



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería MECANICA

“Instrumentación y pruebas de los componentes Estructurales de una prensa hidráulica de 80 Tons. construida en la ESPOL”

Proyecto de Grado

Previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

CARLOS LUIS BOLAÑA LOPEZ

Guayaquil - Ecuador

1990

T
621.3
BOL

AGRADECIMIENTO

AI ING. GUILLERMO UROQUIZO
Director de Proyecto de
Grado, por su ayuda y
colaboración para la
realización de este
trabajo.

DECLARACION EXPRESA

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

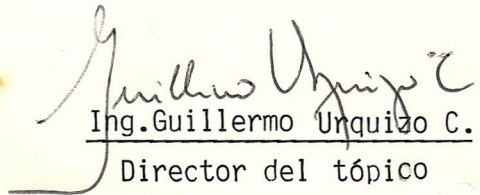
(Reglamento de Tópico)


Carlos Luis Boloña López



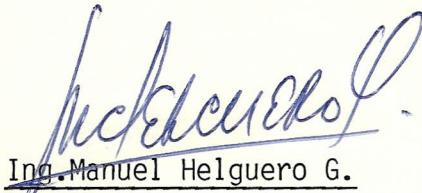
Ing. Nelson Cevallos B.

Decano FIM



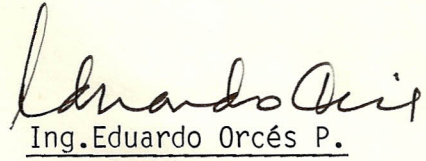
Ing. Guillermo Unquiza C.

Director del t6pico



Ing. Manuel Helguero G.

Miembro del Tribunal



Ing. Eduardo Orc6s P.

Miembro del Tribunal

DEDICATORIA

A MI MADRE

RESUMEN

El presente informe tiene como propósito el verificar el correcto diseño y dimensionamiento de los componentes estructurales de una prensa hidráulica de 80 toneladas, construida en los talleres de la ESPOL, utilizando para el efecto un método de análisis experimental de esfuerzos.

El método seleccionado para dicho análisis, fue el que utiliza medidores de deformación o extensómetros de resistencia eléctrica, por ser uno de los más adecuados para determinar el estado de esfuerzos real de dichos componentes; lo cual permitió, obtener los factores de seguridad con los cuales están funcionando realmente en la actualidad. Con ello se pudo comparar los factores obtenidos experimentalmente con los factores de seguridad de diseño lo cual señaló, si se cumplía o no con los requerimientos de construcción de la máquina en cuanto a la resistencia mecánica de sus componentes se refiere.

Para lograrlo fue necesario hacer una revisión del proceso de diseño de la prensa para conocer cuales fueron los pasos seguidos en el mismo, los fundamentos en que se basó y si estos eran correctos o no. Luego de

ello fue posible determinar ciertos puntos en la estructura de la prensa que se los puede considerar como críticos. Se procedió a su análisis del estado de esfuerzos sometiéndolos a carga hasta llegar a la de diseño y utilizando rosetas de deformación. Los registros de los extensómetros y el uso de una teoría de falla pertinente permitió obtener el factor de seguridad real en cada uno de dichos puntos.

Después se realizó la comparación entre los factores de seguridad reales y los de diseño, con las subsecuentes conclusiones acerca de qué tan segura resultó la máquina y que mejoras es posible introducir en un segundo prototipo.

Se presenta además todo el detalle del procedimiento experimental que condujo a los resultados mencionados.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

SIMBOLOGIA

I. INTRODUCCION

1.1. Antecedentes

1.2. Objetivos del estudio

II. TEORIA GENERAL

2.1. Fundamentos teóricos

2.2. Breve teoría del análisis experimental de esfuerzos

2.2.1. Conceptos generales

2.2.2. Medidores de deformación

III. REVISION DEL PROCESO DE DISEÑO DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES DE LA PRENSA Y DETERMINACION DE LOS PUNTOS CRITICOS.

