, presentamos aquí nuestro resultado.

La rosca elegida es la M14 x 1.5 que tiene las siguientes características:

$$d = \text{diam. ext.} = 14 \text{ mm}$$

$$d_r = \text{diam. de la raíz} = 11.89 \text{ mm}$$

$$A = \text{área} = 111 \text{ mm}^2$$

$$h = \text{altura de tuerca} = 10.8 \text{ mm}$$

De referencia 1 por cortante en el tornillo:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{2 F_n}{\pi d_r h} = \frac{(2)(907.25)(4)}{\pi(11.89)(10.8)} \quad (3.1.2-36) \\ &= 17.99 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2 \end{aligned}$$

Como $S_{sy} = 0.577 S_y = (0.577)(0.75)S_{ut}$,
igualando $\tau \approx S_{sy}$ porque debe ser $\tau \leq S_{sy}$
tenemos:

$$S_{ut} = 41.57 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por cortante en la tuerca:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{2 F_n}{\pi d h} = \frac{(2)(907.25)(4)}{\pi(14.00)(10.8)} \quad (3.1.2-37) \\ &= 15.28 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2 \end{aligned}$$

$$S_{ut} = 35.31 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por aplastamiento en ambos tornillo y tuerca:

$$\sigma = \frac{4 P F n}{\pi h (d^2 - dr^2)} \quad (3.1.2-38)$$

$$= \frac{(4)(1.5)(907.25)(4)}{\pi(10.8)(14^2 - 11.89^2)}$$

$$\sigma = 11.75 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$S_{ut} = 15.66 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Como todos los S_{ut} obtenidos están por debajo del elegido para los sujetadores, este material resulta bastante satisfactorio.

Las dimensiones finales pueden verse en el plano PQZ.

Diseño soporte vertical 4 y 16.

En la figura 3.1.2-13 se presenta el soporte vertical 4 y las cargas provocadas por las guías 5 y los sujetadores 2, al realizar las experiencias de tensión y compresión.

El correspondiente estado de cargas con dimensiones aproximadas y su sección crítica es la presentada en la figura

3.1.2-14, sin considerar todavía a los agujeros de las guías 5.

Por simetría de las cargas y los diagramas de fuerzas cortante y momento flector podríamos diseñar para la mitad del elemento y considerar el otro lado igual, o mayor como en nuestro caso así tenemos.

En la figura 3.1.2-15 se presenta la mitad del elemento que es la parte rayada en la figura 3.1.2-14 (a) del diagrama de cargas.

Procederemos a relacionar la forma del elemento, figura 3.1.2-15(a), al diagrama del momento flector prolongando la recta inclinada hasta el extremo izquierdo como se muestra en la figura 3.1.2-15(c).

Después dividiremos en igual número de partes a ambos. En nuestro caso eligiéremos $m = 20$ de tal forma que a cada parte la podemos considerar como rectangular y que el elemento triangular

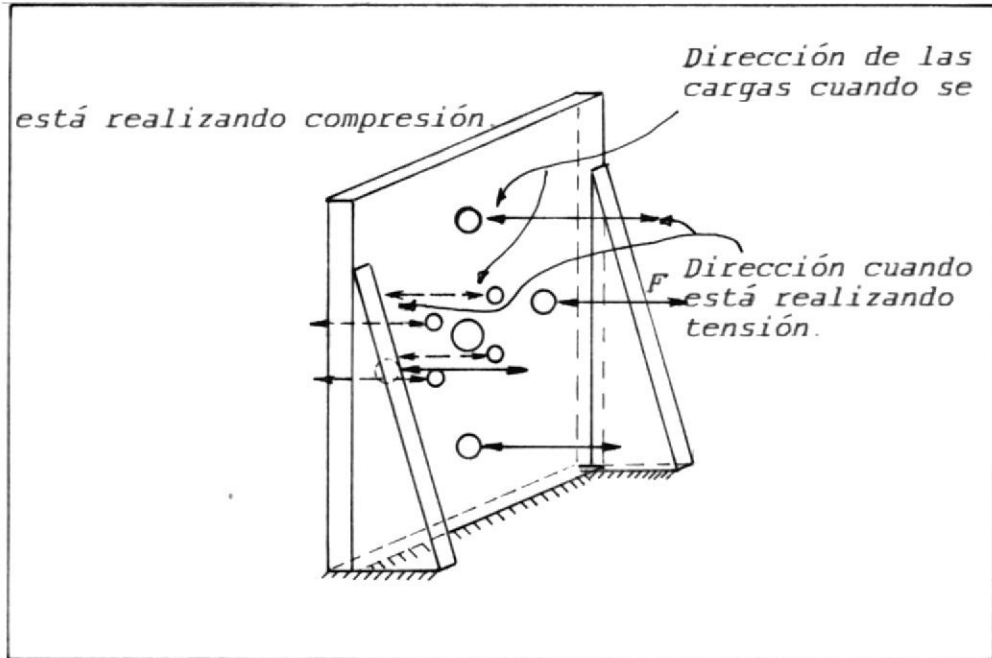


Fig. (3.1.2-13)

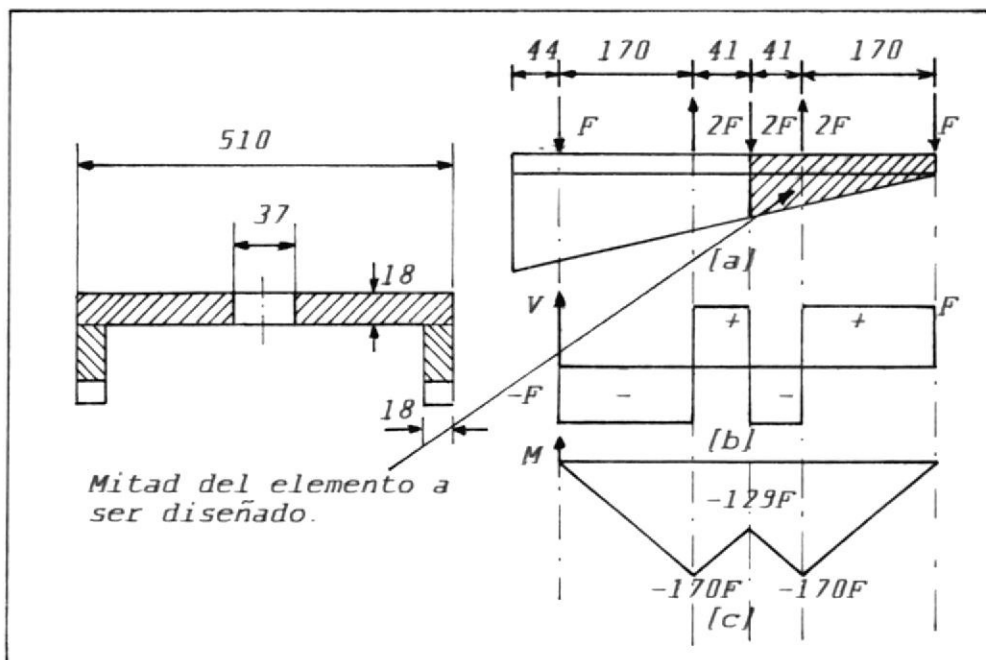


Fig. (3.1.2-14)

presentado se forma con la unión de todos estos elementos rectangulares.

Esto se hace con el propósito de trabajar con las fórmulas de resistencias, debido a que la línea neutra y el momento de inercia van cambiando a medida que avanzamos en el elemento.

Siendo m = número de partes = 0, 1, 2, 3, etc.

$$\bar{Y} = \frac{\sum A y}{\sum A} = \text{centro de inercia con res-}$$

pecto al eje x , siendo el eje x variable para cada sección.

$$\bar{Y} = \frac{(h)(18)(h/2)(2) + (473)(18)(h+18/2)}{2 h (18) + (473) (18)}$$

$$\bar{Y} = \frac{18 h^2 + 8514 (h + 9)}{36 h + 8514} \quad (3.1.2-39)$$

Por triángulos semejantes de la figura 3.1.2-15(a),

$$\frac{h}{m(10.55)} = \frac{k}{211}$$

$$h = \frac{k(10.55)}{211} * m \quad (3.1.2-40)$$

$$\text{Si } k = 25 \text{ mm}$$

$$h = 1.25 \text{ m} \quad (3.1.2-41)$$

Reemplazando en 3.1.2-39

$$\bar{Y} = \frac{28.125m^2 + 10642.5(m+7.2)}{45 \text{ m} + 8514} \quad (3.1.2-42)$$

$$I = \text{Momento de inercia} = I_o + AY^2$$

$$I = \frac{510(h+18)^3}{12} + (510)(h+18)[(h+18)/2 - \bar{y}]^2$$

$$- \frac{474h^3}{12} - 474h \left(\frac{h}{2} - \bar{y} \right)^2 - \frac{37(18)^3}{12}$$

$$- (37)(18)[(18/2 + h) - \bar{y}]^2$$

Realizando las operaciones indicadas tenemos:

$$I = 42.5(h+18)^3 + 510(h+18)[(h+18)/2 - \bar{y}]^2$$

$$- 39.5h^3 - 474h(h/2 - \bar{y})^2 - 17982 - 666$$

$$(9 + h - \bar{y})^2 \quad (3.1.2-43)$$

Como por referencia 1 resistencia a la flexión viene dado por :

$$\sigma = \frac{M c n}{I} \quad (3.1.2-44)$$

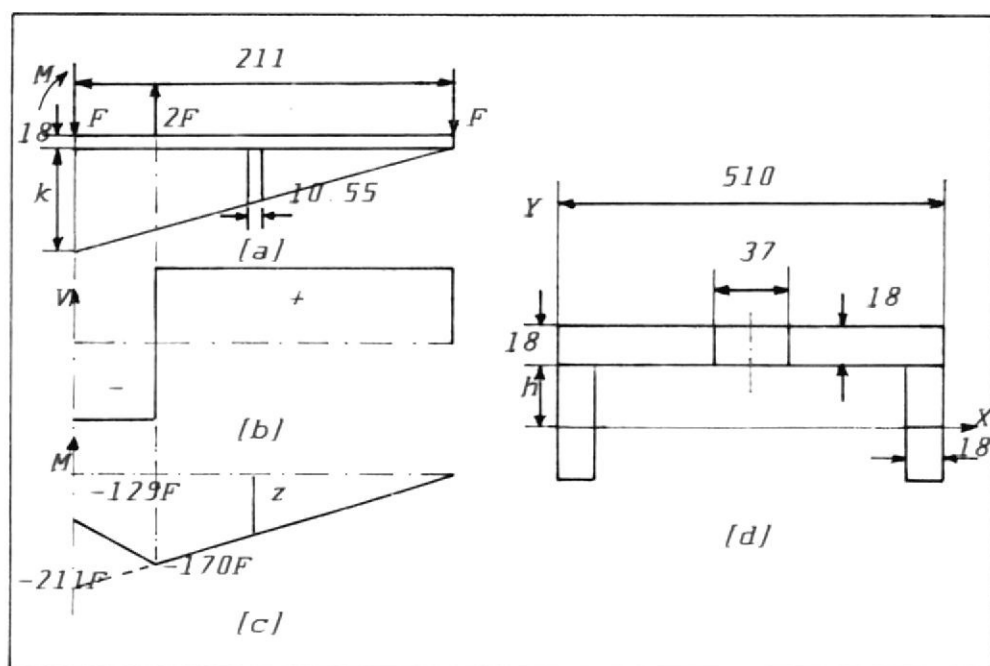


Fig. (3.1.2-15)

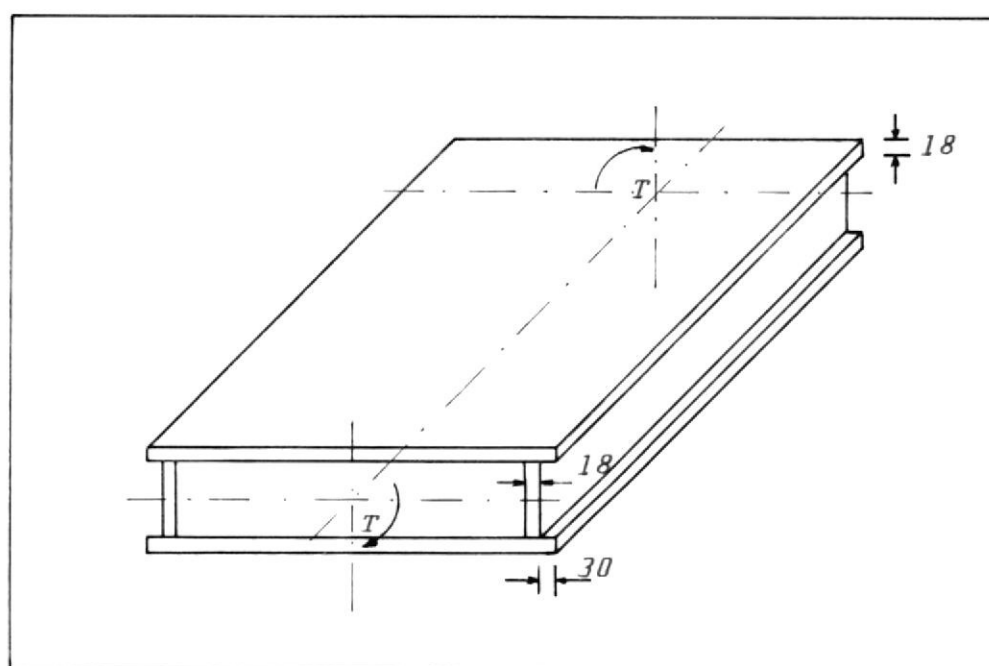


Fig. (3.1.2-16)

Donde:

$$c = \bar{y} \text{ fórmula 3.1.2-39}$$

$$I = \text{Fórmula 3.1.2-43}$$

$$n = \text{Factor de seguridad} = 4$$

$$\sigma \leq S_y = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$M = \text{Momento flector} = Z$$

Por triángulos semejantes el momento flector M está dado por :

$$\frac{Z}{(10.55)(m)} = \frac{211 F}{211}$$

Donde:

$$Z = 10.55 F (m)$$

$$M = Z = 10.55 F (m)$$

$$\text{como } F = 907.25 \text{ Kg}_f$$

$$M = 9571.4875 \text{ m} \quad (3.1.2-45)$$

Como todas las fórmulas deducidas dependen de m y K podemos construir una tabla donde variaremos los valores de K y m que cumplan con $\sigma \leq S_y = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$, a partir de la fórmula 3.2.1-44.

De la tabla 2 observamos que el mayor esfuerzo tiene lugar en la última parte y que el K que cumple con nuestro requisito es el $K = 38 \text{ mm}$ con un $S_y =$

25.04 Kg_f/mm².

El soporte vertical 16 tiene aproximadamente las mismas condiciones de cargas que el soporte vertical 4, por este motivo podemos darle la misma forma.

Diseño del bastidor 14.

Identificado como 14 en la fig.3.1.1-7, debe resistir las cargas de torsión transmitidas directamente a él por medio de 16 y 33. La carga de torsión viene dada por 3.1.1-20 y es igual a T=294840 Kg_f-mm.

Utilizando la fórmula 2.1.1-26 para secciones no circulares:

$$\tau = \frac{T}{2 A t}$$

Y considerando a la sección transversal de la figura 3.1.2-16 como la presentada en la figura 3.1.2-17, tenemos:

$$h = 470 \text{ mm}$$

$$t = 18 \text{ mm}$$

$$b > 2t$$

$$S_v = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

de 2.1.1-26

$$\tau = \frac{T}{2 A t}$$

$A = \text{Area en la parte rayada} = (h-t)(b-t)$

Como vimos en la figura 3.1.2-14(a), todas las fuerzas se equilibran y no producen ningún momento flexionante en el extremo izquierdo, por esta razón en esta parte solo consideramos torsión.

La fórmula 2.1.1-26 queda de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{T}{2(h-t)(b-t)t} \quad (3.1.2-46)$$

Aplicando 2.1.1-12 los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{T}{2(h-t)(b-t)t} \quad (3.1.2-47)$$

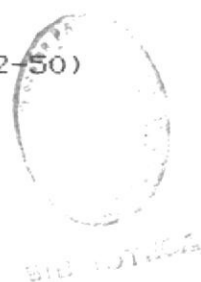
$$\sigma_2 = - \frac{T}{2(h-t)(b-t)t} \quad (3.1.2-48)$$

Reemplazando en 3.1.2-3 por teoría de Von Misses.

$$\sigma' = \frac{\sqrt{3} T}{2(h-t)(b-t)t} \quad (3.1.2-49)$$

Es decir:

$$\frac{\sqrt{3} T}{2(h-t)(b-t)t} = \frac{S_y}{n} \quad (3.1.2-50)$$



Reemplazando datos en 3.1.2-50,

$$\frac{\sqrt{3}(294840)}{2(470-18)(b-18)18} = 25.308 \text{Kg}_f/\text{mm}^2$$

Esto implica que:

$$b = 19.24 \text{ mm}$$

Pero del requisito para que la fórmula 2.1.1-26 sea válida (esto es $b > 2t$) escogemos un $b = 77 \text{ mm}$.

- Cálculo de las guías 5:

Cuando el sistema de torsión antes descrito está en funcionamiento, estas guías deben soportar las cargas de tensión y compresión provocadas por el pistón de tensión 31, así como soportar las cargas flectoras impuestas al reaccionar 11 con un efecto torsor.

Puesto que las guías 5, según el gráfico de la figura 3.1.1-7, cubren todo el largo del cuerpo, debido a la flexión resultaran bastante robustas. Con el propósito de reducir en lo más posible el diámetro de las guías, reduciendo en costo el material del elemento que se desliza por esta guía y del material de las guías mismo, se ha pensado en el dispositivo 33 cuya función es reducir la luz de las guías al mínimo posible

que permita al dispositivo 11 desplazarla libremente la cantidad que el pistón 31 le permita moverse.

El dispositivo 33 recibirá directamente la torsión y a su vez lo trasladará al bastidor; es decir que las fuerzas que intervendrán en el cálculo de las guías serán una fuerza axial máxima de 3629 Kg_f y una fuerza cortante aproximada de 4536 Kg_f.

Debido a que pondremos 4 guías las fuerzas en cada guía serán:

$$F_c = \text{Fuerza cortante} = 1134 \text{ Kg}_f$$

$$F_a = \text{Fuerza axial} = 907.25 \text{ Kg}_f$$

De las fórmulas 2.1-3 y 2.1-1 para cortante y axial respectivamente tenemos:

$$\sigma_x = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (3.1.2-51)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (3.1.2-52)$$

De 2.1.1-12 introduciendo las fórmulas 3.1.2-51, 3.1.2-52, los datos de fuerzas y factor de seguridad los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{8530.655}{d^2} \quad (3.1.2-53)$$

$$\sigma_2 = \frac{3910.065}{d^2} \quad (3.1.2-54)$$

Por teoría de Von Misses escogiendo S_{ut}
 $= 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

$$\sigma' = \frac{(0.75)(90)}{4} = \frac{11018.897}{d^2}$$

Resultando en un diámetro de guía:

$$d = 25.55 \text{ mm}$$

El diámetro a escoger entonces deberá ser mayor que $d > 25.55 \text{ mm}$.

Para sujetarse de 4 y 16 los extremos deben ser roscados. De la referencia 4 la rosca elegida es M27x3 cuyas características son:

$$\text{Diámetro medio} = d_m = 25.051 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del fondo} = d_f = 22.78 \text{ mm}$$

$$\text{Area tensión} = A_t = 407 \text{ mm}^2$$

De referencia 1 por cortante en el tornillo:

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d_f h} \quad (3.1.2-55)$$

h = Altura de la tuerca

$$F = 907.25 \text{ Kg}_f$$

$$\tau = \frac{2 (907.25)(4)}{\pi (22.78)(30)} = 3.38 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$S_{ut} \approx 7.8 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por cortante en la tuerca:

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d h} \quad (3.1.2-56)$$

$$\tau = \frac{2 (907.25)(4)}{\pi (27)(30)} = 2.85 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$S_{ut} \approx 6.59 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por aplastamiento en rosca de tornillo y tuerca:

$$\sigma = \frac{4 P F n}{\pi(d^2-d_f^2)h} \quad (3.1.2-57)$$

$$\sigma = \frac{2(3)(907.25)(4)}{\pi(27^2-27.78^2)(30)} = 2.199 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$S_{ut} \approx 2.93 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

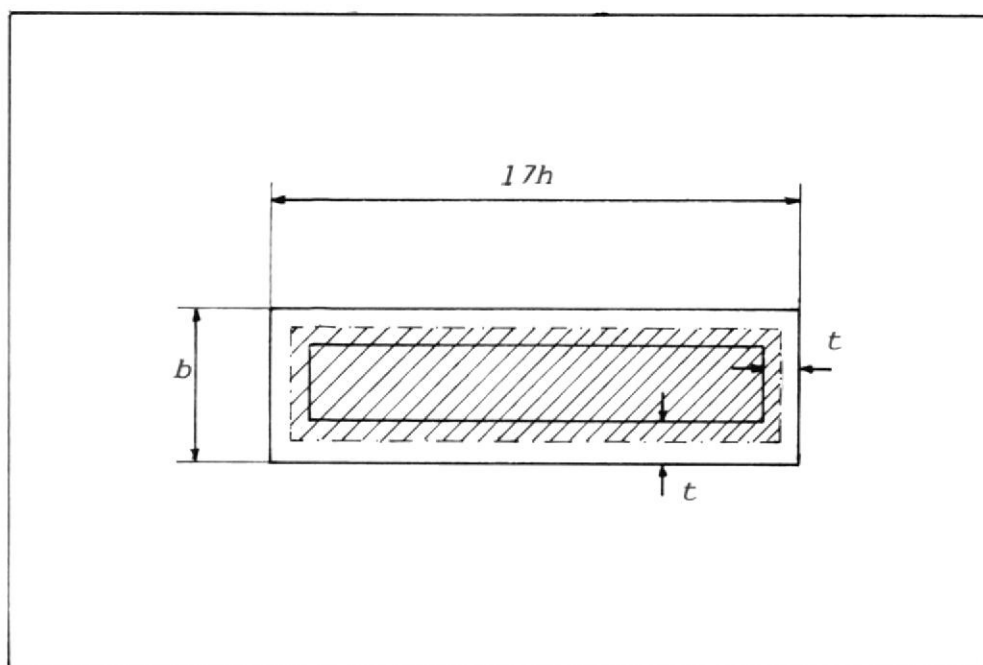


Fig. (3.1.2-17)

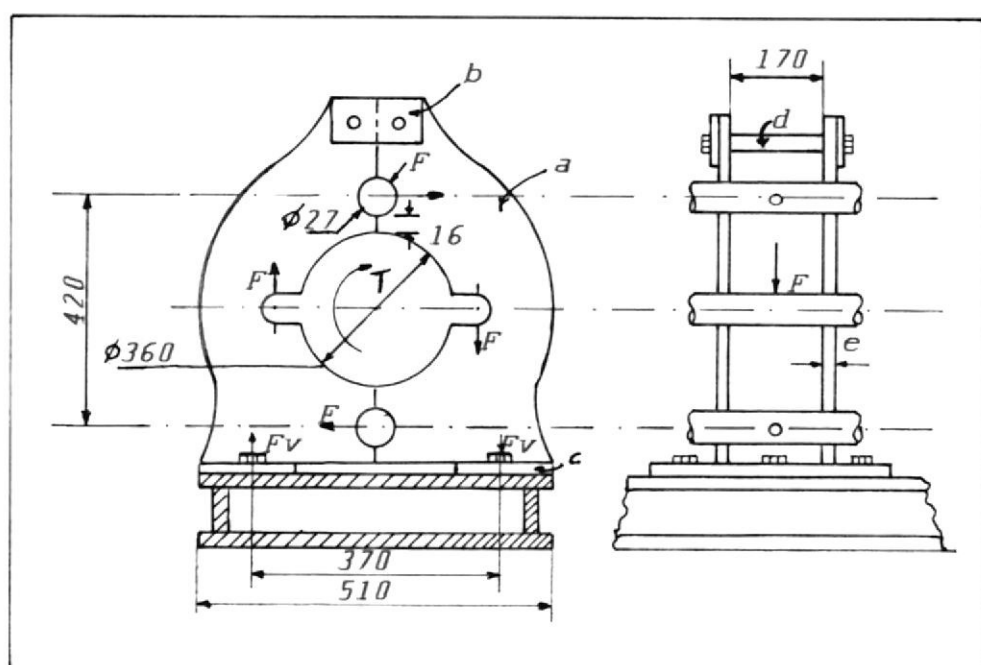


Fig. (3.1.2-18)

Puesto que el material elegido tiene un $S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ resiste satisfactoriamente a cualquier esfuerzo en la rosca, las dimensiones finales se las puede ver en el plano PQ5.