3.1. Diseño del bastidor.

3.2. Diseño de la placa portacilindro superior y sus refuerzos.

3.3. Diseño del cilindro embutidor.

IV. ANALISIS EXPERIMENTAL

- 4.1. Materiales, equipos e instrumentación utilizados
- 4.2. Procedimiento experimental.
- 4.3. Tablas de datos.
- 4.4. Cálculos representativos.
- 4.5. Tablas de resultados.
- 4.6. Gráficos.
- 4.7. Análisis de resultados.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APENDICES

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

Num.	Descripción
1	Componentes de la prensa hidráulica construida en la Espol.
2	Deformación del marco de la prensa.
3	Diagrama de cuerpo libre de los componentes del marco.
4	Vista de la sujeción del cilindro embutidor.
5	Controles de carrera.
6	Signos de la flexión y distribución de esfuerzos en un cuerpo flexionado.
7	Gráfico esfuerzo-deformación en un ensayo de tracción simple.
8	Esfuerzos principales en un elemento con esfuerzos triaxiales.
9	Representación gráfica de las teorías de falla en un campo de esfuerzos biaxial.
10	Constitución de un medidor de deformación.
11	Conexión intrapunte.
12	Conexión interpunte.
13	Roseta rectangular.

- 14 Roseta equiangular.
- 15 Roseta T - Delta.
- 16 Dimensiones del área transversal del bastidor.
- 17 Lado horizontal del bastidor en su representación como viga empotrada.
- 18 Sección transversal del bastidor para el cálculo de I.
- 19 Puntos de interés para el análisis de esfuerzos sobre el bastidor.
- 20 Vista del apoyo de la mesa fija.
- 21 Refuerzos de la placa portacilindro superior.
- 22 Puntos de colocación de los extensómetros sobre la placa portacilindro superior y sus refuerzos.
- 22A Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna.
- 23 Disposición para probar la prensa en una carga estática.
- 24 Posición de los extensómetros.

INDICE DE TABLAS

Num.	Descripción
I	Datos de las dos pruebas realizadas para cada punto.
II	Promedio de los datos tomados.
III	Resultados del análisis en el bastidor.
IV	Resultados del análisis en la placa portacilindro superior, sus refuerzos y en el cilindro embutidor.

SIMBOLOGIA

a	radio interior
b	ancho, radio exterior
H	Altura
L	Luz de viga
M	Momento flector
MPa	Mega-Pascales (1'000.000 Newtons/m ²)
Nm	Newtons x metro
n	factor de seguridad
p	Presión
r	radio
R	Resistencia del extensómetro
ΔR	Cambio en la resistencia
Sy	Resistencia a la fluencia
Syt	Resistencia a la fluencia en tensión
Syc	Resistencia a la fluencia en compresión
W	Carga distribuida
ϵ	Deformación unitaria
ϵ_1	Deformación principal máxima
ϵ_2	Deformación principal mínima
ϵ_x, ϵ_y	Deformaciones unitarias en x y y
σ	Esfuerzo

σ_l	Esfuerzo longitudinal	
σ_r	Esfuerzo radial	
σ_θ	Esfuerzo circunferencial	
σ'	Esfuerzo equivalente	
θ	Angulo de la dirección principal	°
$\mu\epsilon$	micro-strains (0.000001 metros/metro)	
γ	deformación tangencial	

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. ANTECEDENTES

La Facultad de Ingeniería Mecánica en su afán de dotar con los elementos necesarios para una educación mas práctica a los estudiantes, decidió implementar los talleres de metalurgia con una prensa hidráulica, la cual por sus características de construcción, presenta las mayores ventajas tanto en lo didáctico, como en lo referente a la versatilidad de operaciones que se podrían realizar en ella.

Dicha prensa, en su diseño y construcción fue objeto de una Tesis de Grado y su realización tuvo lugar en los mismos talleres de la ESPOL donde actualmente se encuentra.

Para poder conocer si la prensa había sido construida con los parámetros de diseño señalados, era necesario aplicar un método de análisis experimental de esfuerzos a los elementos estructurales de la máquina siendo esto posible

mediante el uso de medidores de deformación o strain gages, los cuales se encontraban disponibles en la ESPOL y para cuyo uso se dictó el Tópico de Graduación denominado "Análisis Experimental de Esfuerzos".

Así fue posible contar con los elementos necesarios para aplicar un método útil y pocas veces usado en nuestro país, en una de sus aplicaciones, como es la de comprobar si existe una relación aceptable entre los factores de seguridad de diseño y los reales. Luego de la comparación de dichos factores tendremos una idea de la resistencia mecánica de los componentes estructurales de la máquina, lo que permite establecer si ésta ha sido correctamente diseñada y construida.

Cabe por último destacar que el método utilizado es el más sencillo de los que podríamos usar para este efecto, lo que lo hace el más factible de aplicación en nuestro medio y una herramienta poderosa para incursionar en el campo del diseño y construcción de prototipos, lo que sería de gran ayuda para crear la verdadera industria nacional.

1.2. OBJETIVOS DEL ESTUDIO

Como preámbulo es necesario señalar que ningún - diseño se lo puede considerar como perfecto y que siempre se debe tomar en cuenta la revisión de los mismos a fin de encontrar las mejores condiciones de funcionamiento al más bajo costo y riesgo del usuario. Esto es lo que denominamos retroalimentación en el proceso de diseño.

Vale la pena en este punto y para el caso de un diseño mecánico el que nos preguntemos: ¿Como podemos determinar el verdadero factor de seguridad con el que están realmente funcionando las partes estructurales de un equipo cualquiera?.

Es entonces necesario recurrir a un procedimiento experimental que muestre las verdaderas condiciones de operación de los componentes objeto del diseño.

La resistencia estructural de las partes de la máquina será el factor más importante para saber si se cumple con los requerimientos de seguridad. En este caso utilizaremos medidores de deformación, los cuales a través de un análisis no menos importante, nos indicaran la mejor forma de hacer un segundo diseño el cual vaya a compensar los defectos del anterior.

Por lo tanto los objetivos resumidos del siguiente trabajo son:

-Determinar mediante un análisis estructural los puntos críticos de la prensa hidráulica y aplicando extensómetros para el análisis experimental de esfuerzos, hallar los factores de seguridad reales de la máquina.

-Comparar los factores de seguridad reales con los de diseño para conseguir mejoras en la construcción de un segundo prototipo.

CAPITULO II

TEORIA GENERAL

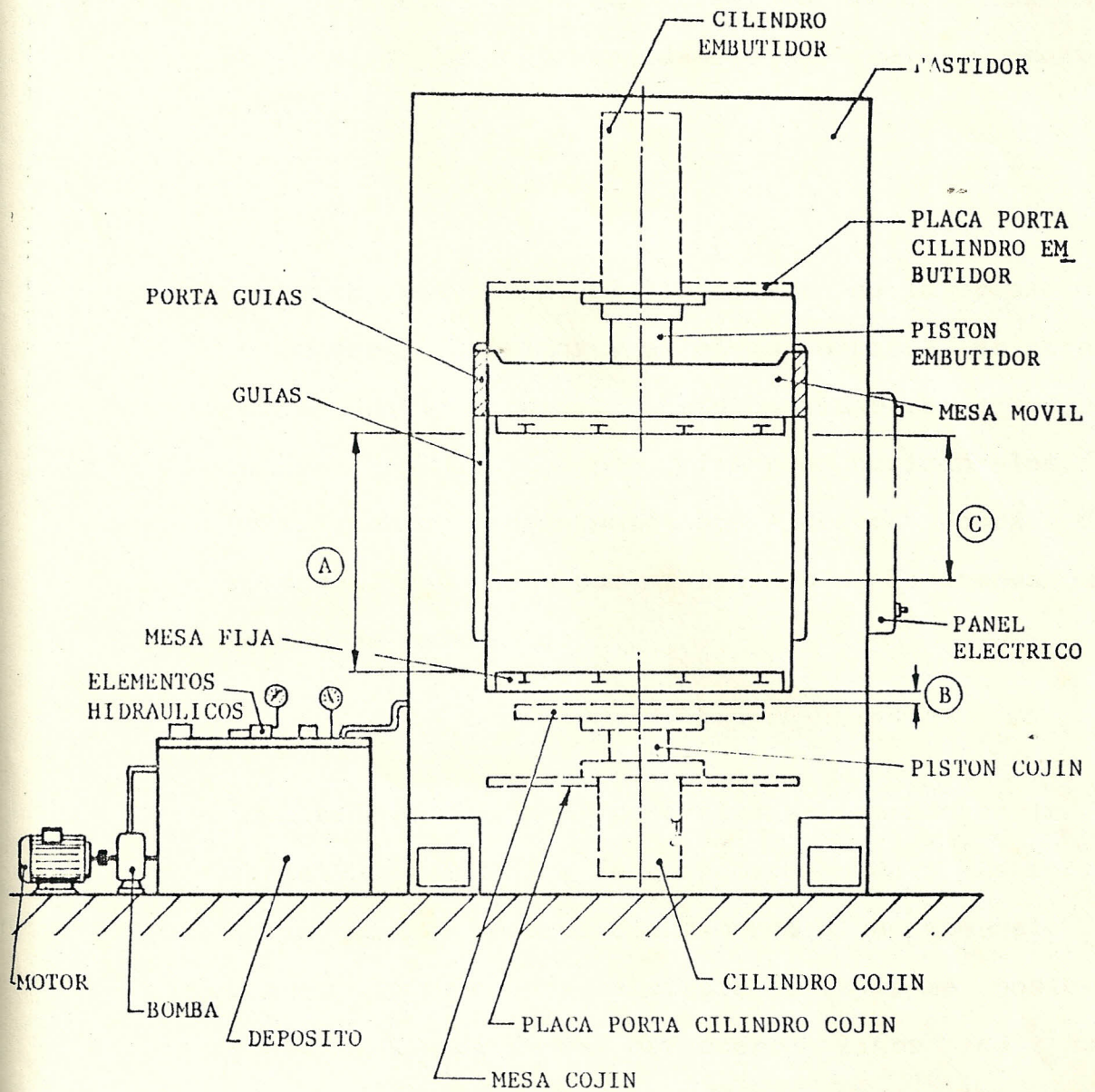
2.1. GENERALIDADES DE LA PRENSA HIDRAULICA DE 80 TONELADAS (1)(2)