- Cálculo de luneta de torsión 33:

Este dispositivo como dijimos es el que transmitirá directamente la torsión al bastidor. Las fuerzas que intervienen son presentadas en la figura 3.1.2-18.

El torque es $T = 294840 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$, por ser el mismo que utilizamos para diseñar otros elementos de la máquina. Si observamos la figura 3.1.2-18, el dispositivo 33 consta de 4 partes principales, las que hemos identificado con letras a, b, c y d. Observamos también en este gráfico que las guías están sometidas en el tramo de 170 mm a flexión, debido a que esta parte ya fue diseñada anteriormente nos dedicaremos a calcular como afecta la fuerza flexionante al factor de seguridad n.

Así tenemos de la figura 3.1.2-18:

$$T = F_T(210)$$

$$F_T = 294840/210 = 1404 \text{ Kg}_f$$

Como son 4 guías que deben resistir esta fuerza, la fuerza en cada guía será:

$$F = F_T/4$$

$$F = 351 \text{ Kg}_f$$

Esto significa que:

$$M_f = 14917.5 \text{ Kg}_f\text{-mm}$$

Por flexión fórmula 3.1.2-44

$$\sigma = \frac{M c n}{I} \quad (3.1.2-58)$$

Sabiendo que:

$$d = \text{Diámetro de guía} = 27 \text{ mm}$$

$$c = d/2 = 13.5 \text{ mm}$$

$$I = \pi/64(d^4) = 26087.04908 \text{ mm}^4$$

$$M_f = 14917.5 \text{ Kg}_f\text{-mm}$$

El esfuerzo por flexión es igual a:

$$\sigma = \frac{(14917.5)(13.5)n}{26087.04908} = 7.72 \text{ n Kg}_f/\text{mm}^2$$

Sin olvidarnos que también tenemos un esfuerzo provocado por la fuerza axial

$F_a = 907.25 \text{ Kg}_f$ dado por la fórmula 3.1.2-51:

$$\sigma = \frac{F_a n}{(\pi/4) d^2} \quad (3.1.2-59)$$

Reemplazando datos tenemos:

$$\sigma = \frac{(907.25)n}{(\pi/4) 27^2} = 1.58 n$$

Como los esfuerzos dados por 3.1.2-58 y 3.1.2-59 tienen la misma dirección podemos sumarlos obteniendo:

$$\sigma_T = 9.3 n$$

$$\text{Tomando } \sigma \leq 0.75 S_{ut} = (0.75)(90) = 67.5$$

$$n = 7.2$$

Obtenemos un factor de seguridad mayor del esperado.

Enseguida procederemos a calcular el elemento a de la figura 3.1.2-18 con la fuerza $F = 351 \text{ Kg}_f$.

Por aplastamiento en la plancha sabiendo que el material tiene $S_y = 25.3 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$:

$$\sigma = \frac{Fn}{A_{\text{aplast}}} = \frac{(351\text{Kg}_f)(4)}{(27)(e)} \quad (3.1.2-60)$$

$$\sigma = 25.3 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$\text{obteniendo } e = 2.055 \text{ mm}$$

Por cortante en la plancha con un ancho mínimo de 16 mm:

$$\tau = \frac{Fn}{A_{\text{corte}}} = 0.577 S_y \quad (3.1.2-61)$$

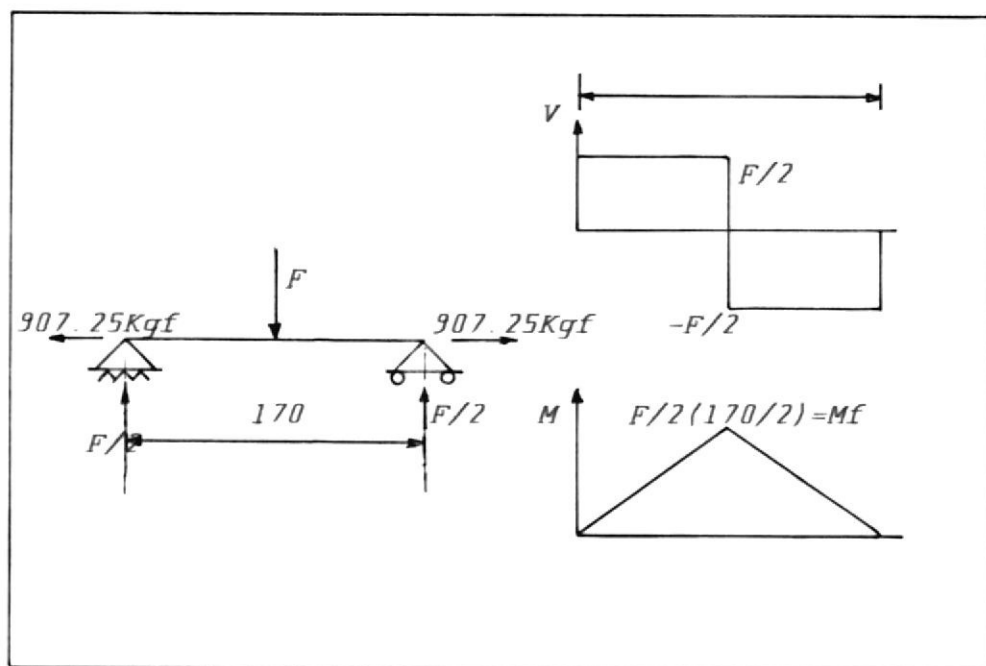


Fig. (3.1.2-19)

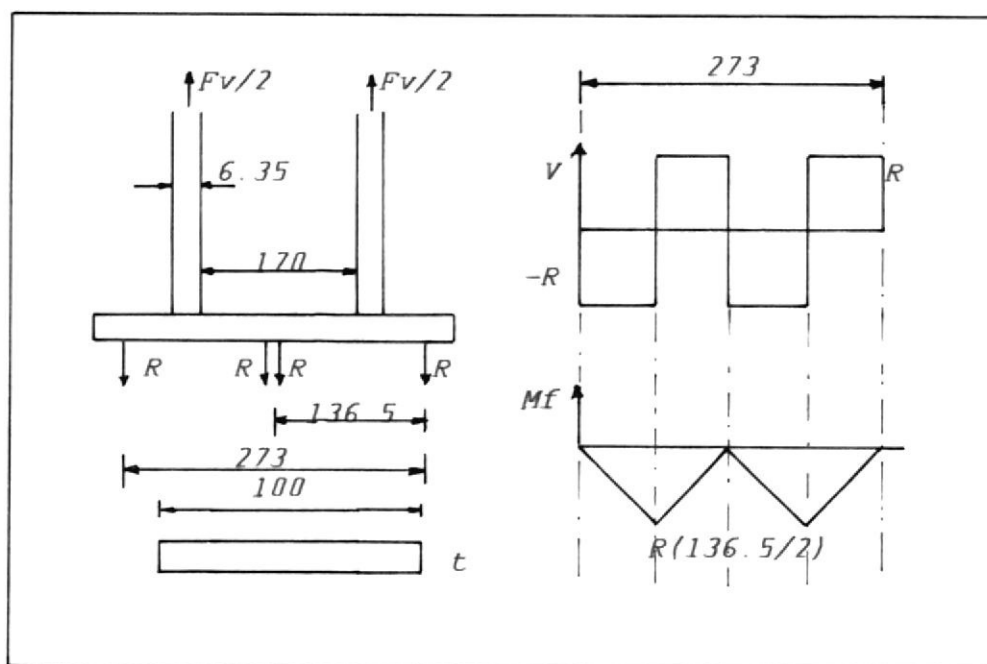


Fig. (3.1.2-20)

$$(0.577)(25.3) = \frac{(351)(4)}{(16)(e)}$$

Obteniendo $e = 6.011$ mm

Por lo tanto la plancha elegida debe ser de 1/4" A36.

Cálculo de plancha base c fig.3.1.2-18: las fuerzas que intervienen son igual $T/370$ en la plancha de 1/4" y las reacciones en los pernos como presentamos en la figura 3.1.2-20.

$$F_v = \frac{T}{370} = \frac{294840}{370} \quad (3.1.2-62)$$

$$F_v = 796.86 \text{ Kg}_\uparrow$$

$$R = F_v/4 = 199.22 \text{ Kg}_\uparrow$$

$$M_\uparrow = 13596.5 \text{ Kg}_\uparrow\text{-mm}$$

Por flexión de la fórmula 3.1.2-58:

$$\sigma = \frac{M_\uparrow c n}{I} \quad (3.1.2-63)$$

$$= \frac{(135965)(t/2)4}{[100(t)^3]/12}$$

$$\sigma = 3263.16/t^2$$

Suponiendo que el material es un A36 cuyo $S_v = 25.308 \text{ Kg}_\uparrow/\text{mm}^2$

$$25.308 \text{ Kg}_\uparrow/\text{mm}^2 = 3263.16/t^2$$

dando un espesor de:

$$t = 11.36 \text{ mm}$$

la plancha elegida es entonces de 3/4" pero por tener disponible un retazo de 7/8" utilizamos este último.

Los pernos que agarran esta placa deben ser capaces de resistir una tensión de $R = 199.22 \text{ Kg}_f$. Eligiendo un perno M10x1.5 de la referencia 4, cuya $A_t = 61.2 \text{ mm}^2$, diámetro de raíz $d_r = 8 \text{ mm}$ y altura de rosca $h = 19 \text{ mm}$.

Por cortante en la de la tuerca referencia 1:

$$\tau = \frac{2 F n}{\pi d h} \quad (3.1.2-64)$$

$$\tau = \frac{(2)(199.22)(4)}{\pi(10)(19)} = 2.67 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Esto da $S_y = 4.63 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$.

Por aplastamiento en la rosca de la tuerca referencia 1:

$$\sigma = \frac{4 P F n}{\pi h (d^2 - d_r^2)} \quad (3.1.2-65)$$

$$\sigma = \frac{(4)(1.5)(199.22)(4)}{\pi(19)(10^2 - 8^2)} = 2.23 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Por lo que cualquier acero satisface estas exigencias.

De los cálculos realizados podemos optar por dimensionar directamente las piezas b y d sin alejarnos mucho de la realidad.

- Cálculo de las mordazas 12 y 13:

En la figura 3.1.2-21, se presenta un conjunto mordaza plato que sujetará la pieza a ser examinada. Ahora procederemos al cálculo de cada uno de los elementos que lo conforman partiendo del diámetro máximo y mínimo del espécimen a examinar, así como las máximas cargas a las que estarán sometidos dichos elementos; siendo éstos un torque $T = 294840 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$ y una fuerza de tensión o compresión de $F = 3629 \text{ Kg}$.

El diámetro máximo del espécimen será de aproximadamente 127 mm correspondiente a un tubo de 5" y el diámetro mínimo de 76.2 mm correspondiente a un tubo de 3 pulgadas.

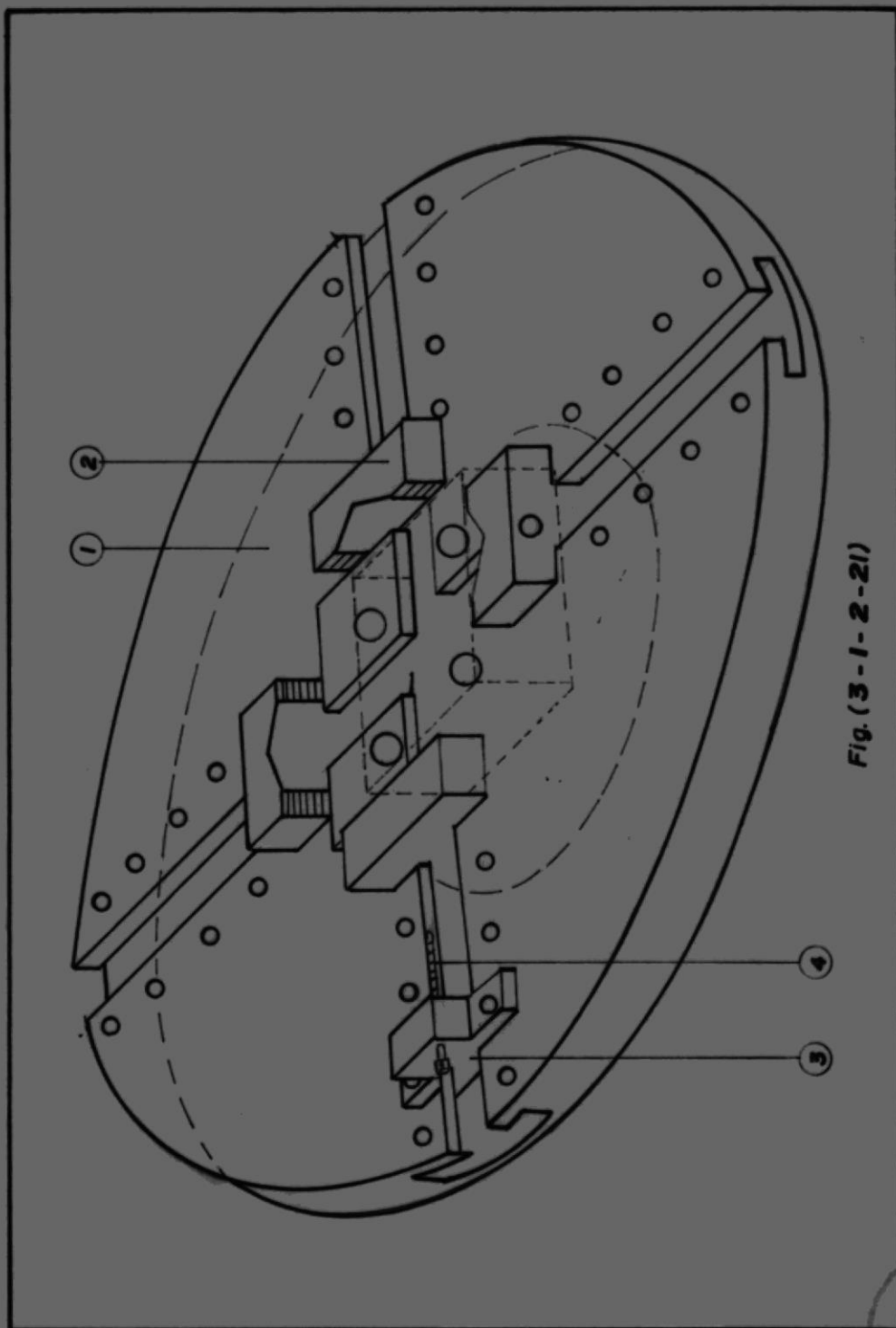


Fig. (3-1-2-21)

Para empezar consideremos la figura 3.1.2-22, donde se presenta el esquema de la forma en que se sujetará el espécimen, en el que cuatro dedos deben asegurar que las cargas están siendo aplicadas al espécimen y además deberán soportar la reacción del espécimen sin deformarse; es decir que estos dedos estarán sometidos a una fuerza axial de $F_{\bullet} = 3629 \text{ Kg}_{\uparrow}$ y un torque $T = 294840 \text{ Kg}_{\uparrow}\text{-mm}$.

Estas fuerzas generaran en cada dedo fuerzas como las mostradas en la figura 3.1.2-24 cuya resultante es:

$$X = \sqrt{\left[\frac{T}{Rf'} \right]^2 + \left[\frac{F_{\bullet}}{f'} \right]^2} \quad (3.1.2-66)$$

donde:

R = Radio mínimo de tubo

f' = Número de dedos

X = Fuerza resultante

Según se observa, esta fuerza resultante X provocará que los dedos actúen en cortante.

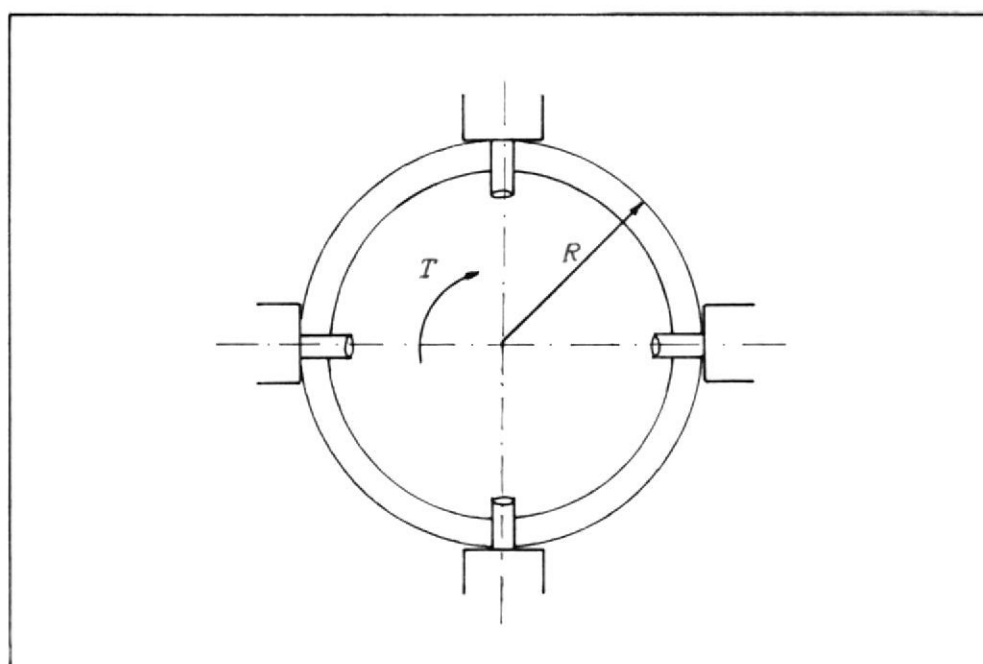


Fig. (3.1.2-22)

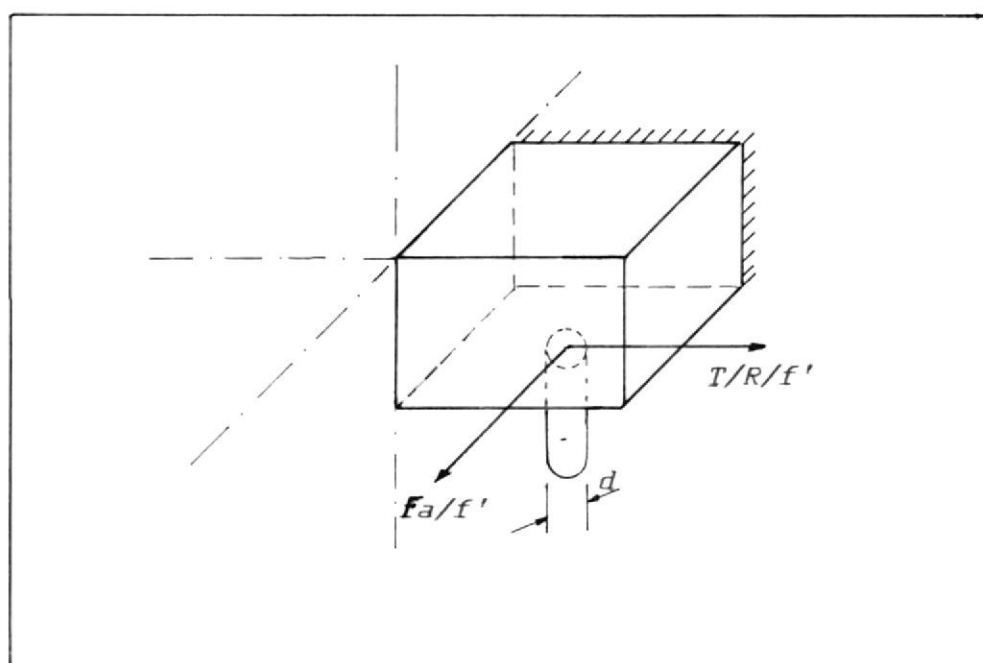


Fig. (3.1.2-23)

De la referencia 1:

$$\tau = S_{sy} = \frac{X n}{A_c} \quad (3.1.2-67)$$

Donde:

n = Factor de seguridad = 4

A_c = Area de corte = $\pi d^2/4$

d = Diámetro del dedo

Reemplazando 3.1.2-66 en 3.1.2-67,

$$S_{sy} = \frac{\sqrt{\left[\frac{T}{Rf'}\right]^2 + \left[\frac{F_a}{f'}\right]^2} (n)}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (3.1.2-68)$$

Despejando d y sabiendo que para acero

$S_{sy} = (0.577)(0.75)S_{ut}$, tenemos:

$$d = \sqrt{\frac{4 n \sqrt{\left[\frac{T}{R}\right]^2 + F_a^2}}{f' \pi (0.577)(0.75) S_{ut}}} \quad (3.1.2-69)$$

Si el acero utilizado tiene un $S_{ut} = 90$

Kg_f/mm^2 y $f' = 4$, el diámetro será:

$$d = 16.72 \text{ mm}$$

Implicando que el diámetro de los dedos

deberá ser mayor de 16.72 mm.

En la figura 3.1.2-24(a) presentamos más

detalladamente al elemento identificado por el número 2 en la figura 3.1.2-21. Suponiendo que este elemento está empotrado justo en el sitio que hemos identificado con coordenadas X, Y y Z. Esta sección estará sometida al estado de carga de la figura 3.1.2-24(b), provocado por las cargas actuando en el dedo de la figura 3.1.2-24(a), ya antes descrito.