Las prensas son máquinas que generan un movimiento alternativo rectilíneo, con el fin de realizar sin número de trabajos de conformado de materiales tales como corte, estampado, embutido, troquelado, etc. Generalmente están constituidas de:

- Cuerpo
- Carro
- Bancada
- Accionamiento
- Mecanismos de alimentación

Las prensas hidráulicas por su parte, utilizan para su accionamiento la energía generada por la presión sobre un líquido, generalmente aceite, provista por una bomba diseñada para el efecto en un circuito cerrado.

En la figura #1 (1) se muestran los componentes de la prensa hidráulica construida en la ESPOL, de los



- (A) : ABERTURA (MESA MOVIL)
- (C) : CARRERA (MESA MOVIL)
- (B) : ABERTURA = CARRERA (MESA COJIN)

Fig #1. Componentes de la prensa hidráulica construida en la Espol.

que se dan las características importantes de acuerdo a la correspondencia con el presente estudio.

La parte estructural más importante de la prensa es el cuerpo o bastidor y es el que soporta las otras partes de la máquina. Este bastidor es un marco rígido constituido por miembros horizontales y verticales que están sometidos a grandes fuerzas de reacción, generadas por el trabajo de la prensa que tratan de separarlos.

Su diseño se lo hace, generalmente, basado en la resistencia mecánica de sus componentes. La forma en la cual se deforma dicho marco al sometérselo a carga, aparece en la figura #2 (2) y es posible hacer el diagrama de cuerpo libre de sus componentes como aparece en la figura #3 (2) donde es posible observar que el efecto principal es la flexión de los miembros horizontales y la tracción y flexión combinadas en los elementos verticales, observación que será muy importante más adelante.