Entonces:

$$R_1 = F_{\bullet}/f' \quad (3.1.2-70)$$

$$M_z = (F_{\bullet}/f')(h/2) \quad (3.1.2-71)$$

$$R_z = (T/Rf') \quad (3.1.2-72)$$

$$M_y = (T/Rf')(L/2) \quad (3.1.2-73)$$

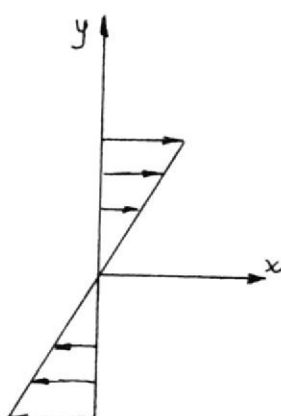
Según la figura 3.1.2-24(b) tenemos estados de esfuerzo actuando en dos planos, los provocados por:

Momento flector M_z :

De referencia 1

$$\sigma_x = \frac{M_z C_z}{I_z} = \frac{F_{\bullet} \frac{h}{2} \frac{h}{2}}{b \frac{h^3}{12}}$$



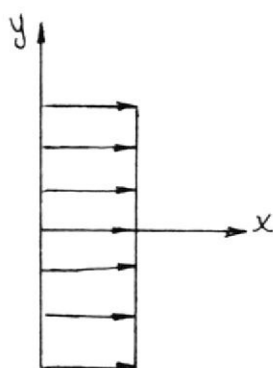


$$\sigma_x = \frac{3 F_m}{b h f'} \quad (3.1.2-74)$$

Carga R_1 :

De referencia 1

$$\sigma_x = \frac{R_1}{\text{Area}} = \frac{(F_m/f')}{bh}$$

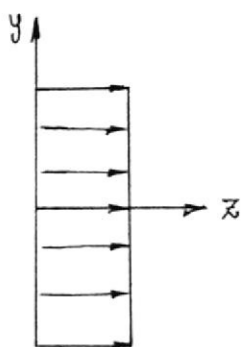


$$\sigma_x = \frac{F_m}{b h f'} \quad (3.1.2-75)$$

Carga R_2 :

De referencia 1

$$\tau_{xy} = \frac{R_2}{A_{\text{cort}}} = \frac{(T/Rf')}{bh}$$

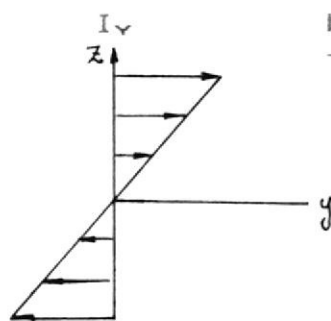


$$\tau_{xy} = \frac{T}{bhRf'} \quad (3.1.2-76)$$

Momento flector M_y :

De referencia 1

$$\sigma_y = \frac{M_y C_y}{I_y} = \frac{T L b}{R f' 2 2} \frac{h b^3}{12}$$



$$\sigma_y = \frac{3 T L}{R b^2 h f'} \quad (3.1.2-77)$$

Por teoría de Von Misses referencia 1:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (3.1.2-78)$$

Se puede demostrar que:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (3.1.2-79)$$

Si un punto solo está sometido a un

esfuerzo normal σ_x y a un esfuerzo cortante τ_{xy} .

Así podemos hacer combinaciones de esfuerzos en un mismo plano tal como en el plano X,Y.

$$\sigma_x = \frac{3F_a}{bhf'} + \frac{F_a}{bhf'} = \frac{4F_a}{bhf'} \quad (3.1.2-80)$$

Con:

$$\tau_{xy} = \frac{T}{bhRf'} \quad (3.1.2-81)$$

0 en el plano Y,Z.

$$\sigma_y = \frac{3TL}{Rf'hb^2} \quad (3.1.2-82)$$

Con:

$$\tau_{xy} = \frac{T}{bhRf'} \quad (3.1.2-83)$$

Si:

$$F_a = 3629 \text{ Kg}_f$$

$$T = 294840 \text{ Kg}_f\text{-mm}$$

$$f' = 4$$

$$R = 38.1 \text{ mm}$$

$$L = 35 \text{ mm}$$

$$b = 25 \text{ mm}$$

$$S_y = 0.75S_{ut} = (0.75)(90) = 67.5 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$n = 4$$

Y consideramos el plano X,Y introduciendo

do 3.1.2-81 y 3.1.2-80 en 3.1.2-79 y ésta a su vez en 3.1.2-78, obtendremos un:

$$h = 11.7 \text{ mm}$$

En cambio si utilizamos el plano Y,Z e introducimos 3.1.2-82 y 3.1.2-83 en 3.1.2-79 y 3.1.2-78 tenemos:

$$h = 20.83 \text{ mm}$$

Por lo expuesto, h debe ser mayor a 20.83 mm.

Enseguida, calcularemos la parte que se desliza de este elemento en los canales de deslizamiento del plato mordaza, cuya sección crítica es aquella que recoge el punto F en la figura 3.1.2-24(a).

En la figura 3.1.2-24(c) presentamos el estado de cargas que consideramos, estará sometido esta sección en los ejes coordenados X', Y' y Z'. El esfuerzo cortante viene dado por la fórmula 3.1.2-13.

$$\tau_{xy} = \frac{M_z(3r+1.8h)}{r^2h^2} \quad (3.1.2-84)$$

Y la fórmula de la referencia 1 para cortante uniforme.

$$\tau_{xy} = \frac{R_1 + (M_y/b)}{hr}$$

$$\tau_{xy} = \frac{\frac{F_a}{f'} + \frac{T}{Rf'} - \frac{L}{2b}}{hr} \quad (3.1.2-85)$$

Lo que nos da un esfuerzo cortante máximo de:

$$\tau_{xy} = \frac{5 F_a}{2f' h_r} + \frac{1.8 F_a}{2 f' r^2} + \frac{TL}{2f' R b h_r} \quad (3.1.2-86)$$

Considerando Von Misses, referencia 1 e introduciendo 3.1.2-86 en 3.1.2-29 y 3.1.2-28 para el mismo material tenemos:

$$\sqrt{3} \left[\frac{5(3629)}{2(4)(20.83)r} + \frac{1.8(3629)}{2(4)r^2} + \frac{294840(35)}{2(4)(38.1)} \right]$$

$$\frac{1}{(25)(20.83)r} \Big] = \frac{67.5}{4}$$

Realizando el cálculo indicado y por medio de manipuleo matemático tenemos:

$$16.875r^2 - 301.2r - 1414.26 = 0$$

Lo que nos da:

$$r = 21.7 \text{ mm}$$

Es decir que esta sección debe tener un r mayor a 21.7 mm.

Regresando a la figura 3.1.2-21, observamos que el dedo 4 no está rigidamente unido al elemento 2, como se considera en la figura 3.1.2-24(a), por lo que los

dedos estarán sometidos a un estado de carga como el presentado en la figura 3.1.2-25, provocado por M_x y por intentar deslizar el elemento 2 por la ranura del plato porta mordazas.

Donde:

$$F_1 = \frac{M_x}{L/2}$$

$$F_1 = \frac{F_a h}{2f' L/2}$$

$$F_1 = \frac{F_a h}{f' L} \quad (3.1.2-87)$$

Reemplazando valores, sabiendo que el h elegido es igual a 32 mm:

$$F_1 = \frac{(3629)(32)}{4(35)}$$

$$F_1 = 829.49 \text{ Kg}_f$$

Como obtuvimos en un cálculo anterior el diámetro mínimo del dedo deberá ser de $d = 16.72$ mm. Sabiendo que el material elegido tiene un $S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$, podemos con un cálculo rápido saber si el material resiste la fuerza aplicada F_1 , de la referencia 1.

$$\sigma = \frac{F_1 n}{A_T} \quad (3.1.2-88)$$

Donde:

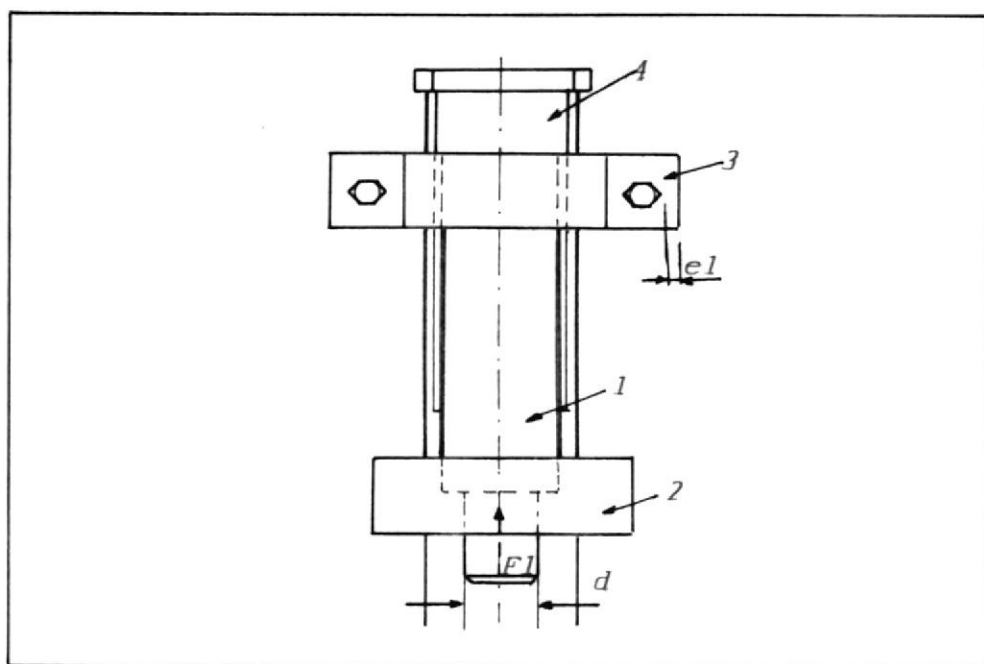


Fig. (3.1.2-25)

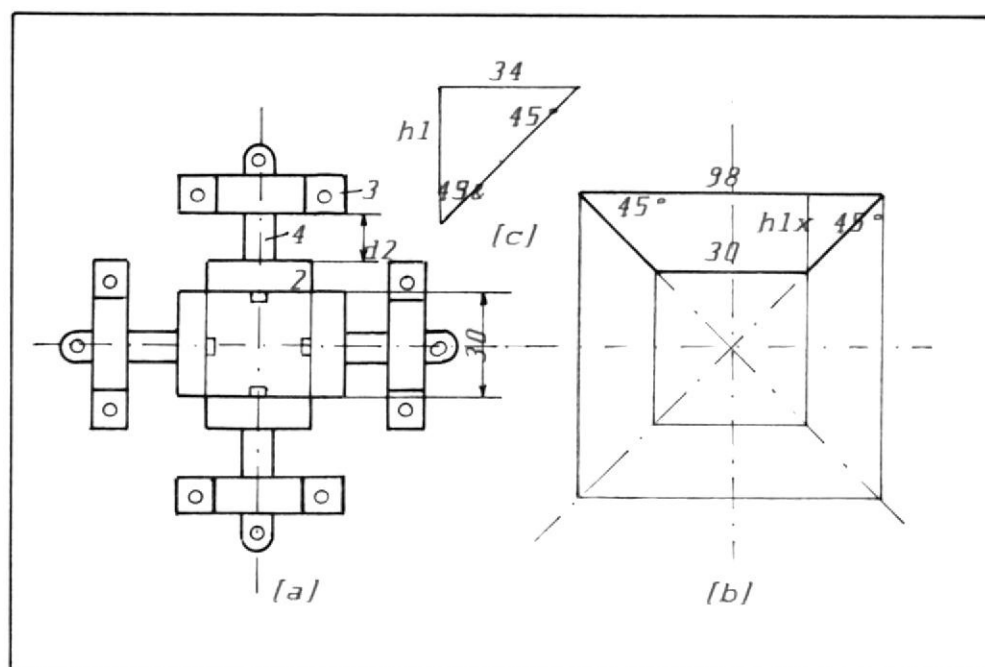


Fig. (3.1.2-26)



n = Factor de seguridad

A_t = Area de tensión = $\pi/4 d^2$

S_y = 0.75 S_{ut} para aceros

Así:

$$0.75 S_{ut} = \frac{F_1 n}{(\pi/4)(d^2)}$$

De donde:

$$d = 7.9 \text{ mm}$$

Es decir que resiste muy satisfactoriamente, puesto que el diámetro mínimo a colocarse es de 16.72 mm.

Sí observamos bien la figura 3.1.2-25, la parte superior, el dedo 4 se encuentra roscado al elemento 3 y este a su vez sujeto al plato 1 por medio de pernos. De la referencia 4 asumiremos que la parte roscada del perno es de un M27x3, la que debe resistir la fuerza de $F_1 = 829.49 \text{ Kg}_f$.

De fórmulas de la referencia 1:

Esfuerzo cortante de la rosca del tornillo.

$$\tau = \frac{2 F_1 n}{\pi d r h_1} \quad (3.1.2-89)$$

Donde:

$$F_1 = 829.49 \text{ Kg}_f$$

$$n = 4$$

$$dr = 22.78 \text{ mm}$$

h_1 = Cantidad que debe estar roscado el perno para resistir F_1 .

$$\tau \leq S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577(0.75) S_{ut}$$

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$\tau = 38.95 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Es decir:

$$38.95 = \frac{(2)(829.49)(4)}{\pi (22.78)(h_1)}$$

De donde:

$$h_1 = 2.38 \text{ mm}$$

De la referencia 1 por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{4 P F n}{\pi h_1 (d^2 - dr^2)} \quad (3.1.2-90)$$

Donde:

$$P = 3 \text{ mm}$$

$$d = 27 \text{ mm}$$

$$\sigma \leq S_y = 0.75 S_{ut} = 67.5 \text{ mm}$$

Obteniendo:

$$h_1 = 0.89 \text{ mm}$$

Por lo que se debe escoger una altura de rosca mayor a 2.38 mm. Para el elemento 3, puesto que las cargas que intervienen

son menores a las del elemento 2, podemos tomar las mismas medidas, adicionándoles una especie de aletas con el propósito de agarrar el elemento 3 al elemento 1, por medio de pernos cuyo cálculo lo consideramos a continuación.

Los pernos actúan en cortante de la referencia 1.

$$\tau = \frac{F n}{A_c \#} \quad (3.1.2-91)$$

Donde:

$$F = 829.49 \text{ Kg}_f$$

$$n = 4$$

= Número de pernos

A = Area de los pernos en corte

$$\tau \leq S_{\tau} = 0.577 S_y = (0.577)(0.75) S_{ut}$$

Reemplazando en 3.1.2-91 tenemos:

$$(0.577)(0.75)S_{ut} = \frac{(829.49)(4)}{A_c (2)}$$

$$A_c = \frac{3833.6}{S_{ut}} \quad (3.1.2-92)$$

De la referencia 2, tabla 10.5, un perno grado 4.8 tiene un $S_{ut} = 42.814$, reemplazando en 3.1.2-92 $A_c = 89.54 \text{ mm}^2$ correspondiente a un perno M14x2 de la referencia 9. El espesor de las aletas

se las puede encontrar por un cálculo de aplastamiento y de cortante.

Por aplastamiento de referencia 1.

$$\sigma = \frac{F_1 n}{A_{\text{aplast}} \#} \quad (3.1.2-93)$$

Donde:

$$\sigma \leq S_y = 0.75 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

A_{aplast} = Area de aplastamiento = diámetro del perno \times espesor de aleta = $d \times e$

$$67.5 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2 = \frac{(829.49)(4)}{2(14) e}$$

De donde:

$$e = 1.76 \text{ mm}$$

Por cortante de referencia 1.

$$\tau = \frac{F_1 n}{A_c \#} \quad (3.1.2-94)$$

Donde:

$$\tau \leq S_{sy} = (0.577)(0.75) S_{ut}$$

A_c = Area de corte = $e \times$ espesor de pared en el agujero de la aleta = $e \times e_1$

$$(0.577)(0.75)(90) = \frac{(829.49)(4)}{(e)(e_1)(2)}$$

$$e_1 = \frac{42.595}{e} \quad (3.1.2-94)$$

Eligiendo un espesor de $e = 10 \text{ mm}$, esto implica que $e_1 = 4.3 \text{ mm}$.

Enseguida procederemos a calcular cual es la distancia mínima a que se deben colocar los elementos (2) y (3) de la figura (3.1.2-21).

La figura (3.2.1-26) (a) y (b) nos muestran el arreglo de los elementos (2), (3) y (4), donde h_1 es la mínima distancia que se puede acercar (2) y (3) sin que se interfieran.

De la figura 3.1.2-26(c) $h_1 = 34 \text{ sen } 45^\circ$

Es decir: $h_1 = 24.042 \text{ mm}$

Esto implica que $d_2 \geq 24.042 \text{ mm}$.

Si recordamos el diámetro máximo de probetas a ser ensayadas es de $d_{\max} = 127 \text{ mm}$ y si sumamos la cantidad que ocupan los elementos (2), (3) y (4) de la figura 3.1.2-26, obtendremos L_{total} que es aproximadamente igual a:

$$L_{\text{total}} = 175 \text{ mm}$$

Es decir, que el diámetro de los platos será $D = 350 \text{ mm}$.

De la figura (3.1.2-27) L_r es igual a:

$$L_r = L_{\text{total}} - (25/2)$$

$$L_r = 162.5 \text{ mm}$$

Las cargas presentadas en la figura 3.1.2-24 (a) generan una reacción como la presentada en la figura 3.1.2-28(a),

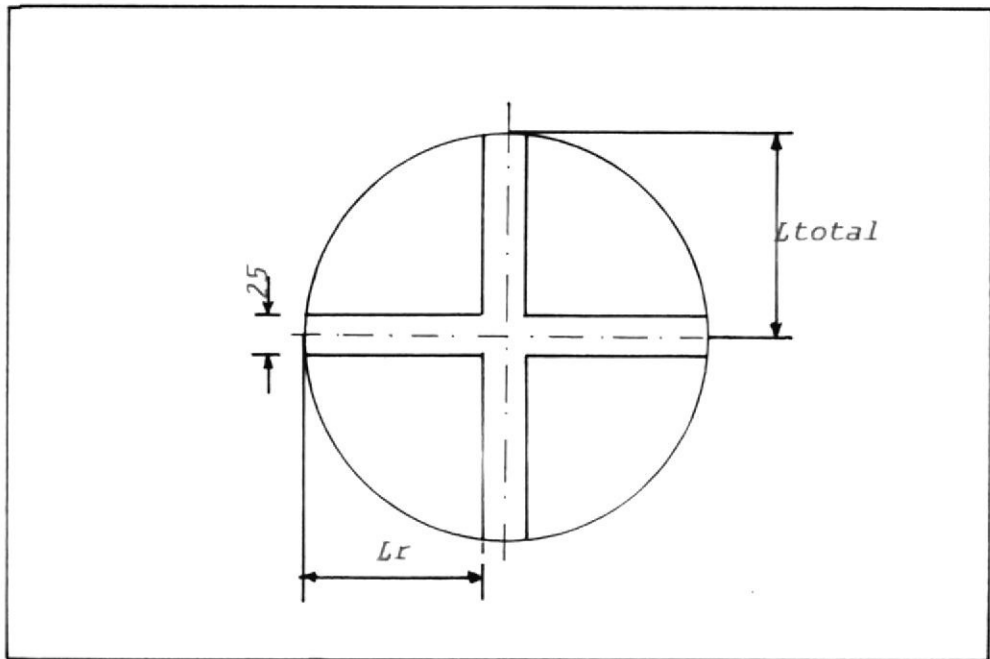


Fig. (3.1.2-27)

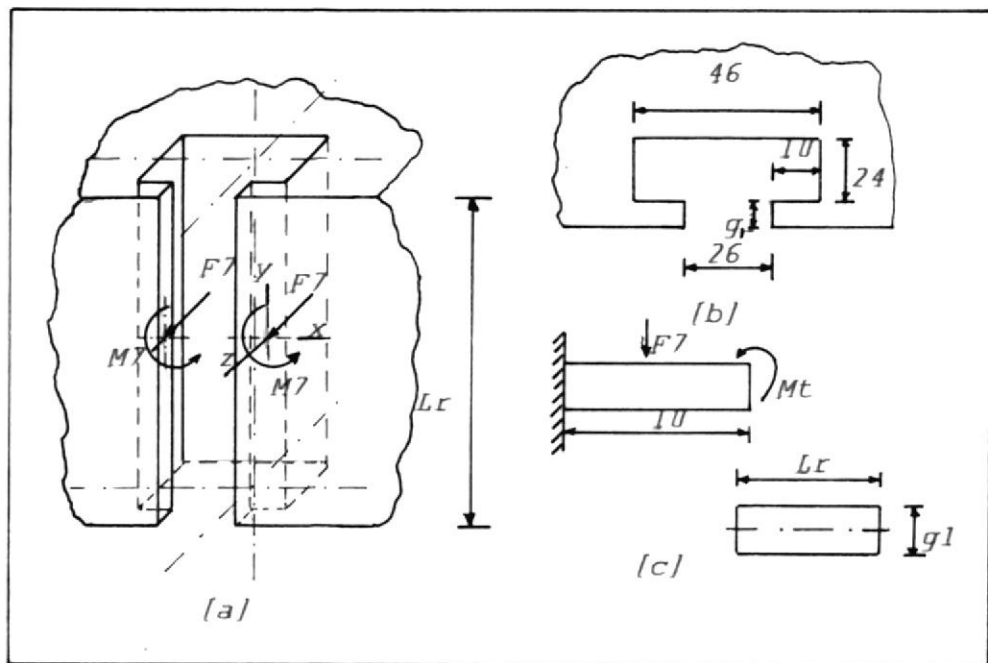


Fig. (3.1.2-28)

donde M_z es igual al M_z presentado en la figura 3.2.2-24 (b), F_z es una reacción a F_{\bullet}/f' y a T/R_{\bullet}' ; F_{\bullet}/f' directamente lo dividimos para 2 y tenemos el efecto en uno de los lados de la ranura provocado por esta carga. La carga (T/R_{\bullet}') provoca una especie de momento aproximadamente igual a $(T/R_{\bullet}')(L/2)$. Si a este momento lo dividimos para b obtendremos aproximadamente la reacción a la fuerza T/R_{\bullet}' , así tendremos que:

$$F_z = \frac{F_{\bullet}}{f' \cdot 2} + \frac{TL}{R_{\bullet}' \cdot 2 \cdot b} \quad (3.1.2-95)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$F_z = \frac{(3629)}{(4)(2)} + \frac{(294840)(35)}{(38.1)(4)(2)(25)} =$$

$$= 1807.9 \text{ Kg}_{\bullet}$$

$$M_z = \frac{(3629)}{4} \cdot \frac{(25)}{2} = 11340.6 \text{ Kg}_{\bullet}\text{-mm}$$

Considerando la ceja de la ranura como una viga en voladizo figura 3.1.2-28(c), la carga F_z provocará un momento flector en la raíz igual a $M_{\bullet} = (F_z)(5\text{mm}) = 9039.5 \text{ Kg}_{\bullet}\text{-mm}$; y el momento M_z provocará un torque de $T = M_z = 11340.6 \text{ Kg}_{\bullet}\text{-fmm}$. De la fórmula (3.1.2-84) el esfuerzo cortante será igual a:

$$\tau_{xy} = \frac{T(3 L_r + 1.8 g_1)}{L_r^2 g_1^2} \quad (3.1.2-96)$$

De la referencia (1) el esfuerzo normal viene dado por:

$$\sigma_x = \frac{M_r C}{I} \quad (3.1.2-97)$$

Donde:

$$C = g_1/2$$

I = Momento de inercia

$$I = L_r g_1^3/12$$

Es decir que:

$$\tau_{xy} = \frac{(11340.6)[3(162.5)+(1.8)g_1]}{(162.5)^2 g_1^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{209.36}{g_1^2} + \frac{0.773}{g_1} \quad (3.1.2-98)$$

$$\sigma_x = \frac{(9039.5)(g_1/2)}{(162.5) g_1^3}$$

$$\frac{12}{12}$$

$$\sigma_x = \frac{337.77}{g_1^2} \quad (3.1.2-99)$$

Por teoría de Von Mises, recordando las fórmulas (3.1.2.78) y (3.1.2-79) tenemos:

$$\left[\left[\frac{337.77}{g_1^2} \right]^2 + 3 \left[\frac{209.36}{g_1^2} + \frac{0.773}{g_1^2} \right]^2 \right]^{1/2} \leq \frac{S_y}{n} \quad (3.1.2-100)$$

Trabajando con un Acero A36 correspondiente a un $S_y = 25.308 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$ y un factor de seguridad de $n=4$ en la fórmula (3.1.2-100), el g_1 que cumple con esta inecuación es $g_1 = 9\text{mm}$.