El cilindro embutidor o accionador es el encargado

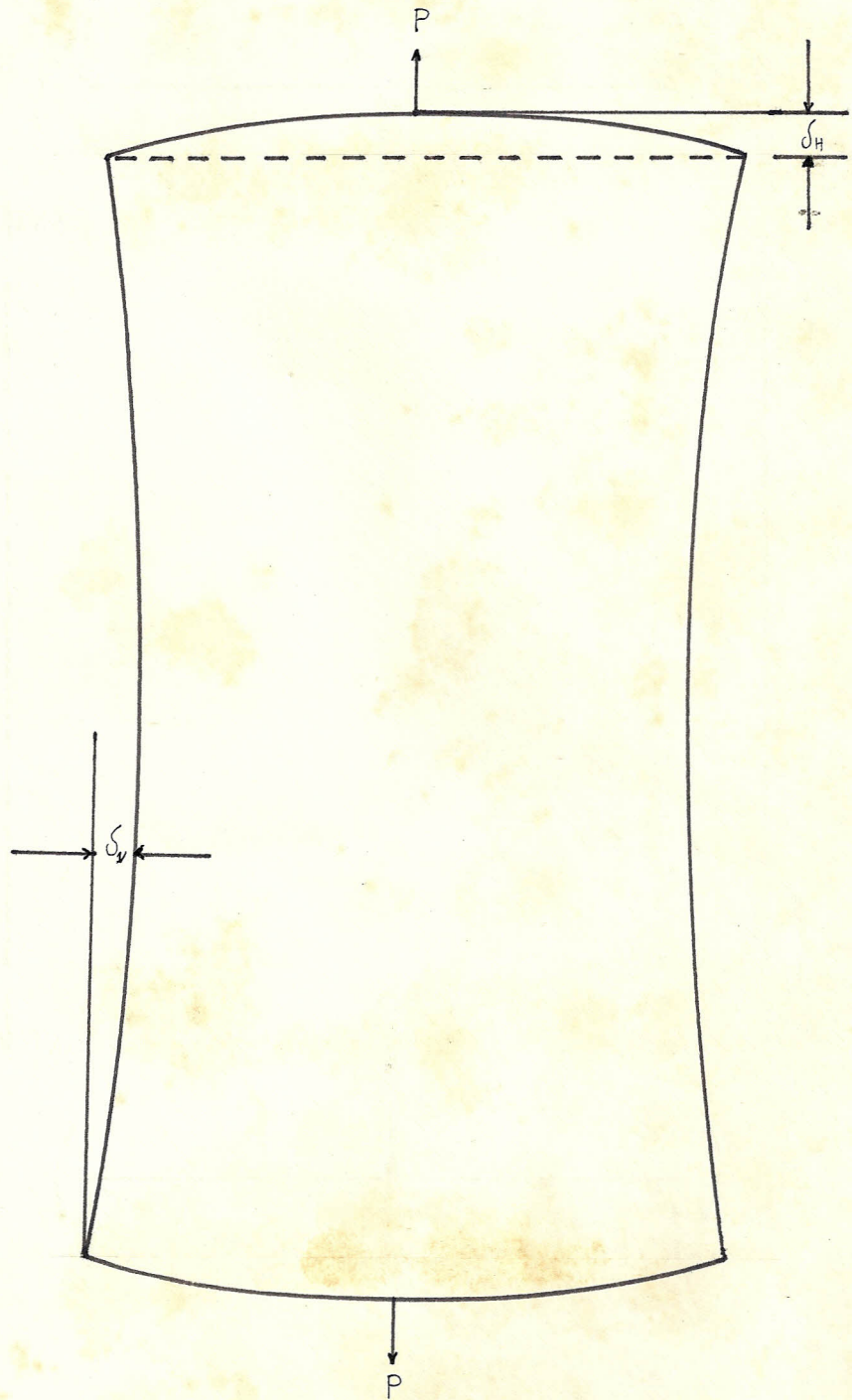


Fig #2 Deformación del marco de la prensa (2).

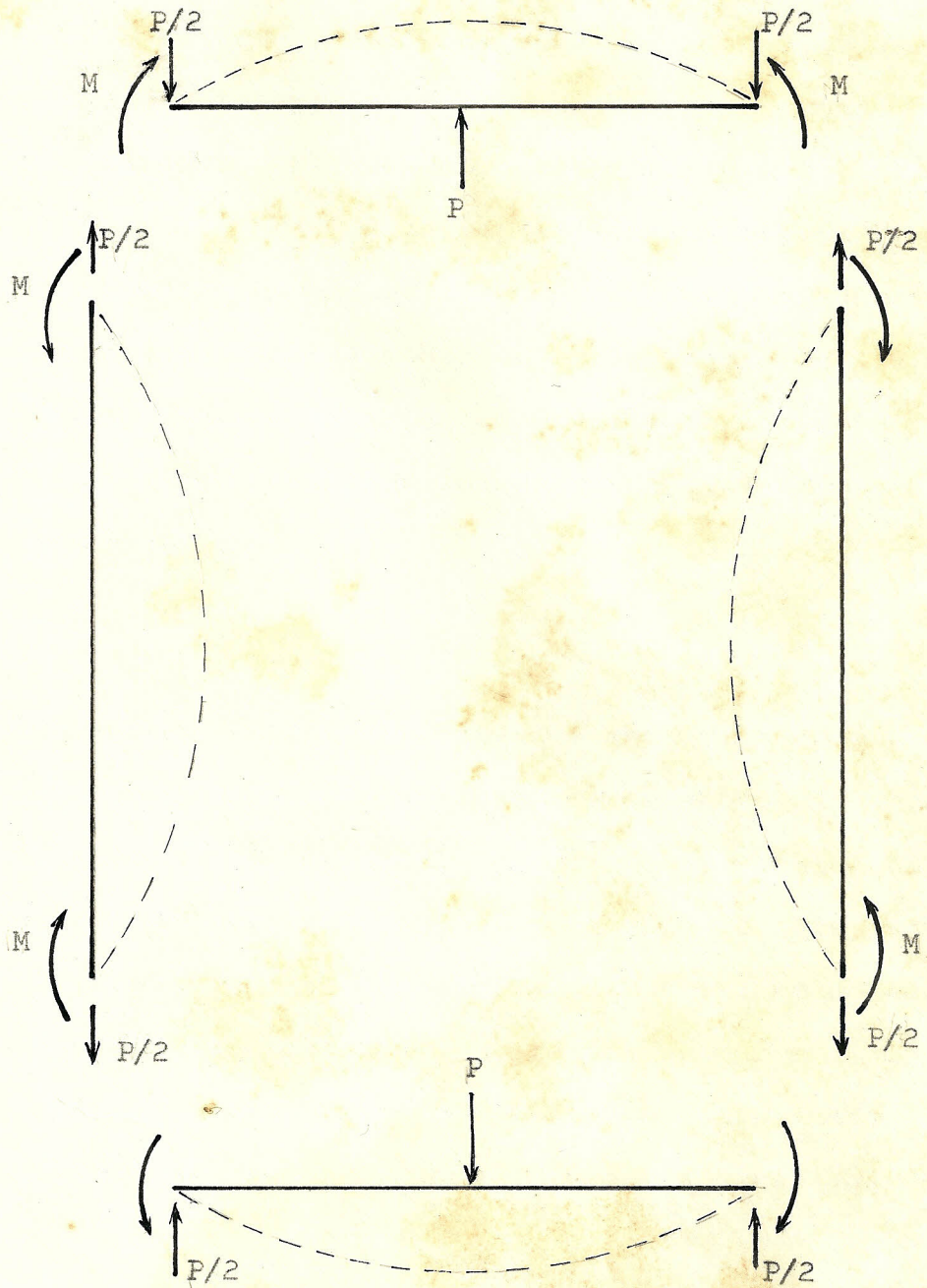


Fig #3 Diagrama de cuerpo libre de los componentes del marco (2).

de ejercer, a través de la mesa móvil, la fuerza necesaria para el trabajo de la prensa. Dicho cilindro está sujeto a la estructura del bastidor mediante la placa portacilindro superior y sus refuerzos como se aprecia en la vista superior de la prensa mostrada en la figura #4 (1) y le corresponde ejecutar el movimiento de subir y bajar la mesa móvil por lo que es un cilindro de doble efecto.

Además la prensa posee una mesa fija apoyada en la parte inferior del bastidor y sobre la cual se coloca el material a trabajarse junto con los utensilios necesarios. También existe en esta prensa un cilindro cojín que es soportado por una placa portacilindro inferior y mueve a la mesa cojín como vemos en la figura #1. Este último sistema es utilizado en ciertos trabajos de la prensa.

El grupo generador está constituido por un motor eléctrico acoplado a una bomba la cual succiona el aceite desde un depósito. Mediante el circuito oleohidráulico compuesto por válvulas direccionales, reguladoras de presión y de alivio, se