Con los cálculos realizados tenemos ya criterio para elegir las dimensiones de todos los elementos.

Pueden ser observados con mayor detalle en los planos PQ12, PQ13, PQ22, PQ23 y PQ24.

- Cálculo de interferencia entre 19 y 10 figura 3.1.1-7.

Si observamos las dimensiones de estos elementos, nos damos cuenta que al montarlos la biela de torsión queda prácticamente unida a la parte central del núcleo, por lo que, si nos imaginamos al pasador 21 moviéndose en una circunferencia a medida que avanza el cilindro del pistón 30, provocará que en determinado instante interfiera el elemento 19 con el 10. Con el fin de evitar esto, la biela de torsión 19 se debe colocar a un ángulo tal que permita al pistón actuar en todo su rango de

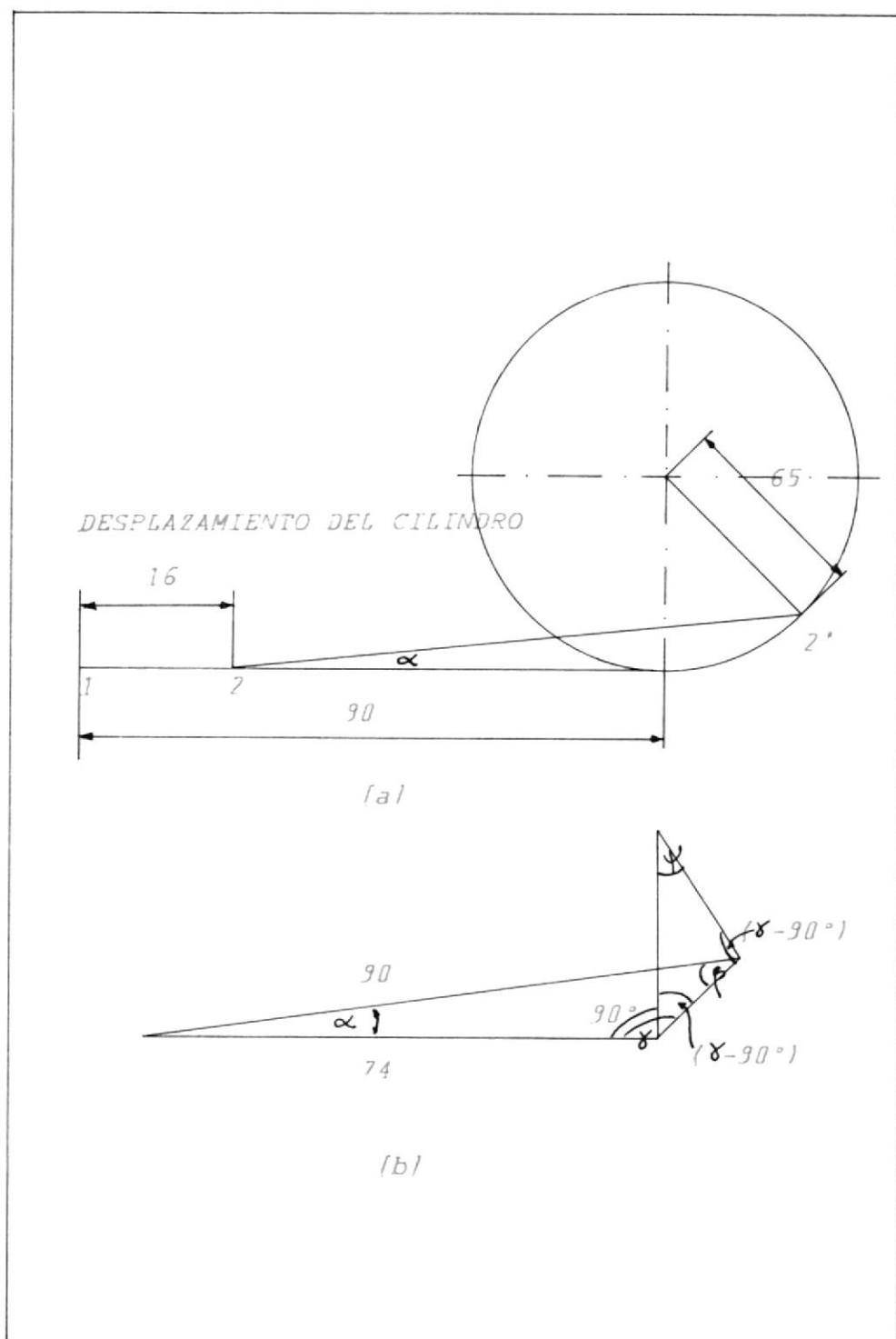


Fig. (3 1 7-29)

desplazamiento.

En la figura 3.1.2.-29 (a) observamos el desplazamiento del cilindro de 1 a 2 y el correspondiente arco de desplazamiento de 1' a 2' realizado por 21 de la figura 3.1.1-7.

Si trabajamos con la figura 3.1.2-29 (b) obtenemos:

Aplicando ley de coseno:

$$a^2 = 65^2 + 65^2 - 2(65)(65) \cos \psi \quad (3.1.2-101)$$

De igual manera:

$$a^2 = 90^2 + 74^2 - 2(90)(74) \cos \alpha \quad (3.1.2-102)$$

igualando 3.1.2-101 y 3.1.2-102, obtenemos:

$$4870 \cos \psi = 5126 \cos \alpha \quad (3.1.2-103)$$

Así también aplicando Ley Seno:

$$\frac{a}{\text{Sen } \alpha} = \frac{a}{\text{Sen } \psi} = \frac{65}{\text{Sen}(\Gamma-90)} = \frac{90}{\text{Sen } \Gamma} = \frac{74}{\text{Sen } \beta} \quad (3.1.2-104)$$

Como:

$$\psi = 180 - 2(\Gamma-90) = 360 - 2\Gamma \quad (3.1.2-105)$$

$$\text{Sen}(360-2\Gamma) = -\text{Sen } 2\Gamma \quad (3.1.2-106)$$

Reemplazando en 3.1.2-104.

$$a = 130 \text{ Sen } \Gamma \quad (3.1.2-107)$$

Reemplazando 3.1.2-107 en 3.1.2-104 nos da:

$$130 \text{ Sen } \Gamma = 90 (\text{Sen } \alpha / \text{Sen } \Gamma) \quad (3.1.2-108)$$

Introduciendo 3.1.2-105 y 3.1.2-106 en 3.1.2-103 obtenemos:

$$\Gamma = 148.2453^\circ$$

Reemplazando en 3.1.2-108 y despejando α :

$$\alpha = 23.5827^\circ = 23^\circ 34' 58''$$

Siendo este el ángulo mínimo que debe bajar la biela de torsión 19, con respecto a la línea horizontal que cruza por 21 de la figura 3.1.1-7.

3.1.3. SELECCION DEL SISTEMA OLEOHIDRAULICO.

En el sistema seleccionado para la ejecución del ensayo de la probeta 32, figura 3.1.1-7, se necesitan dos cilindros hidráulicos identificados como 30 y 31 en la misma figura. El cilindro 30 es el que produce la fuerza necesaria para generar la torsión en la probeta y el cilindro 30 produce la fuerza para generar tensión y compresión.

El estado biaxial se logrará con la combinación de esfuerzos tales como

compresión-torsión, tensión-torsión y torsión pura; por lo que necesitamos que los pistones actúen combinando todos sus rangos de cargas, es decir fijar una carga en uno de los pistones y recorrer el rango de cargas del otro, haciendo esto una y otra vez hasta que recorramos también todo el rango de cargas del que dejamos fijo. También necesitamos que los pistones actúen independientemente.

El circuito de la figura 3.1.3-1 logra este objetivo y es descrito a continuación.

La bomba I suministra aceite a la presión indicada por el manómetro M y puede ser regulada con la válvula de alivio G. Las válvulas de cierre manual E y F permiten el paso o no del fluido con la particularidad, de que al cerrarse mantiene al fluido (en el lado del pistón) a la presión que tenía antes de cerrarse. La válvula direccional de 3 posiciones - 3 vías D permite el paso del fluido hacia el pistón de simple efecto B y de éste hacia el tanque cuando se requiere. La válvula direccional de 3 posiciones- 4 vías, permite el paso del fluido por una de sus

vías hacia el pistón de doble efecto A y por otra vía hacia el tanque cuando se requiere que el pistón A avance en una dirección; cuando se quiere que avance en dirección contraria simplemente se intercambian las vías accionando la válvula direccional C. La válvula de seguridad J se coloca para que no sobrepase la capacidad del circuito.

El proceso a seguir al realizar la experiencia es el siguiente:

Se puede elegir A o B como cilindro a fijar. Para nuestra explicación eligiaremos el cilindro B: Primero abrir todas las válvulas y desenroscar lo más posible el tornillo ajustador de presión de la válvula G. Seguido encender la bomba y manipular la válvula G introduciendo el tornillo ajustador de presión hasta que obtengamos la presión deseada en B indicada en el manómetro M. Luego procederemos a cerrar la válvula F, estando listos para variar las cargas de A manipulando la válvula de alivio G. Si deseamos fijar otra presión en B debemos repetir la secuencia anterior.

Como hemos visto podemos realizar todo el



BIRO-100007

proceso anteriormente descrito sólo con una válvula de cierre manual, pero en el circuito hemos colocado dos por dar opción a elegir los cilindros A ó B como fijos. A continuación detallamos los accesorios elegidos de la referencia 7 para construir el circuito de la figura 3.1.3-1.

| | Módulo # | Cantidad |
|----------------------|---------------|----------|
| CIL. HIDRAULICOS | RD-41 | 1 |
| | RC-50 | 1 |
| VALV. DIRECCIONAL. | VC-4L | 1 |
| | VC-3L | 1 |
| ACCESORIOS | FZ-1612 | 4 |
| VALVULA DE ALIVIO | V-152 | 1 |
| MANOMETRO | T6003L | 1 |
| ADAPTADOR MANOMETRO | GA-1 | 1 |
| BOMBA HIDRAUL. ELEC. | PER1531 | 1 |
| MANGUER. ALTA PRES. | H-922 | 14 |
| ACOPLES NORMALES | A-604 3/8"NPT | 28 |
| VALV. CIERRE MAN. | V-8 3/8"NPT | 2 |

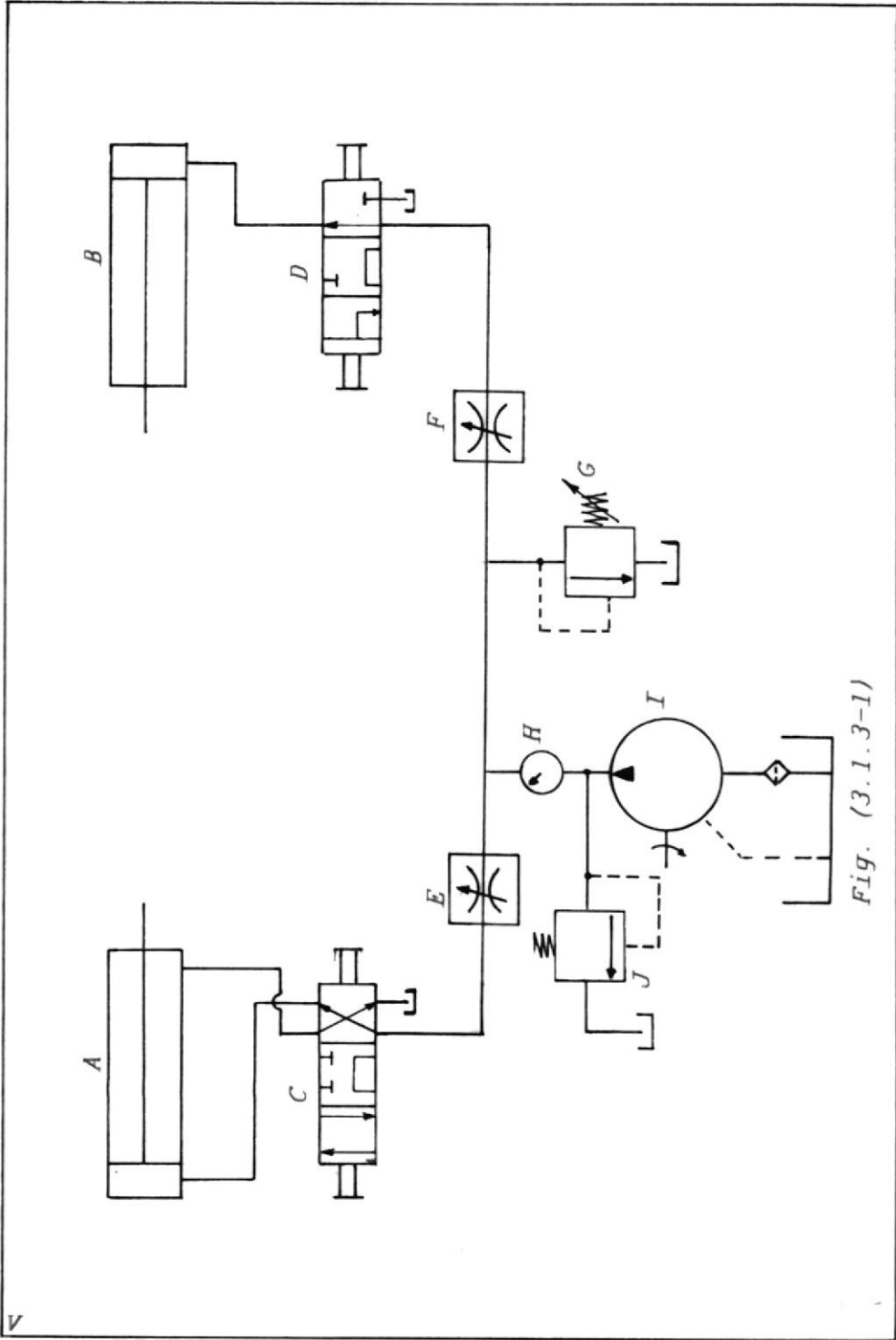


Fig. (3.1.3-1)

V

3.2.- DISEÑO DE LA CELDA BIAXIAL DE CARGA

Esta celda será diseñada para que indique cuanta torsión y cuanta tensión o compresión le está aplicando la máquina a la probeta en el momento de estar realizando la experiencia. De la referencia 6, Capítulo 11, tomamos la forma de una celda de carga que nos permite obtener estos datos y además, es lo suficientemente robusta para soportar el estado de carga al que estará impuesto. Consiste en un cilindro con un hueco transversal como concentrador de esfuerzos; en sus bordes van pegados extensómetros de resistencia eléctrica dispuestos de tal forma que nos permite (por medio de un indicador de deformación al cual van conectados) obtener deformaciones que introducidas en fórmulas desarrolladas en la sección 2.3.2 y en la sección 2.1.1 combinan las deformaciones obtenidas de los extensómetros de resistencia eléctrica con la torsión y fuerza de compresión o torsión que están siendo aplicadas.

Este es un método teórico e irreal de obtener las cargas que están siendo aplicadas. Un método más preciso de obtener estas cargas es el de someter a la celda a cargas conocidas de torsión, tracción y compresión y registrar sus respectivas deformaciones. Como éste es el método elegido, lo explicaremos con más detalle cuando llegemos a la

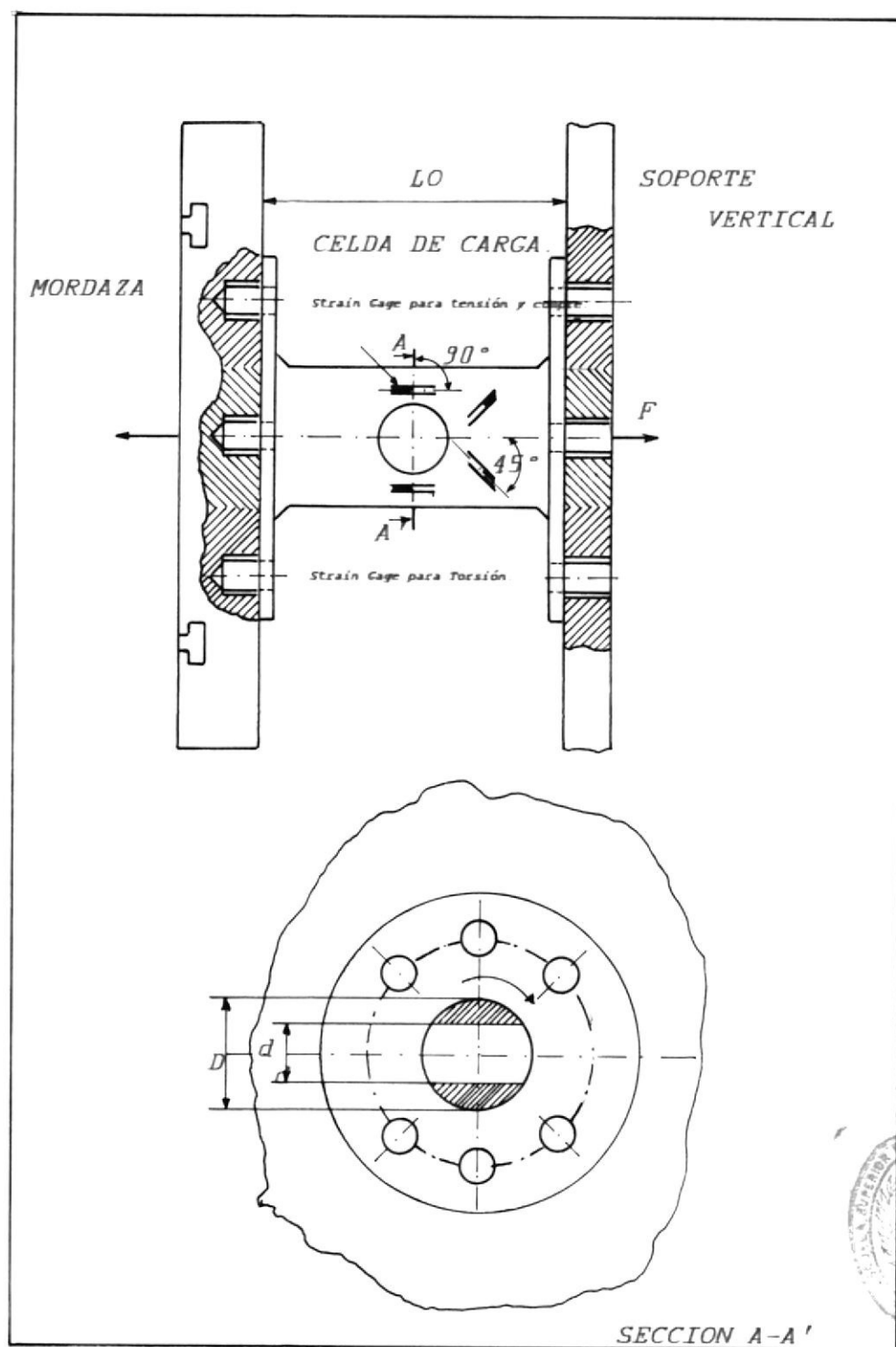


Fig. (3.2-1)

sección de calibración de la celda de carga.

La figura 3.2.1 presenta la celda de carga elegida y su adaptación a la máquina que estamos diseñando, así como la disposición de los extensómetros de resistencia eléctrica. Ver parte 15 de la figura 3.1.1-7.

Según observamos en la figura (3.2-1), la celda de carga en uno de sus extremos agarra a la mordaza 13 por medio de pernos y por el otro extremo se sostiene del soporte vertical 16, también por medio de pernos.

Para realizar el cálculo debemos establecer un compromiso entre la resistencia del material de la celda de carga y la calidad (sensitividad) de deformación localizada; es decir que trataremos de obtener la mayor indicación posible de los extensómetros de resistencia eléctrica, tanto para tensión como para torsión sin que falle la celda de carga.

La celda de carga debe resistir el torque máximo provocado por el sistema $T = 294840 \text{ Kg}_\ast\text{-mm}$. La fuerza de tensión o compresión máximas de $T = 3629 \text{ Kg}_\ast$ y además un momento flector provocado por el

peso de la mordaza W dado que la celda de carga está en cantiliver. Despreciando el peso propio de la celda de carga, debido a que es pequeño comparado con el peso de la mordaza, tenemos:

Peso aproximado de la mordaza 13 con dimensiones tomadas del plano PQ13.

$$\begin{aligned} \text{Peso mordaza} &= (\text{Volumen})(\text{Peso específico del acero}) \\ &= W_m \end{aligned} \quad (3.2-1)$$

$$W_m = \frac{\pi}{4} (350)^2 (67.5 \text{ mm}) (7.8 \times 10^3 \text{ Kg}_f/\text{m}^3) \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3}$$

$$W_m = 50.66 \text{ Kg}_f.$$

Si asumimos que el peso actúa justamente en el extremo izquierdo de la mordaza, el momento flector será:

$$M_f = W_m L = 50.66 L$$

Podemos aproximar y decir que:

$$M_f = 51 L \quad (3.2-2)$$

De la figura 4.37 pag 101 referencia (2), para las diferentes cargas presentadas en el problema tenemos:

AXIAL

$$\sigma_{nom} = \text{Esfuerzo nominal} = \frac{F}{A} \quad (3.2-3)$$

FLEXION

$$\sigma_{nom} = \text{Esfuerzo nominal} = \frac{MC}{I} \quad (3.2-4)$$

TORSION

$$\tau_{nom} = \text{Esfuerzo nominal} = \frac{TC}{J} \quad (3.2-5)$$

Donde:

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

$$\frac{I}{C} \approx \frac{\pi D^3}{32} - \frac{d^3}{6}$$

$$\frac{I}{C} \approx \frac{\pi D^3}{16} - \frac{d^3}{6} - \frac{d D^2}{6}$$

$$F = 3629 \text{ Kg}_\ast$$

$$T = 294840 \text{ Kg}_\ast\text{-mm}$$

$$M_\ast = 51L \text{ donde } L = 110 \text{ mm}$$

Reemplazando en (3.2-3), (3.2-4) y (3.2-5), considerando factores de concentración para cada uno de los esfuerzos presentados; es decir K_{t1} axial, K_{t2} flexión, K_{t3} torsión y $r=d/D$ de lo que $d = rD$, así:

$$\sigma_x = \frac{3629 K_{t1}}{\frac{\pi}{4} - r D^2} + \frac{51 L K_{t2}}{\frac{\pi}{32} - \frac{r^2}{6} D^3} \quad (3.2-6)$$

$$\tau_{xy} = \frac{294840 \text{ Kts}}{\frac{\pi}{16} \frac{r^3}{6} \frac{r}{6} D^3} \quad (3.2-7)$$

Los esfuerzos y deformaciones principales para esfuerzos combinados serán:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left[\frac{\sigma_x}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.2-8)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left[\frac{\sigma_x}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.2-9)$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1 - \mu \sigma_2}{E} \quad (3.2-10)$$

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2 - \mu \sigma_1}{E} \quad (3.2-11)$$

Considerando Von Mises tenemos:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} = \frac{0.75 S_{ut}}{n}$$

Despejando $n =$ Factor de seguridad

$$n = \frac{0.75 S_{ut}}{\sigma'}$$

Donde:

$$\sigma' = \sqrt{4 \left[\frac{\sigma_x}{2} \right]^2 + 3 (\tau_{xy})^2}$$

Esto implica que:



$$n = \frac{0.75 S_{ut}}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2}} \quad (3.2-12)$$

Sabiendo que el material a utilizarse es acero con:

$$S_{ut} = 90 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

$$u = 0.292$$

$$E = 21122.449 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$$

Tenemos los resultados presentados en la tabla (3), eligiendo a aquella que me de un factor de seguridad a plena carga de 2.56, permitiendonos a baja carga obtener deformaciones lo suficientemente altas que puedan ser recogidas por el indicador sin que falle la celda de carga. (Ver el plano PQ15).

3.3.- CONSTRUCCION Y MONTAJE

Tanto la construcción como el montaje se lo llevó a cabo en los Talleres de la Facultad. Una vez elaborados los planos de cada una de las piezas que componen las máquinas, se procedió a adquirir los materiales en los distintos comercios especializados de la ciudad para luego pasar a trabajarlos formando las distintas piezas requeridas de la máquina.

Para vigilar el trabajo a realizarse se elaboró una tabla como la presentada en la tabla # 8, donde se muestra el número del plano de la pieza a

elaborarse, así como el trabajo a realizarse en dichos elementos.

La figura (3.3-1) y (3.3-2) demuestran el maquinado que se efectuó en una de las piezas por los trabajadores calificados de los talleres de la Institución. Luego de tener elaboradas todas las piezas se procedió a realizar un estricto control de la calidad del trabajo realizado, el mismo que mostramos en la figura (3.3-3) y (3.3-4) con el propósito de brindar un trabajo verdaderamente profesional. Después de controlar las dimensiones de los elementos y comprobar que estaban bien realizados se procedió al montaje como se muestra en la figura (3.3-5), (3.3-6) y (3.3-7) hasta concluir con el aspecto final de la máquina, mostrado en la figura (3.3-8).



Fig. (3.3-3) CONTROL DE DIMENSIONES DE PQ6.



Fig. (3.3-4) CONTROL DE DIMENSIONES DE PQ1



Fig. (3.3-5) MONTAJE PARCIAL DEL NUCLEO CORRERIZO.

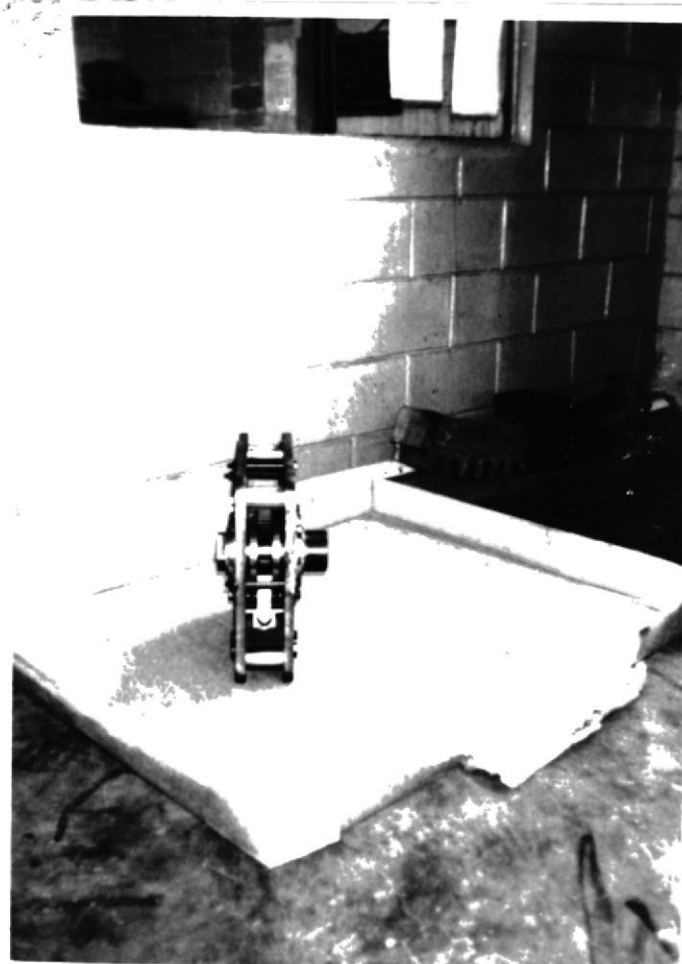


Fig. (3.3-6) MONTAJE TOTAL DEL NUCLEO CORRERIZO.

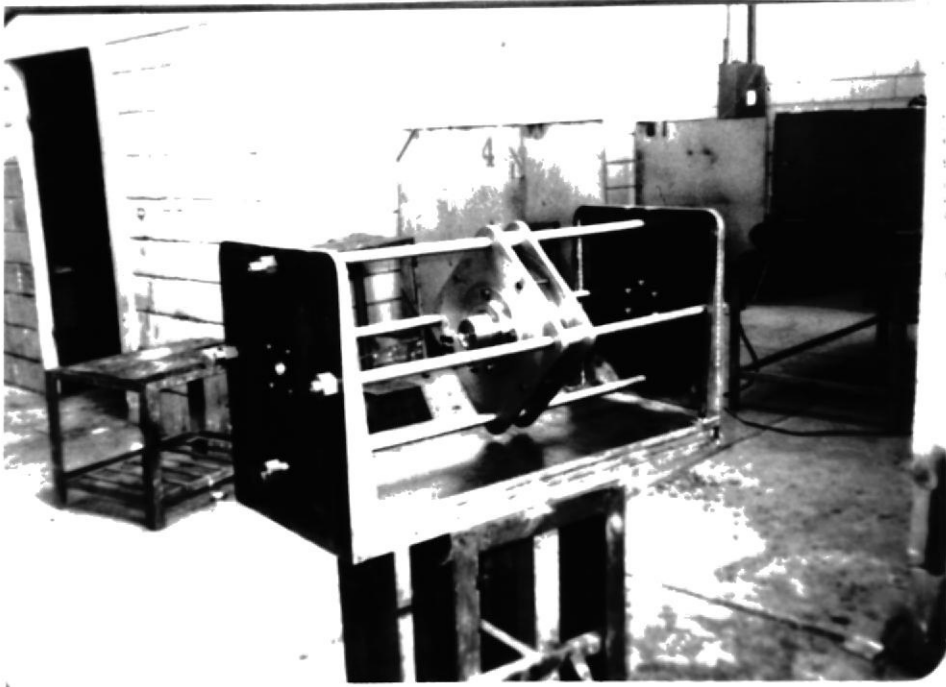


Fig. (3 3-7) NUCLEO CORRERIZO EN EL BASTIDOR.

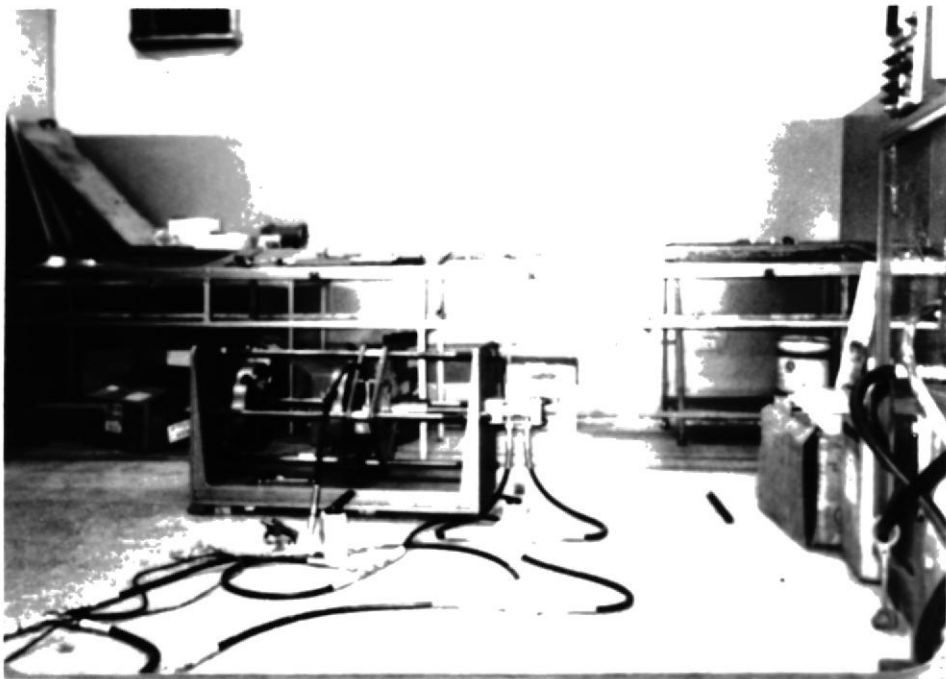


Fig. (3 3-8) ASPECTO FINAL DE LA MAQUINA CON SU CIRCUITO HIDRAULICO SIN LAS LUNETAS.

CAPITULO 4

TRABAJO EXPERIMENTAL

4.1.- CALIBRACION DE LA CELDA BIAxIAL DE CARGA

La calibración de la celda biaxial de carga se lo realizará con la misma máquina, puesto que podemos conocer la presión que estamos aplicando a los distintos cilindros hidráulicos, por medio del manómetro que se encuentra acoplado al sistema oleohidráulico, y del análisis siguiente podemos conocer la fuerza tanto de torsión, tracción como de compresión que estamos aplicando: Presión que es un tipo de esfuerzo provocado por los fluidos y viene dado por:

$$P = F/A \quad (4.1-1)$$

Donde

P = Presión aplicada

F = Fuerza resultante

A = Area donde está siendo aplicado el fluido en el pistón

Es decir,

$$F = P.A \quad (4.1-2)$$

A_c = Area pistón en comp. ((31) en fig. 3.1.1-7)

Para torsión:

Aquí debemos tomar en cuenta la derivación que sufre la fuerza, debido a que es aplicada a la biela PQ 19 de la manera siguiente.

Si observamos la figura 4.1-2 tenemos:

$$F_p' = F_p \cos \alpha \quad (4.1-5)$$

$$F_t = F_t' \cos \alpha \quad (4.1-6)$$

Como el área varía en cada efecto tenemos:

Para tracción:

$$F_t = P A_t \quad (4.1-3)$$

Donde

F_t = Fuerza tracción

P = Presión aplicada

A_t = Área pistón p/tracción ((31) en fig. 3.1.1-7)

Para compresión:

$$F_c = P A_c \quad (4.1-4)$$

Donde

F_c = Fuerza compresión

P = Presión aplicada

A_c = Área pistón en comp. ((31) en fig. 3.1.1-7)

Para torsión:

Aquí debemos tomar en cuenta la derivación que sufre la fuerza, debido a que es aplicada a la biela PQ 19 de la manera siguiente.

Si observamos la figura 4.1-2 tenemos:

$$F_{P'} = F_P \cos \alpha \quad (4.1-5)$$

$$F_t = F_{P'} \cos \alpha \quad (4.1-6)$$

$$F_t' = F_p' \quad (4.1-7)$$

$$F_p = P A_{tor} \quad (4.1-8)$$

Combinando todas las fórmulas tenemos:

$$F_{tor} = P A_{tor} \cos^2 \alpha \quad (4.1-9)$$

Donde

F_{tor} = Fuerza de torsión

A_{tor} = Area de torsión ((30) en la fig. 3.1.1-7)

P = Presión aplicada

α = Angulo que se desvía la biela respecto de la horizontal.

Este ángulo fue despejado de la figura 3.1.2-29 y es igual a,

$$\alpha = 23.5827^\circ = 23^\circ 34' 58''$$

De la fórmula 4.1-9, tenemos que:

$$F_t = 0.8399 P A_{tor} \quad (4.1-10)$$

De la referencia 7,

$$A_e = 0.344 \text{ pulg}^2$$

$$A_c = 0.785 \text{ pulg}^2$$

$$A_{tor} = 0.994 \text{ pulg}^2$$

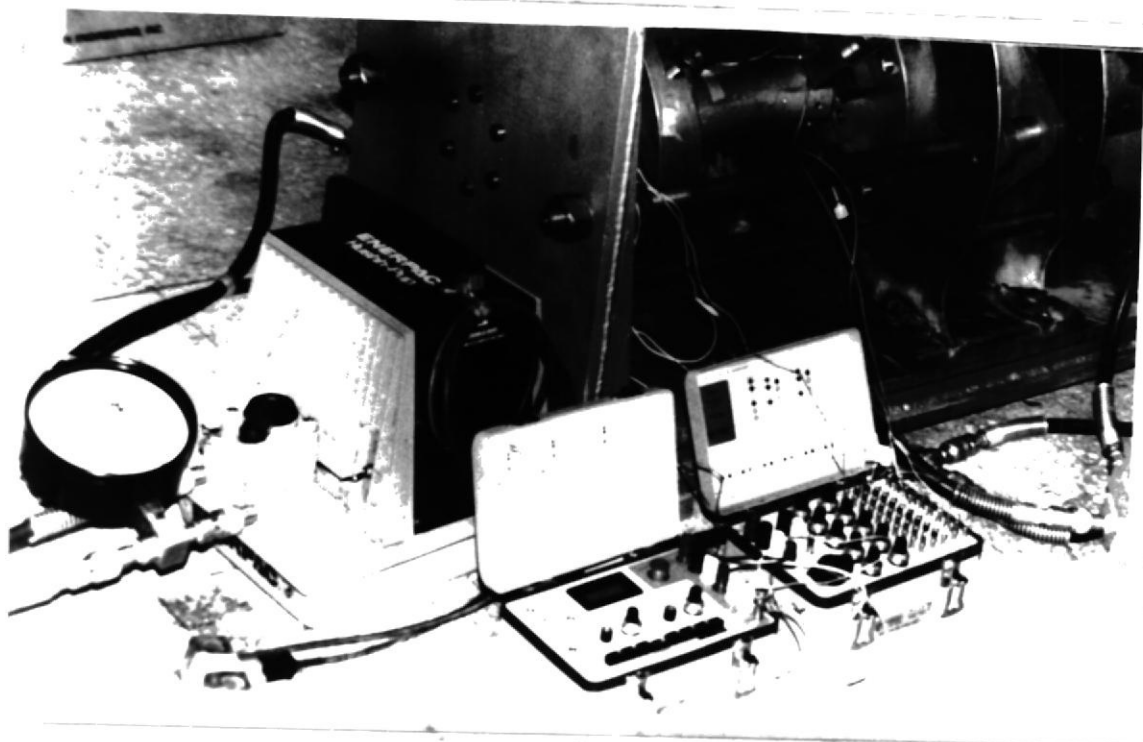


Fig. (4.1-1).- Vista del arreglo donde se presenta el manómetro y el indicador de deformación.

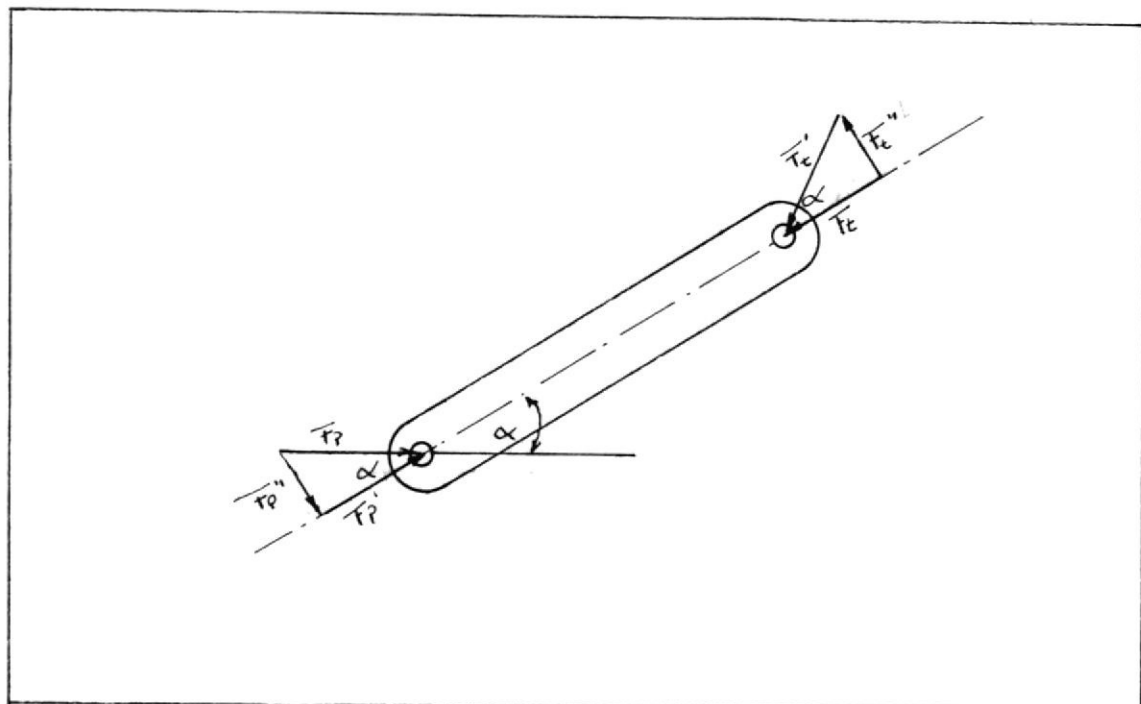


Fig. (4.1-2).- Diagrama en cuerpo libre de las fuerzas que intervienen en PQ19.

Del análisis anterior podemos saber las cargas aplicadas por medio de la presión impuesta en los pistones; estos datos son presentados en la tabla #4.

Con la presión aplicada en los distintos pistones podemos obtener tres tipos de combinaciones tracción-torsión, torsión-compresión y torsión pura y así obtener los esfuerzos combinados.

Pegando medidores de deformación a la celda de carga, como mostramos en la figura (4.1-3), y conectandolos a un indicador de deformación con los distintos estados de esfuerzos que podemos obtener a distintos rangos de presión por medio de una válvula de alivio y como indicador un manómetro acoplado al sistema oleohidráulico (ver fig.4.1-1) podemos calibrar la celda de carga.

Inicialmente, para obtener las deformaciones se utilizaron los gages (1) y (3) para torsión y los gages (4) y (5) ó (9) y (8) para obtener las deformaciones debido a torsión-tracción compresión.

Encontrando en estos últimos el efecto de arrugamiento comunmente encontrado en los cilindros de paredes delgadas cuando este es sometido a

compresión. Resultando difícil encontrar datos manejables en los gages 4, 5, 9 y 8, se optó por colocar un gage alejado del concentrador identificado como (10) en la figura (4.1-3). Los datos obtenidos en esta experiencia se muestran en la tabla 9 y el procedimiento a seguir fué el que a continuación describimos:

1°. Conectamos medio puente al registrador de deformación con los Gages (1) y (3) de la figura (4.1-3) y un cuarto de puente con el gage (10) (usando el sub T Balancer y el Strain register fig (4.1-1).

2°. Nos cercioramos de que el Gage factor este bien colocado luego procedemos a balancear el puente.

3°. Encendemos la bomba hidráulica y por medio de la válvula de alivio V-152 identificada como (G) en la fig. (3.1.3-1) procederemos a variar la presión de 500 psi en 500 psi de tal manera que nos permita obtener los suficientes puntos y construir una curva de calibración.

4°. Accionando las válvulas direccionales Vc-4L y Vc-3L identificadas como (c) y (D) respectivamente podemos obtener las combinaciones deseadas esto es

tracción-torsión, torsión-compresión y torsión pura. Para obtener torsión pura se debe cerrar el paso de el fluido al pistón de doble acción ya sea cerrando la línea con (E) o desconectando esta parte del sistema.

5°. En cada cambio de presión se debe apuntar las indicaciones de los dos puentes construidos; lo que debe repetirse para cada combinación de carga.

En la tabla (9) se presentan los datos obtenidos en la experiencia, donde se repitió 4 veces la experiencia para cada combinación de carga.

Utilizando el método estadístico de los mínimos cuadrados; sabiendo que la curva a obtener es de primer grado (la carga es proporcional a la deformación en el rango elástico), encontraremos la mejor curva que se amolda a estos puntos.

De la fig. (4.1-4):

la ecuación de la recta es:

$$P = m E + b \quad (4.1-11)$$

Donde:

P = Carga aplicada

m = Pendiente de la recta

E = Deformación

b = Intercepto con las ordenadas.

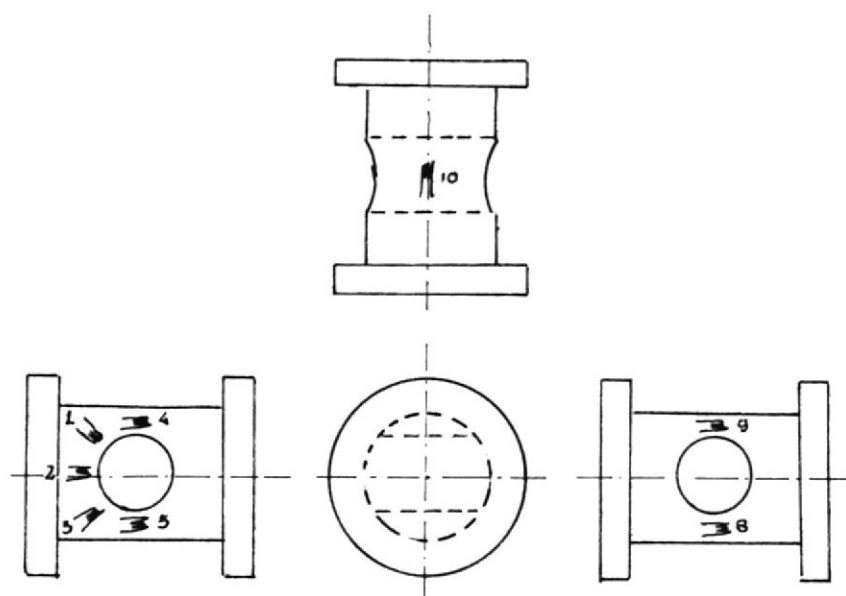


Fig (4 1-3)

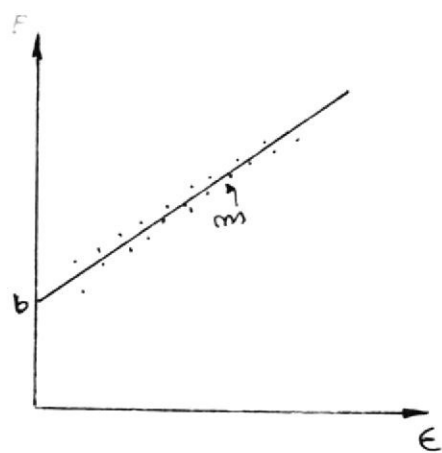


Fig (4 1-4)

m y b vienen dados por las fórmulas.

$$m = \frac{N \sum(E_1 P_1) - \sum E_1 \sum P_1}{N \sum E_1^2 - (\sum E_1)^2} \quad (4.1-12)$$

$$b = \frac{\sum P_1 \sum E_1^2 - \sum E_1 \sum(E_1 P_1)}{N \sum E_1^2 - (\sum E_1)^2} \quad (4.1-13)$$

donde N = número de puntos considerados

E_1 = Puntos en el eje de las abcisas E

P_1 = Puntos en el eje ordenado P

En la tabla 9 presentamos como varía la pendiente y la intercepción con la ordenada (m,b) de tal forma que podemos apreciar que sucede con el experimento.

La fig. (4.1-5) al (4.1-9) nos muestran gráficamente la forma que toma la curva de calibración.

CURVA DE CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.
TORSION-TRACCION.
GAGES 1 y 3.

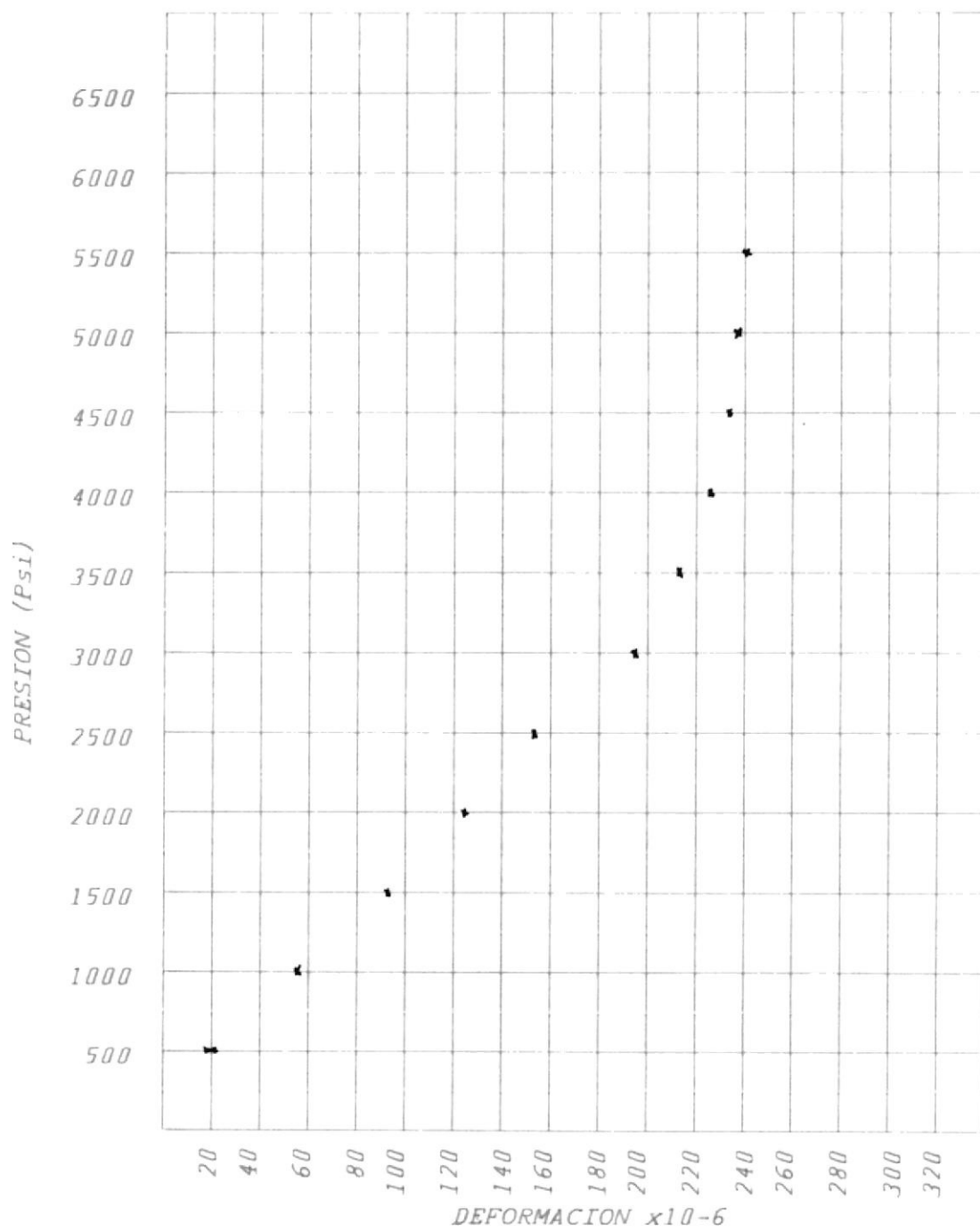


Fig. (4.1-5)

CURVA DE CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.
TORSION-TRACCION.
GAGE 10

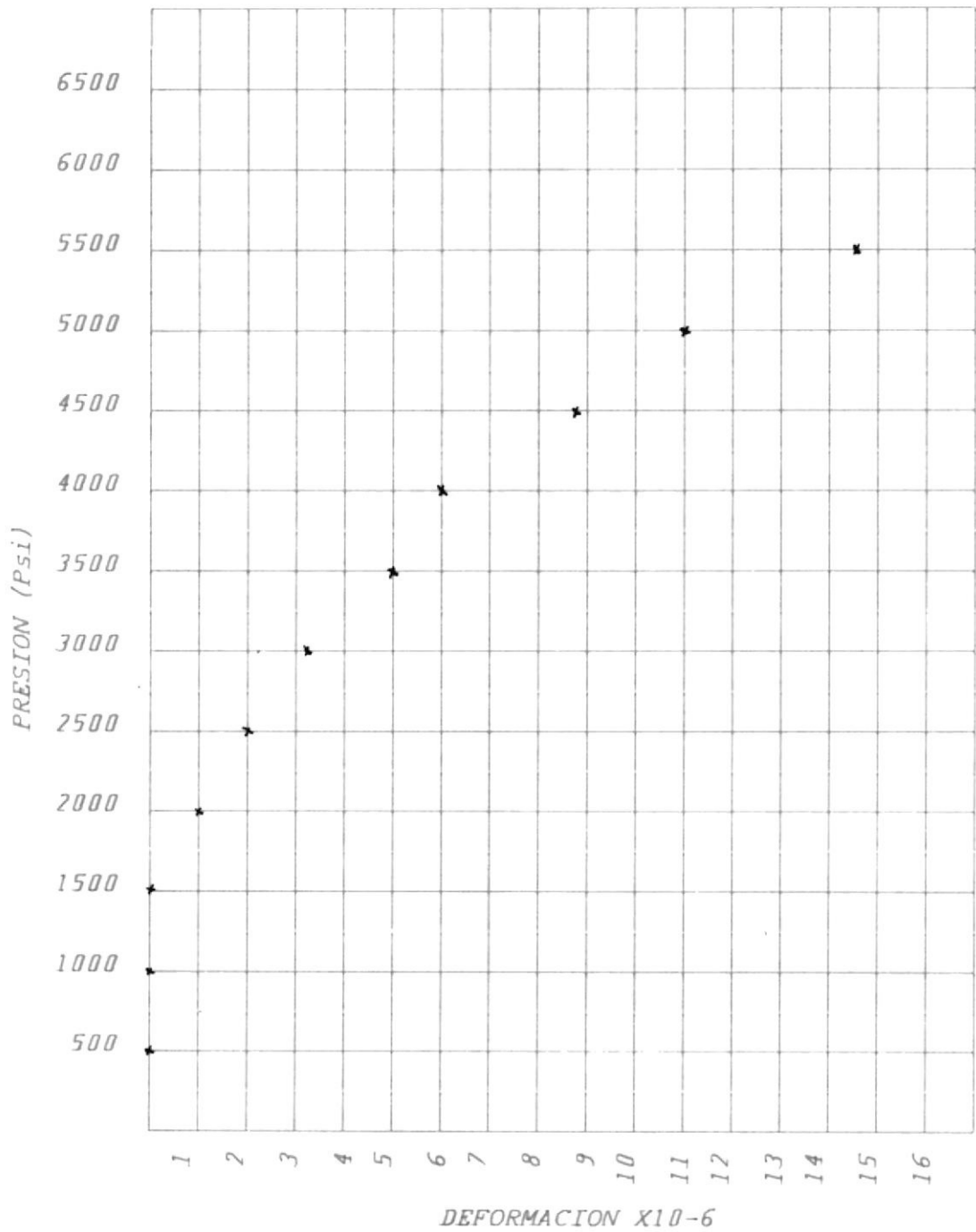


Fig. (4.1-6)

CURVA DE CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.
TORSION-COMPRESION.
GAGES 1 y 3.

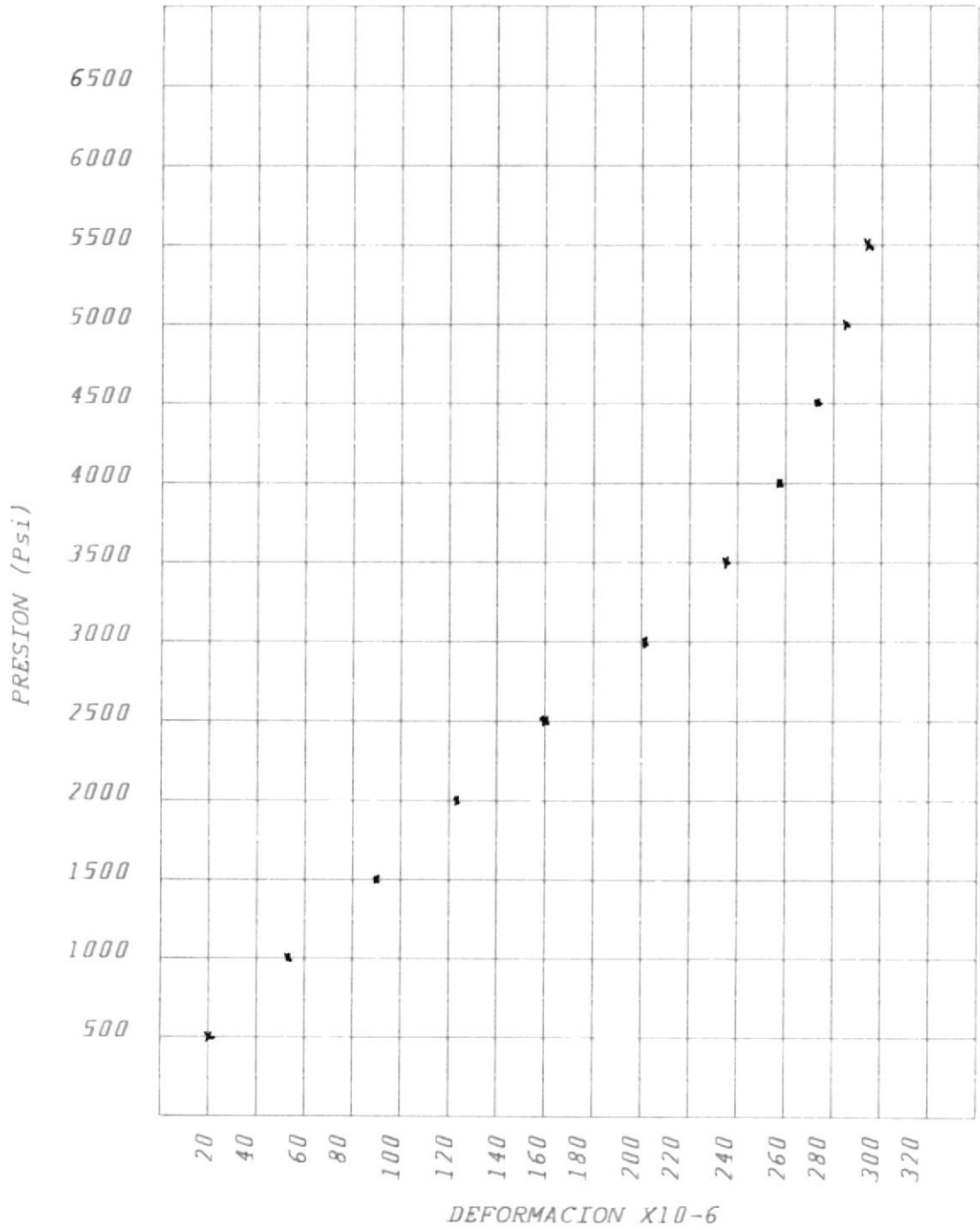


Fig. (4.1-7)

CURVA DE CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.
TORSION-COMPRESION.
GAGE 10.

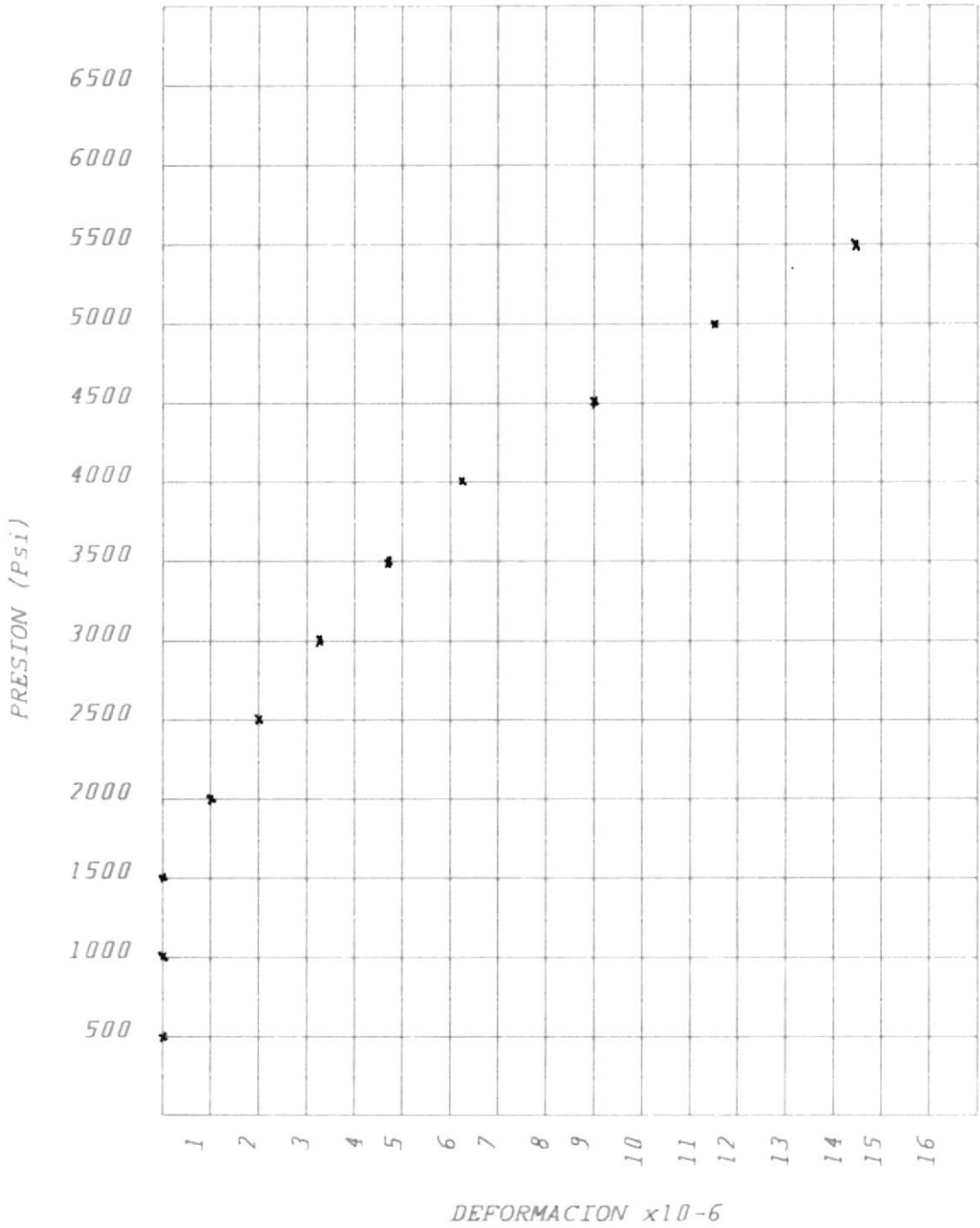


Fig. (4.1-8)

CURVA DE CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.
TORSION.
GAGES 1y 3.

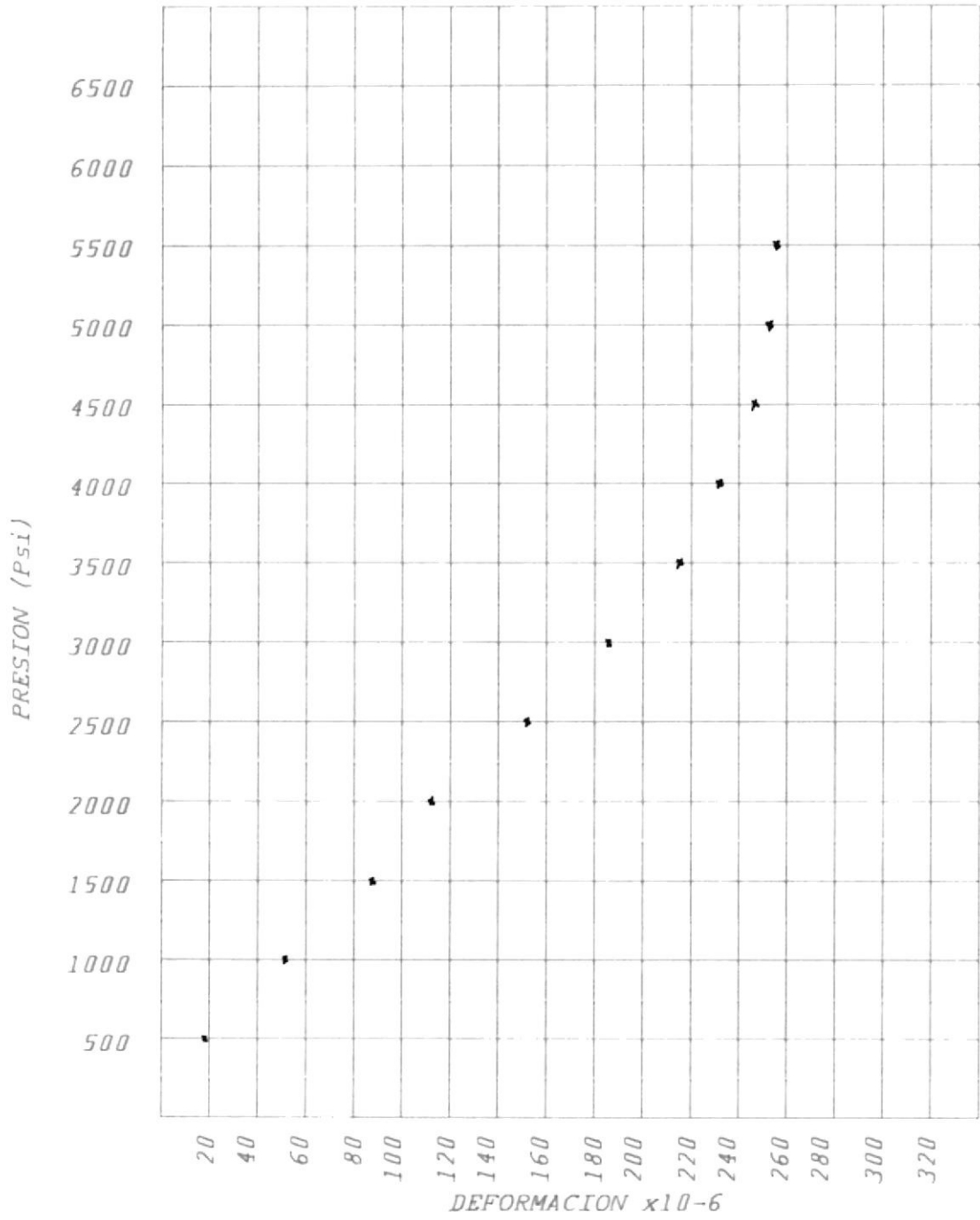


Fig. (4.1-9)

4.2.- OBTENCION DE DATOS EXPERIMENTALES PARA DISTINTAS COMBINACIONES DE CARGA.

En esta sección procedemos a determinar experimentalmente utilizando medidores de deformación con el respectivo equipo como el mostrado en la figura (4.1-1).

El factor de seguridad más aproximado a lo real de algunas partes de la máquina utilizando medidores de deformación unidireccional donde consideramos conocida la dirección de las deformaciones principales, y rosetas de deformación en las partes donde no son conocidas las deformaciones principales estas partes son las que describimos a continuación:

| DENOMINACION | PLANO N° | MATERIAL | GAGE N° |
|---------------------|----------|----------|-------------|
| Suj. Pistón Tensión | PQ2 | SAE 4337 | 12 (Unid.) |
| Guías | PQ5 | SAE 4337 | 13 (Unid.) |
| Barra Tensión | PQ6 | SAE 4337 | 14 (Unid.) |
| Lunetas | PQ27 | A 36 | 15 (R.Rec.) |
| Bastidor | PQ14 | A 36 | 16 (") |
| Parte Sup. Soporte | PQ16 | A 36 | 17 (") |
| Vertical Derecho | | | |
| Parte Inf. Soporte | PQ16 | A 36 | 18 (") |
| Vertical Derecho | | | |
| Celda de Carga | PQ15 | SAE 4337 | 19 (") |

Los datos experimentales obtenidos son los presentados en la tabla 10 donde se utilizaron rosetas de deformación Rectangulares cuyos medidores de deformación estan dispuestos en ángulos de 0°, 45° y 90°, el material utilizado es acero con módulo de elasticidad promedio de 2.1×10^6 kgf/m².

Para encontrar el factor de seguridad de los elementos ya mencionados se deben seguir los pasos siguientes:

Para roseta rectangular

Primeramente encontramos el valor de las deformaciones principales, esto viene dado por la ecuación (2.3.3-20) que dice:

$$\epsilon_{\max} = \frac{1}{2} (\epsilon_1 + \epsilon_3) + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2}$$

$$\epsilon_{\min} = \frac{1}{2} (\epsilon_1 + \epsilon_3) - \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2}$$

Donde ϵ_1 , ϵ_2 , ϵ_3 = Son el valor de las deformaciones dados por las rosetas triangulares a 0°, 45° y 90° respectivamente.

Luego procederemos a calcular los esfuerzos principales a partir de (2.1.1-28), esto es:

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_{\max} + \mu \epsilon_{\min})$$

$$\sigma_{\min} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_{\min} + \mu \epsilon_{\max})$$

Enseguida aplicando una de las teorías de falla, en nuestro caso la de Von Misses que es la teoría de falla más conveniente para materiales dúctiles con el propósito de encontrar el factor de seguridad esto es:

De (2.2-36) tenemos que:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 - \sigma_{\max}\sigma_{\min} + \sigma_{\min}^2}}$$

Donde: n = Factor de seguridad; y,

S_y = Esfuerzo permisible para fluencia del material a tratar.

Para materiales dúctiles se cumple que:

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

Donde S_{ut} = Esfuerzo Ultimo Tensil.

Para medidor de deformación unidireccional

En este caso, la deformación obtenida por el medidor de deformación es la deformación principal,

por lo que el esfuerzo principal viene dado por:

$$\sigma_{\text{principal}} = \frac{E}{1 - \mu^2} \epsilon_{\text{principal}}$$

Así mismo aplicando Von Misses el factor de seguridad viene dado:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\text{principal}}}$$

Los resultados de cada una de las piezas a tratar son presentados en la tabla 10.

A continuación presentamos un ejemplo del cálculo para la Roseta Rectangular 15 colocada en la luneta.

De la tabla 10 tenemos:

$$\epsilon_1 = -18 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_2 = 29 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_3 = 50 \times 10^{-6}$$

Aplicando las fórmulas antes mencionadas tenemos:

$$\epsilon_{\text{max}} = \frac{1}{2}(-18+50) + \frac{1}{2} \sqrt{(-18-50)^2 + [2(29) - (-18+50)]^2}$$

$$\epsilon_{\text{max}} = 52.4 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\text{min}} = \frac{1}{2}(-18+50) - \frac{1}{2} \sqrt{(-18-50)^2 + [2(29) - (-18+50)]^2}$$

$$\epsilon_{\text{min}} = -20.4 \times 10^{-6}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2.1 \times 10^4}{1 - (0.292)^2} [52.4 - (20.4)(0.292)] \times 10^{-6}$$

$$\sigma_{\max} = 1.066 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{2.1 \times 10^4}{1 - (0.292)^2} [-20.4 + (52.4)(0.292)]$$

$$\sigma_{\min} = -0.117 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$n = \frac{(0.75)(0.24 \text{ Kgf/mm}^2)}{\sqrt{1.066^2 + (1.066)(0.117) + 0.117^2}} = 16$$

$$n = 16 \text{ Arreglo Torsión-Tracción}$$

ARREGLO TORSION-COMPRESION.

$$\epsilon_1 = -21 \times 10^{-6}, \epsilon_2 = 41 \times 10^{-6}, \epsilon_3 = 58 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{1}{2}(-21+58) + \frac{1}{2} \sqrt{(-21-58)^2 + [2(41) - (-21+58)]^2}$$

$$\epsilon_{\max} = 63.95 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\min} = \frac{1}{2}(-21+58) - \frac{1}{2} \sqrt{(-21-58)^2 + [2(41) - (-21+58)]^2}$$

$$\epsilon_{\min} = -26.95 \times 10^{-6}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2.1 \times 10^4}{1 - (0.292)^2} [63.95 - (26.95)(0.292)] \times 10^{-6}$$

$$\sigma_{\max} = 1.29 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{2.1 \times 10^4}{1 - (0.292)^2} [-26.95 + (63.95)(0.292)]$$

$$\sigma_{\min} = -0.19 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$n = \frac{(0.75)(0.24 \text{ Kgf/mm}^2)}{\sqrt{1.29^2 + (1.29)(0.19) + 0.19^2}} = 16$$

$$n = 12.9 \text{ Arreglo Torsión-Compresión}$$

También en esta sección se realizó una experiencia cumpliendo con el propósito para el que fue creada la máquina. Se sometió a una probeta de aluminio a la cual se la había preparado previamente colocando una roseta de deformación rectangular a esfuerzos combinados de tracción-torsión, compresión-torsión pura de tal manera que podemos notar como varía la realidad de nuestros conceptos teóricos, con el propósito de tener una pauta cuando estemos realizando un diseño.

Además sabemos de:

Fórmula (4.1-3) que,

$$F_t = P A_t$$

Fuerza tensil = Presión aplicada por área del pistón para tensión.

Fórmula (4.2-4)

$$F_c = P A_c$$

Fuerza compresión = Presión aplicada por área del pistón para compresión.

Y de la fórmula (4.1-10)

$$F_t = 0.8399 P A_{tor}$$

Fuerza de torsión = Factor de diseño por presión aplicada por área de pistón-torsión.

$$\text{Donde: } A_t = 221.9 \text{ mm}^2$$

$$A_c = 506.5 \text{ mm}^2$$

$$A_{tor} = 641.2 \text{ mm}^2$$

Como el experimento se realizó para una fuerza aplicada de 10000 psi = 7030 Kgf/mm² = 703 Kgf/cm², de la tabla 4 tenemos:

$$F_t = 1560 \text{ Kgf}$$

$$F_c = - 3560 \text{ Kgf}$$

$$F_{tor} = 3786.6 \text{ Kgf}$$

Para 5000 psi, tenemos:

$$F_t = 730 \text{ Kgf}$$

$$F_c = - 1780.35 \text{ Kgf}$$

$$F_{tor} = 1893.3 \text{ Kgf}$$

Las características del espécimen ensayado son:

$$\text{Diámetro exterior} = 89 \text{ mm} = D_e$$

Material = Aluminio

$$\text{Módulo de Elasticidad} = E = 7339.45 \text{ Kgf/mm}^2 = 733945 \text{ Kgf/cm}^2$$

Relación de Poisson = $\mu = 0.32$

Diametro interior = $D_i = 79 \text{ mm}$

La Roseta utilizada es una Roseta Rectángular, cuyas fórmulas son las anotadas en (2.3.3-20), así:

De la tabla 11 para Tracción-Torsión tenemos:

$$\epsilon_1 = -310 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}$$

$$\epsilon_2 = 70 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_3 = 358 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\max} = 361 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}$$

$$\epsilon_{\min} = -313 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}$$

Luego:

$$\sigma_{\max} = 2.13 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = -1.61 \text{ Kgf/mm}^2$$

Así, experimentalmente tenemos:

$$\sigma_{\max} = 2.13 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = -1.61 \text{ Kgf/mm}^2$$

Teóricamente tenemos:

De las fórmulas (3.1.1-15) y (3.1.1-16):

$$\sigma_{\max} = \frac{2 Ft}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} + \sqrt{\left[\frac{2 Ft}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \right]^2 + \left[\frac{16(F_{\text{tor}})65D_e}{\pi(D_e^4 - D_i^4)} \right]^2}$$

$$\sigma_{\max} = 2.66 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{2 Ft}{\pi(De^2 - Di^2)} - \sqrt{\left[\frac{2 Ft}{\pi(De^2 - Di^2)} \right]^2 + \left[\frac{16(F_{tor})65De}{\pi(De^4 - Di^4)} \right]^2}$$

$$\sigma_{\min} = - 2.067 \text{ Kgf/mm}^2$$

Así, teóricamente tenemos que:

$$\sigma_{\max} = 2.66 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = - 2.067 \text{ Kgf/mm}^2$$

Si observamos los resultados teóricos y los experimentales tenemos que los resultados teóricos son un poco más conservadores que los experimentales.

20 -----> 30 Es más conservador.

De la tabla 11, Compresión- Torsión:

$$\epsilon_1 = - 417 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_2 = - 116 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_3 = 342 \times 10^{-6}$$

Aplicando las mismas fórmulas que para Tracción- Torsión tenemos:

$$\epsilon_{\max} = 350 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\min} = - 425 \times 10^{-6}$$

Experimentalmente:

$$\sigma_{\max} = 1.75 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = - 2.56 \text{ Kgf/mm}^2$$

Teóricamente:

$$\sigma_{\max} = 1.756 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = - 3.1 \text{ Kgf/mm}^2$$

Así mismo considerando los resultados, los teóricos son más conservadores que los experimentales.

De la tabla 11 Para Torsión Pura.

$$\epsilon_1 = - 330 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_2 = 20 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_3 = 344 \times 10^{-6}$$

Aplicando las fórmulas anteriores para la parte experimental tenemos:

$$\epsilon_{\max} = 344 \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_{\min} = - 330 \times 10^{-6}$$

Así mismo:

$$\sigma_{\max} = 1.95$$

$$\sigma_{\min} = - 1.80$$

Teóricamente de las fórmulas (3.1.1-3) y (3.1.1-4) para Torsión Pura:

$$\sigma_{\max} = \frac{16 F_{\text{tor}} (65) D_e}{\pi (D_e^4 - D_i^4)}$$

$$\sigma_{\max} = 2.34 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = - \frac{16 F_{\text{tor}} (65) D_e}{\pi (D_e^4 - D_i^4)}$$

$$\sigma_{\min} = - 2.34 \text{ Kgf/mm}^2$$

Así mismo como en el anterior vemos que lo teórico es más conservador que lo real.

CAPITULO 5

ANALISIS DE RESULTADOS

Si revisamos los datos de la tabla # 10 correspondientes a las características presentadas (factor de seguridad "n") de algunos elementos de la máquina donde se pegaron medidores de deformación tanto unidireccionales (Gages 12, 13, 14) como rosetas rectangulares (Gages 15, 16, 17, 18, 19) sometidas a los mayores estados de esfuerzos que puede generar la máquina, siendo estos Tracción-Torsión y Compresión-Torsión y escogiendo de éstos el que nos de menor factor de seguridad por ser el que representa el estado más crítico del elemento, tenemos que:

- En el sujetador del pistón de tensión (Plano PQ2) observamos que el menor factor de seguridad obtenido experimentalmente ($n = 24.5$, Gage 12) es mayor que el considerado en la parte teórica ($n = 4$), debido a que las dimensiones finales de este elemento son más grandes que las obtenidas al realizar el cálculo teórico solo considerando el esfuerzo uniaxial presente. Pero, al considerar la parte roscada del elemento vemos que necesitamos un mayor diámetro para que no falle. Debemos considerar también que el pistón sujetado por estos cuatro elementos por más que se quiera no quedará perfectamente centrado dando como resultado que uno de los sujetadores este más o menos

- tensionados que los otros.
- En las guías (plano PQ 5) distinguimos así mismo que el factor de seguridad experimental ($n = 71.8$, Gage 13) es mucho mayor que el considerado en la parte teórica ($n=4$). Aquí colocamos también un medidor de deformación axial dirigido a lo largo de las guías, aunque hubiera sido más preciso colocar una roseta de deformación puesto que existe un cierto instante antes de que las guías se asienten completamente en las lunetas (identificadas como 33 en el plano general PQ) donde estarán sometidas a cargas flectoras provocadas por la reacción al movimiento de torsión, sin embargo en el cálculo realizado no se consideró momento flector debido a que por ese motivo se colocaron las lunetas 33 para que transmitiera esta reacción hacia el bastidor 14 de la máquina, pero si consideramos esfuerzo cortante y así mismo como en los sujetadores hemos elegido un diámetro mayor al obtenido en el cálculo debido a las partes roscadas de las guías.
 - La barra de tensión (plano PQ 6) si comparamos el factor de seguridad obtenido experimentalmente ($n = 14.4$, Gage 14) es grande con respecto al considerado en la parte teórica ($n = 4$), en este elemento por ser bastante crítico hemos considerado vida finita acelerando las experiencias ha realizarse en la

máquina, así mismo hemos involucrado en las dimensiones finales un diámetro mayor al obtenido en los cálculos por considerarse las dimensiones de los rodamientos cónicos que acoplan a éste elemento con el resto de la máquina, en especial el diámetro interior del rodamiento comparado con el diámetro exterior de la barra de tensión necesitada. Con el ánimo de no desperdiciar material al tratar de cumplir con el diámetro exterior necesitado en la barra de tensión y al mismo tiempo que acople con el diámetro interior del rodamiento, decidimos que estos dos diámetros sean iguales y así ganar dándole mayor seguridad a éste elemento.

- Luneta (plano PQ 27) aquí la parte experimental ($n = 12.9$, Gage 15) es también considerable pero aunque calculamos la mínima sección transversal que debería tener sin que llegara a doblarse, nuestra preocupación en el cálculo teórico se centro en que el espesor de la plancha fuera el indicado para que al sufrir la reacción provocada por el movimiento de torsión transmitida a las guías y ésta a las lunetas no llegará a aplastarse permitiendo con cumplir con el propósito para el cual fue creado y es el de aliviar el esfuerzo provocado en las guías, permitiéndonos elegir diámetros de guías más delgadas que las que se tendrían que elegir si consideramos el momento flector provocado por

la reacción al movimiento de torsión.

- Bastidor (Plano PQ 14) éste como es en realidad donde se asienta todo el equipo y es el lugar donde van a conjugarse todas las reacciones en los distintos elementos de la máquina, está bien el considerar mientras no resulte muy oneroso factores de seguridad como el presentado experimentalmente ($n = 35.8$, Gage 16) resultando elevado por elegir dimensiones finales más grandes que las obtenidas por medio de cálculo.

- Soporte vertical derecho (plano PQ 16) parte superior ($n = 2.74$, Gage 17) y parte inferior ($n = 5.24$, Gage 18) observamos que los factores de seguridad son pequeños comparados con los obtenidos en los casos anteriores e inclusive uno de ellos es más pequeño que el teórico elegido, esto se debe a que los rigidizadores elegidos identificados como 25 en el plano general PQ resultaron pequeños para el tipo de cargas involucradas y en el lugar donde resulto menor que el elegido teóricamente se debe a que este medidor lo colocamos justo donde existia un concentrador de esfuerzo que no se había considerado en el diseño teórico.

- Celda de carga (plano PQ 15) observamos que en la parte experimental ($n = 9.78$, Gage 19) resultó mayor que el

teórico esperado ($n = 2.56$), debido posiblemente a que el concentrador de esfuerzo práctico en esta celda de carga resultaba pequeño comparado con la cantidad de material existente en el eje macizo o posiblemente como analizaremos más adelante, aquí se conjugan tal estado de esfuerzos que lo obtenido por esta roseta no resulta una buena indicación de las deformaciones máximas presente en este elemento.

En lo que se refiere a la calibración de la celda de carga cuyos datos y resultados son presentados en la tabla # 9 observamos como varía la pendiente y el intercepto de la ordenada en los arreglos de los Gages (1), (3) y el gage (10) para Tracción-Torsión, Tracción-Compresión y Torsión pura. Vemos que con respecto a los Gages (1) y (3) la pendiente y el intercepto se conservan caso estables hasta la presión de 3500 Psi, a partir de esto la pendiente empieza a aumentar y el intercepto disminuye; es decir, que la variación que se estaba presentando de la deformación hasta ese instante empieza a disminuir debido a que la variación en la presión se conserva constante, esto significa que algún tipo de esfuerzo en la celda de carga empieza a aparecer del cual posiblemente una de sus componentes resta la deformación en la dirección que estamos sensando con los medidores de deformación.

En lo que respecta al Gage (10), las deformaciones obtenidas son tan pequeñas y por consiguiente las variaciones de deformación son también pequeñas no permitiendo una buena indicación para construir la curva de calibración.

En las tablas 5, 6, 7 presentamos el costo de los materiales utilizados en la máquina sin considerar el costo de la mano de obra, debido a que ésta fue construida en los talleres de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL. En total el costo de la máquina con todos sus accesorios sin incluir la mano de obra es aproximadamente S/. 1'417.938,°° sucres a un dólar de 250 sucres dando un total en dólares de USD 5.671 dollars.

Considerando el trabajo experimental en los datos de la tabla # 11 para la probeta de aluminio, podemos hacer una comparación de los resultados obtenidos experimentalmente con los obtenidos teóricamente para la misma carga y teniendo el elemento a ensayar las características conocidas. Si observamos los esfuerzos máximos obtenidos en la tabla # 11 verificamos que los teórico es más conservador que lo aproximado a lo real, debido a que los esfuerzos máximos y mínimos presentados en la parte teórica son mayor y menor respectivamente a lo que podemos alcanzar en la parte experimental.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- La adquisición de conocimientos no termina al concluir la carrera universitaria, debido a que en la sociedad moderna los cambios tecnológicos que se producen son tan rápidos que si no queremos quedarnos atrás no tendremos más remedio que actualizarnos constantemente en nuestros conocimientos. También con el propósito de enfrentarnos al mundo del trabajo se nos debe encaminar a la resolución de problemas concretos como el presentado en el documento que acabamos de escribir y nos ayuda a descubrir nuestras habilidades y tener más confianza en lo que estamos haciendo.

Esta obra nos presenta los pasos a seguir en la realización de un proyecto de diseño con algunos errores propios de la inexperiencia que serán rectificadas a medida que avancemos en nuestra profesión. Aún así esta obra es una buena guía para realizar un proyecto de diseño.

- La justificación de construir esta máquina además de la ventaja económica obtenida al ser construida con materiales existentes en nuestro país, es de estar dando un paso adelante en el desarrollo de nuestra tecnología; ganando experiencia en diseñar y construir

máquinas que antes eran exclusivamente de exportación, cerrando la brecha tecnológica que se tiene con los países especializados.

- La probeta elegida para realizar la experiencia dió muy buenos resultados puesto que resulta fácil colocar los medidores de deformación y además puede ser observado por siete personas con comodidad.
- La forma de sujetar la probeta por las mordazas es adecuada, debido a que las cargas que se pueden presentar son bastante grande que con otra forma de sujeción podría escurrir la probeta lo que daría muy malos resultados en la experiencia.
- La forma final de la máquina cumple con las expectativas de mejor posibilidad de obtener el movimiento, que el espacio ocupado por la máquina sea el menor posible y que los elementos mecánicos que conforman la estructura de la máquina, sea lo más simple posible que podamos lograr, entre las principales características a considerar.
- Para dimensionar cada uno de los elementos se tuvo que asumir algunas dimensiones, las cuales dependían de los materiales que se encontraban en el mercado y de observaciones a elementos de otras máquinas que

cumplían en parte con la misma labor, las dimensiones faltante se calculaban utilizando relaciones ya antes mencionadas. Luego de obtener todas las dimensiones se procedieron a realizar un recálculo para asegurar que las dimensiones asumidas estén dentro de los rangos establecidos por medio de las fórmulas para que los elementos no fallen. Además como ejercicio de cálculo se asumió que la máquina acelerando las experiencias ha realizarse cae dentro de lo que se consideraba vida finita, como resultado de esto se muestran los planos designados como PQ del uno hasta el treinta de los diferentes elementos que conforman la máquina en su parte estructural y el plano general donde se conjugan todos todos estos elementos. Por la experiencia realizada en algunos de estos elementos podemos concluir en general que los elementos estructurales cumplen con las funciones encomendadas salvo excepciones como los rigidizadores y los soportes verticales (PQ 16) donde el factor de seguridad experimental nos resulto bastante bajo sin llegar con esto a fallar.

La forma experimental de encontrar las características de éstos elementos nos sirve como laboratorio de diseño donde podríamos comparar los resultados teóricos de los experimentales.

- En lo que se refiere al sistema oleohidráulico partimos de las máximas fuerzas requeridas, así como del movimiento requerido y los lugares donde serían colocados los cilindros hidráulicos, que cumpliendo con lo anterior se eligió un cilindro de efecto simple para realizar el movimiento de torsión y un cilindro hidráulico de doble efecto para realizar la tracción y compresión así como las válvulas direccionales, valvulas de alivio, manómetro y bomba hidráulica con su respectivo filtro y válvula de seguridad, cuyo arreglo se muestra en la figura (3.1.3-1) los cuales una vez acoplados a la máquina cumplió con la función encomendada, además nos permite conocer las cargas que son impuestas a la probeta por medio de la presión que estamos aplicando a los cilindros hidráulicos para lo cual hemos construido la tabla # 4.

- En el análisis de la celda observamos que tal como fue construida no dió los resultados esperados debido a que se conjugaban en el concentrador de esfuerzos, deformaciones que sumaban o restaban a los que queríamos medir imposibilitándonos obtener las deformaciones que queríamos sensar.

- Con los resultados obtenidos en la probeta de aluminio representado en la tabla # 11 podemos concluir que cumple con los resultados esperados y puede utilizarse

para un laboratorio de resistencia de materiales, donde se investigue como afecta en realidad los esfuerzos combinados en un elemento y compararlo con lo teórico.

- Por último tal como está construida la máquina además de poder analizar a una probeta de aluminio que está sometida a esfuerzos combinados en forma experimental ya sea con medidores de deformación o lacas quebradizas, podemos así mismo analizar los distintos elementos de los que están compuestos la máquina en forma teórica por las relaciones dadas en las aulas de clase y también en forma experimental colocando medidores de deformación o por medio de lacas quebradizas.

RECOMENDACIONES

- Se puede pensar en construir otra probeta de la misma forma tubular de sección cuadrada y aproximadamente del mismo espesor de pared para observar como varían las deformaciones con respecto al de la sección circular considerada en este documento. Así mismo podemos confeccionar probetas con distintos concentradores de esfuerzos, siempre y cuando conservando la misma sección tubular y compararlo en relación con los anteriores.
- Con relación a la mordaza se podría reducir el peso de

éstas practicando agujeros en las partes no críticas, como por ejemplo en los espacios que queda entre muela y muela sin llegar a afectar la capacidad de carga de la mordaza.

- Rigidizar mejor los soportes verticales derecho e izquierdo con los rigidizadores 25 ya no en forma triangular sino en forma rectangular.
- En lo que se refiere al circuito hidráulico recomienda adquirir las válvulas de cierre manual V-8, 3/8" NPT identificadas como E y F en la figura (3.1.3-1) que son las que independizan al circuito hidráulico, válvulas que estaban consideradas en el diseño original pero al realizar el pedido no lo despacharon.
- Considerando la celda de carga podríamos obtener un mejor resultado si consideramos construir una celda de carga como la presentada en la figura (6-1), donde la celda de carga es una viga en cantiliver con uno de sus lados cogidos rígidamente al bastidor y la parte en cantiliver agarrada al elemento identificado como 12 y otra al elemento identificado como 6 en el plano general PQ que corresponde a la mordaza izquierda y a la barra de tensión respectivamente, la viga que va agarrada a la mordaza izquierda es la que nos permite sensor la deformación debida a la torsión y la que esta

agarrada a la barra de tensión nos permite sentir la deformación provocada por la tensión o compresión que podrían presentarse. Nótese que el menor de los lados de la sección de la viga está localizada en la dirección de la deformación que queremos sentir, estamos seguros que esta recomendación daría un mejor resultado puesto que no es parte estructural de la máquina y solo estará sujeta a los esfuerzos que queremos indicar.

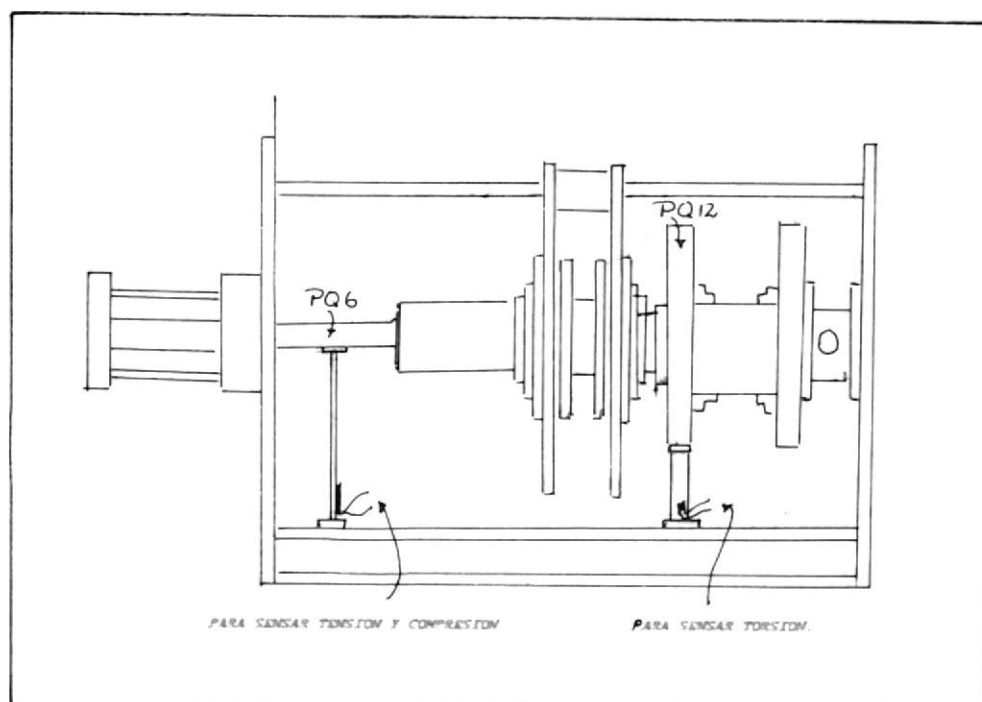


Fig (6-1)

TABLA # 1

ALTERNATIVAS PARA ELEGIR PROBETAS CONSIDERANDO QUE LOS MEDIDORES DE DEFORMACION RESISTEN UN MAXIMO DE 1500×10^{-6} DE DEFORMACION.

| De mm | Di mm | F Kgf | E1)Torsión $\times 10^{-6}$ | E1)Tensión $\times 10^{-6}$ | E1)Comp. $\times 10^{-6}$ |
|----------|----------|----------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| 102 | 83 | 100 | 10 | 5 | 12 |
| | | 5000 | 500 | 250 | 600 |
| 102 | 92 | 100 | 17 | 2 | 21 |
| | | 5000 | 850 | 100 | 1050 |
| 76 | 57 | 100 | 20 | 7 | 23 |
| | | 5000 | 1000 | 350 | 1150 |
| 76 | 63 | 100 | 26 | 10 | 30 |
| | | 5000 | 1300 | 500 | 1500 |
| * 89 | 79 | 100 | 22 | 10 | 27 |
| | | 5000 | 1100 | 500 | 1350 |
| 64 | 51 | 100 | 38 | 12 | 43 |
| | | 5000 | 1900 | 600 | 2150 |
| 64 | 58 | 100 | 69 | 24 | 80 |
| | | 5000 | 3450 | 1200 | 4000 |
| 51 | 38 | 100 | 65 | 15 | 71 |
| | | 5000 | 3250 | 750 | 3550 |
| 51 | 45 | 100 | 114 | 30 | 126 |
| | | 5000 | 5700 | 1500 | 6300 |

* PROBETA ELEGIDA

TABLA # 2

ALTERNATIVAS PARA ELEGIR EL RIGIDIZADOR (PQ 25)

| K mm | m # | Sy Kgf/mm ² |
|---------|--------|---------------------------|
| 25 | 1 | 1.67 |
| | 2 | 3.65 |
| | 3 | 5.88 |
| | 4 | 8.31 |
| | 5 | 10.88 |
| | 6 | 13.52 |
| | 7 | 16.17 |
| | 8 | 18.78 |
| | 9 | 21.30 |
| | 10 | 23.69 |
| | 11 | 25.91 |
| | 12 | 27.96 |
| | 13 | 29.80 |
| | 14 | 31.45 |
| | 15 | 32.90 |
| | 16 | 34.16 |
| | 17 | 35.23 |
| | 18 | 36.13 |
| | 19 | 36.86 |
| | 20 | 37.46 |
| 30 | 20 | 32.21 |
| 35 | 20 | 27.52 |
| 38 | 20 | 25.04 |

TABLA # 3

ALTERNATIVAS PARA ELEGIR CELDA DE CARGA.

| d mm | D mm | r | Kt1 | Kt2 | Kt3 | E1 x10-6 | E2 x10-6 | n |
|---------|---------|------|------|------|------|-------------|-------------|------|
| 3 | 60 | 0.05 | 2.83 | 2.43 | 1.78 | 878 | -727 | 2.96 |
| 6 | 60 | 0.10 | 2.71 | 2.25 | 1.65 | 857 | -703 | 3.04 |
| 9 | 60 | 0.15 | 2.60 | 2.12 | 1.56 | 854 | -697 | 3.05 |
| 12 | 60 | 0.20 | 2.51 | 2.20 | 1.48 | 861 | -696 | 3.04 |
| 15 | 60 | 0.25 | 2.43 | 1.96 | 1.44 | 891 | -720 | 3.04 |
| 18.0 | 60 | 0.30 | 2.37 | 1.90 | 1.40 | 932 | -749 | 2.94 |
| 21 | 60 | 0.35 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 997 | -880 | 2.82 |
| 24 | 60 | 0.40 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1099 | -879 | 2.64 |
| 27 | 60 | 0.45 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1235 | -984 | 2.39 |
| 30 | 60 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1425 | -1132 | 2.13 |
| 32.5 | 65 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1133 | -885 | 1.85 |
| 35 | 70 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 917 | -704 | 2.34 |
| 33 | 66 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1085 | -844 | 2.91 |
| *33.5 | 67 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1039 | -806 | 2.45 |
| 34 | 68 | 0.50 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 996 | -770 | 2.67 |
| 37.4 | 68 | 0.55 | 2.30 | 1.86 | 1.38 | 1195 | -922 | 2.23 |

* VALORES ELEGIDOS

TABLA # 4

FUERZAS OBTENIDAS DE LOS PISTONES RELACIONADAS
CON LA PRESION APLICADA.

| PRESION Psi | Ftracción Kgf | Fcompresión Kgf | Ftorsión Kgf |
|----------------|------------------|--------------------|-----------------|
| 500 | 78 | 178 | 189 |
| 1000 | 156 | 356 | 379 |
| 1500 | 235 | 536 | 570 |
| 2000 | 313 | 714 | 760 |
| 2500 | 391 | 892 | 949 |
| 3000 | 469 | 1071 | 1138 |
| 3500 | 547 | 1249 | 1328 |
| 4000 | 625 | 1427 | 1517 |
| 4500 | 703 | 1605 | 1706 |
| 5000 | 780 | 1781 | 1893 |
| 5500 | 860 | 1963 | 2088 |
| 6000 | 938 | 2141 | 2277 |
| 6500 | 1016 | 2319 | 2466 |
| 7000 | 1094 | 2497 | 2656 |
| 7500 | 1173 | 2677 | 2847 |
| 8000 | 1251 | 2855 | 3037 |
| 8500 | 1329 | 3034 | 3226 |
| 9000 | 1407 | 3212 | 3415 |
| 9500 | 1485 | 3390 | 3605 |
| 10000 | 1560 | 3561 | 3787 |

TABLA # 5

COSTO DEL MATERIAL UTILIZADO.

| PIEZA | PESO BRUTO Kg | MATERIAL | CANT. | PRECIO UNIT. S/./Kg | PRECIO S/. |
|-------|------------------|------------|-------|---------------------------|---------------|
| PQ1 | 4.62 | A36 | 1 | 200°° | 924°° |
| PQ2 | 0.32 | SAE 4337 | 4 | 600°° | 192°° |
| PQ3 | 6.88 | A36 | 1 | 175°° | 1.204°° |
| PQ4 | 47.00 | A36 | 1 | 175°° | 8.225°° |
| PQ5 | 5.30 | SAE 4337 | 4 | 600°° | 12.720°° |
| PQ6 | 4.30 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 2.580°° |
| PQ7 | 7.30 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 4.380°° |
| PQ8 | 4.60 | AISI 1018 | 2 | 400°° | 3.680°° |
| PQ9 | 1.08 | BROCE FOS. | 4 | 1.800°° | 7.776°° |
| PQ10 | 43.36 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 26.016°° |
| PQ11 | 17.26 | A36 | 2 | 175°° | 6.041°° |
| PQ12 | 54.00 | A36 | 1 | 175 | 9.450°° |
| PQ13 | 54.00 | A36 | 1 | 175°° | 9.450°° |
| PQ14 | 81.64 | A36 | 2 | 175°° | 28.574°° |
| PQ15 | 19.30 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 11.580°° |
| PQ16 | 47.00 | A36 | 1 | 175°° | 8.225°° |
| PQ17 | 2.54 | A36 | 1 | 175°° | 445°° |
| PQ18 | 0.29 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 174°° |
| PQ19 | 1.28 | A36 | 1 | 175°° | 224°° |
| PQ20 | 7.13 | A36 | 2 | 175°° | 2.496°° |
| PQ21 | 0.16 | SAE 4337 | 1 | 600°° | 96°° |
| PQ22 | 0.98 | SAE 4337 | 8 | 600°° | 4.704°° |
| PQ23 | 0.75 | SAE 4337 | 8 | 600°° | 3.600°° |
| PQ24 | 1.44 | SAE 4337 | 8 | 600°° | 6.912°° |
| PQ25 | 4.39 | A36 | 4 | 175°° | 3.073°° |
| PQ26 | 0.61 | SAE 4337 | 16 | 600°° | 5.817°° |
| PQ27 | 14.77 | A36 | 2 | 175°° | 5.169°° |
| PQ28 | 0.80 | Transmi. | 4 | 400°° | 1.280°° |
| PQ29 | 4.80 | A36 | 2 | 175°° | 1.680°° |
| PQ30 | 0.50 | A36 | 2 | 175°° | 175°° |
| TOTAL | | | | | 176.862°° |

TABLA # 6

COSTO DEL EQUIPO HIDRAULICO.

| CONCEPTO | MODELO # | CANT | PRECIO UNITARIO S/. | PRECIO S/. |
|----------------------------|-----------------|------|---------------------|-------------|
| CILINDROS HIDRAULICOS | RD-41 | 1 | 50.250°° | 50.250°° |
| | RC-50 | 1 | 25.750°° | 25.750°° |
| VALVULAS DIRECCIONALES | VC-4L | 1 | 93.500°° | 93.500°° |
| | VC-3L | 1 | 84.750°° | 84.750°° |
| ACCESORIOS | FZ-1612 | 4 | 3.750°° | 15.000°° |
| VALVULA DE ALIVIO | V-152 | 1 | 33.000°° | 33.000°° |
| MANOMETRO | T6003L | 1 | 70.500°° | 70.500°° |
| ADAPTADOR DE MANOMETRO | GA-1 | 1 | 5.000°° | 5.000°° |
| BOMBA HIDRAULICA ELECTRICA | PER 1531 | 1 | 258.750°° | 258.750°° |
| MANGUERA DE ALTA PRESION | H-922 | 14 | 15.482°° | 216.748°° |
| ACOPLES NORMALES | A-604 3/8"NPT28 | | 6.161°° | 172.508°° |
| VALVULA DE CIERRE MANUAL | V-8 3/8"NPT | 2 | 27.500°° | 55.000°° |
| FLETE | | | 75.000°° | 75.000°° |
| T O T A L | | | | 1'155.756°° |

TABLA # 7

COSTO DE TORNILLERIA Y VARIOS.

| CONCEPTO | DESIGNACION | CANT | PRECIO UNITARIO | PRECIO S/. |
|------------------------------------|-------------------------|------|-----------------|------------|
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M14-2 UNC | 8 | 180.00 | 1.440.00 |
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M20-2.5 UNC Long. 34 mm | 6 | 1.500.00 | 9.000.00 |
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M20-2.5 UNC Long. 40 mm | 6 | 2.000.00 | 12.000.00 |
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M10-1.5 UNC Long. 25 mm | 8 | 750.00 | 6.000.00 |
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M10-1.5 UNC Long. 120mm | 3 | 860.00 | 2.580.00 |
| PERNOS, ANILLO DE PRESION Y PLANO. | M10-1.5 UNC Long. 43 mm | 10 | 750.00 | 7.500.00 |
| PERNOS ALLEN | M10-1.5 UNC Long. 43 mm | 4 | 600.00 | 2.400.00 |
| RODAMIENTOS DE BOLAS | 6018 | 2 | 9.500.00 | 19.000.00 |
| RODAMIENTOS DE RODILLOS | 33207 | 2 | 5.200.00 | 10.400.00 |
| PINTURA, ES MALTE, TRANS. | AZUL MARTI. | | 15.000.00 | 15.000.00 |
| TOTAL | | | | 85.320.00 |

TABLA # 8

TRABAJOS REALIZADOS.

| TRABAJO PIEZA | A | B | C | D | E | | | | F | G | | H | I | J |
|------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | a | b | c | d | e | f | f | b | g | h | b | |
| PQ1 | | | X | X | X | | X | X | X | | | | | ✓ |
| PQ2 | | | X | | | X | X | | | | | | | ✓ |
| PQ3 | | | X | X | X | | X | X | X | | | | | ✓ |
| PQ4 | X | X | | | | | | | X | X | | | | ✓ |
| PQ5 | | | X | | X | X | X | | | | | | | ✓ |
| PQ6 | | | X | | X | | X | X | | | | X | X | ✓ |
| PQ7 | | | X | | X | X | X | X | | | | | X | ✓ |
| PQ8 | X | X | | | X | | X | | X | | | | | ✓ |
| PQ9 | | | X | | X | X | X | X | | | | | | ✓ |
| PQ10 | | | X | | X | X | X | X | X | | | X | X | ✓ |
| PQ11 | X | X | | | X | | X | X | X | | | X | | ✓ |
| PQ12 | X | | X | | X | | X | X | X | X | X | X | | ✓ |
| PQ13 | X | | X | | X | | X | X | X | X | X | X | | ✓ |
| PQ14 | X | X | | | | | | | | X | | | | ✓ |
| PQ15 | | | X | | X | | X | X | X | | | | | ✓ |
| PQ16 | X | X | | X | | | | | X | | X | X | | ✓ |
| PQ17 | X | | X | | X | | | | X | | | X | | ✓ |
| PQ18 | | | | | X | | X | | | | | | | ✓ |
| PQ19 | X | | X | X | | | | | X | | | | | ✓ |
| PQ20 | X | X | | | | | | | | X | | | | ✓ |
| PQ21 | | | X | | X | | X | | | | | | | ✓ |
| PQ22 | X | | X | X | X | | | | X | X | X | | | ✓ |
| PQ23 | | | X | X | X | X | X | | | | | | X | ✓ |
| PQ24 | X | | X | X | X | | | | X | X | X | X | | ✓ |
| PQ25 | X | X | | X | | | | | | | | | | ✓ |
| PQ26 | | | | | X | X | | X | | | | | | ✓ |
| PQ27 | X | X | X | X | | | | | X | | | | | ✓ |
| PQ28 | | | X | | X | X | X | X | | | | | | ✓ |
| PQ29 | | X | | X | | | | | X | | | | | ✓ |
| PQ30 | | X | | X | | | | | X | | | | | ✓ |

Donde :

A= TRAZADO
B= OXICORTE
C= SIERRA ELECTRICA
D= LIMA
E= TORNO
F= TALADRO
G= FRESA
H= MACHUELO
I= RECTIFICADORA
J= PIEZA TERMINADA
a= CORTE
b= RECTIFICADO
c= REFRENTADO
d= ROSCADO
e= CILINDRADO
f= TALADRADO
g= RANURADO
h= MACHUELAR

TABLA # 9

CALIBRACION DE LA CELDA DE CARGA.

| Pres. Psi | TORSION-TRACCION | | | | TORSION-COMPRESION | | | | TORSION | |
|--------------|---------------------------------------|------|--------------------------------------|------|---------------------------------------|------|--------------------------------------|------|---------------------------------------|------|
| | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 10 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 10 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | |
| 500 | 18 | b | 0 | b | 22 | b | 0 | b | 18 | b |
| | 21 | | 0 | | 21 | | 0 | | 20 | |
| | 18 | | 0 | | 18 | | 0 | | 17 | |
| | 20 | m | 0 | m | 19 | m | 0 | m | 18 | m |
| 1000 | 54 | 228 | 0 | - | 56 | 203 | 0 | - | 52 | 227 |
| | 55 | | 0 | | 53 | | 0 | | 52 | |
| | 52 | | 0 | | 51 | | 0 | | 52 | |
| | 56 | 14.7 | 0 | - | 52 | 15.0 | 0 | - | 50 | 15.0 |
| 1500 | 86 | 208 | 0 | - | 93 | 220 | 0 | - | 87 | 243 |
| | 85 | | 0 | | 86 | | 0 | | 87 | |
| | 86 | | 0 | | 85 | | 0 | | 88 | |
| | 88 | 14.9 | 0 | - | 90 | 14.5 | 0 | - | 87 | 14.5 |
| 2000 | 122 | 221 | 1 | 1500 | 128 | 236 | - 1 | 1500 | 103 | 200 |
| | 124 | | 1 | | 124 | | - 1 | | 108 | |
| | 121 | | 1 | | 125 | | - 1 | | 114 | |
| | 124 | 14.6 | 1 | 500 | 126 | 14.1 | - 1 | -500 | 120 | 15.7 |
| 2500 | 148 | 208 | 2 | 1500 | 163 | 235 | - 2 | 1500 | 149 | 230 |
| | 150 | | 2 | | 159 | | - 2 | | 155 | |
| | 155 | | 2 | | 159 | | - 2 | | 152 | |
| | 159 | 14.8 | 2 | 500 | 159 | 14.1 | - 2 | -500 | 154 | 15.1 |
| 3000 | 189 | 238 | 3 | 1600 | 202 | 259 | - 3 | 1600 | 185 | 239 |
| | 200 | | 3 | | 200 | | - 4 | | 187 | |
| | 196 | | 4 | | 200 | | - 3 | | 186 | |
| | 196 | 14.4 | 3 | 400 | 205 | 13.8 | - 3 | -400 | 185 | 15.0 |
| 3500 | 207 | 195 | 5 | 1619 | 236 | 264 | - 5 | 1607 | 208 | 225 |
| | 218 | | 5 | | 236 | | - 5 | | 213 | |
| | 211 | | 5 | | 238 | | - 5 | | 215 | |
| | 214 | 14.9 | 5 | 386 | 236 | 13.7 | - 4 | -408 | 219 | 15.1 |
| 4000 | 222 | 119 | 6 | 1607 | 261 | 229 | - 6 | 1695 | 230 | 172 |
| | 230 | | 6 | | 260 | | - 7 | | 232 | |
| | 223 | | 6 | | 258 | | - 6 | | 231 | |
| | 224 | 15.9 | 6 | 393 | 256 | 14.1 | - 6 | -367 | 230 | 15.8 |

| Pres. Psi | TORSION-TRACCION | | | | TORSION-COMPRESION | | | | TORSION | |
|--------------|---------------------------------------|------|--------------------------------------|-------|---------------------------------------|------|--------------------------------------|------|---------------------------------------|------|
| | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 10 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 10 | | $\epsilon \times 10^{-6}$ GAGE 1y3 | |
| 4500 | 231 | 22 | 9 | 1752 | 276 | 167 | - 9 | 1790 | 243 | 98 |
| | 239 | | 8 | | 273 | | - 9 | | 245 | |
| | 231 | | 9 | | 271 | | - 9 | | 244 | |
| | 234 | 17.1 | 9 | 339.7 | 270 | 14.9 | - 9 | -332 | 246 | 16.7 |
| 5000 | 236 | - 91 | 11 | 1871 | 287 | 78 | -11 | 1902 | 250 | 2 |
| | 243 | | 10 | | 284 | | -11 | | 253 | |
| | 236 | | 11 | | 283 | | -12 | | 253 | |
| | 237 | 18.5 | 12 | 296.4 | 283 | 15.7 | -12 | -297 | 252 | 17.8 |
| 5500 | 238 | -214 | 15 | 2007 | 299 | - 20 | -15 | 2057 | 253 | -108 |
| | 246 | | 14 | | 295 | | -14 | | 257 | |
| | 238 | | 15 | | 293 | | -14 | | 256 | |
| | 240 | 19.9 | 14 | 264 | 293 | 16.6 | -15 | -254 | 256 | 19.0 |

TABLA # 10

FACTORES DE SEGURIDAD EXPERIMENTAL DE ALGUNOS ELEMENTOS DE LA MAQUINA.

| GAGES | TORSION - TRACCION | | | | PROM. | FACTOR SEGUR. |
|-------|--------------------|------|------|------|-------|------------------|
| | PRUEBAS | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | | |
| 12 | - 21 | - 22 | - 22 | - 22 | - 22 | 135 |
| 13 | - 23 | - 23 | - 23 | - 23 | - 23 | 128 |
| 14 | 79 | 80 | 80 | 81 | 80 | 36.8 |
| 15 | A | - 19 | - 18 | - 18 | - 18 | 16 |
| | B | 30 | 29 | 28 | 30 | |
| | C | 50 | 51 | 48 | 49 | |
| 16 | A | 5 | 4 | 5 | 5 | 35.8 |
| | B | - 19 | - 19 | - 19 | - 19 | |
| | C | - 16 | - 16 | - 16 | - 16 | |
| 17 | A | - 81 | - 78 | - 79 | - 79 | 6.76 |
| | B | -106 | -107 | -108 | -108 | |
| | C | - 94 | - 95 | - 99 | - 96 | |
| 18 | A | 50 | 50 | 50 | 49 | 12 |
| | B | 70 | 70 | 70 | 68 | |
| | C | 15 | 17 | 16 | 15 | |
| 19 | A | 121 | 123 | 123 | 121 | 19.78 |
| | B | - 3 | - 3 | - 3 | - 3 | |
| | C | -119 | -119 | -121 | -120 | |



| GAGES | TORSION COMPRESION | | | | PROM. | FACTOR SECUR. | |
|-------|--------------------|------|------|------|-------|------------------|------|
| | PRUEBAS | | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | | | |
| 12 | 120 | 119 | 120 | 121 | 120 | 24.5 | |
| 13 | 42 | 40 | 41 | 42 | 41 | 71.8 | |
| 14 | -206 | -204 | -205 | -205 | -205 | 14.4 | |
| 15 | A | - 21 | - 20 | - 22 | - 21 | - 21 | 12.9 |
| | B | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | |
| | C | 58 | 59 | 58 | 58 | 58 | |
| 16 | A | 13 | 13 | 14 | 15 | 14 | 40.7 |
| | B | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | |
| | C | - 8 | - 8 | - 7 | - 8 | - 8 | |
| 17 | A | 235 | 236 | 236 | 237 | 236 | 2.74 |
| | B | 228 | 229 | 228 | 228 | 228 | |
| | C | 205 | 204 | 206 | 205 | 205 | |
| 18 | A | - 75 | - 75 | - 76 | - 75 | - 75 | 5.24 |
| | B | -168 | -169 | -169 | -166 | -168 | |
| | C | - 77 | - 77 | - 76 | - 77 | - 77 | |

TABLA # 11

TRABAJO EXPERIMENTAL PROBETA DE ALUMINIO

| TIPOS DE ESFUERZOS | | PRESION 5000 Psi | | | | PROM _ε | EXPERI. | | TEORICO | |
|--------------------|---|------------------|------|------|------|-------------------|---------------------|-------|---------|-------|
| | | PRUEBAS | | | | | Kgf/mm ² | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | |
| TRACCION | A | -314 | -310 | -309 | -307 | -310 | | | | |
| | B | 69 | 70 | 70 | 70 | 70 | 2.13 | -1.61 | 2.66 | -2.07 |
| TORSION | C | 359 | 359 | 358 | 357 | 358 | | | | |
| COMPRESION | A | -419 | -417 | -417 | -416 | -417 | | | | |
| | B | -115 | -115 | -116 | -118 | -116 | 1.75 | -2.56 | 1.77 | -3.1 |
| TORSION | C | 340 | 340 | 339 | 347 | 342 | | | | |
| TORSION | A | -331 | -330 | -329 | -331 | -330 | | | | |
| | B | 19 | 21 | 20 | 19 | 20 | 1.95 | -1.3 | 2.34 | -2.34 |
| PURA | C | 346 | 344 | 345 | 344 | 345 | | | | |

APENDICES