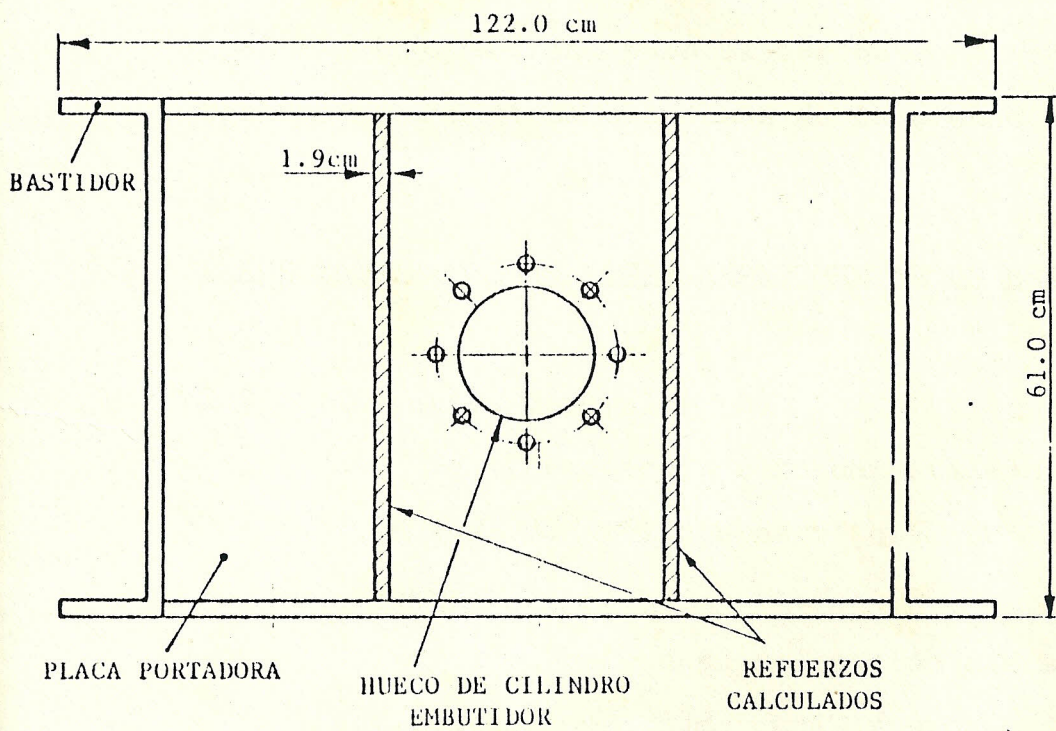
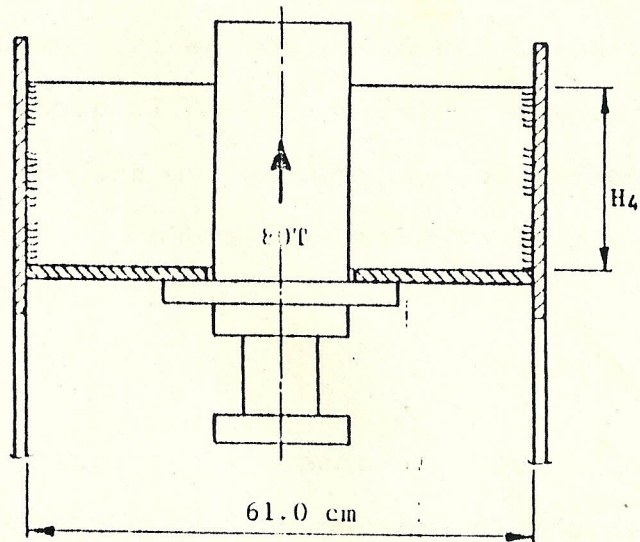


Fig #4. Vista de la sujeción del cilindro embutidor.
del marco (2).

conduce el aceite hacia el cilindro embutidor para accionar el émbolo de éste, cuyos desplazamientos se controlan através de los switches de carrera colocados sobre las guias de la mesa móvil. (figura #5).

Es importante señalar que los principales parámetros tomados para el diseño de esta prensa — son: la fuerza a ejercer por el cilindro embutidor, la abertura entre las mesas fija y móvil, la carrera de la mesa móvil y la de la mesa cojín, los cuales intervendrán para el correcto diseño del bastidor y los otros elementos de la prensa.

2.2. BREVE TEORIA DEL ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS

2.2.1. Conceptos Generales (3)

Uno de los conceptos fundamentales de la mecánica de sólidos es el que se denomina esfuerzo.

Dicho concepto, en su definición más simple, se establece como una fuerza interna uniformemente distribuida sobre el área transversal del cuerpo sometido a fuerzas externas.

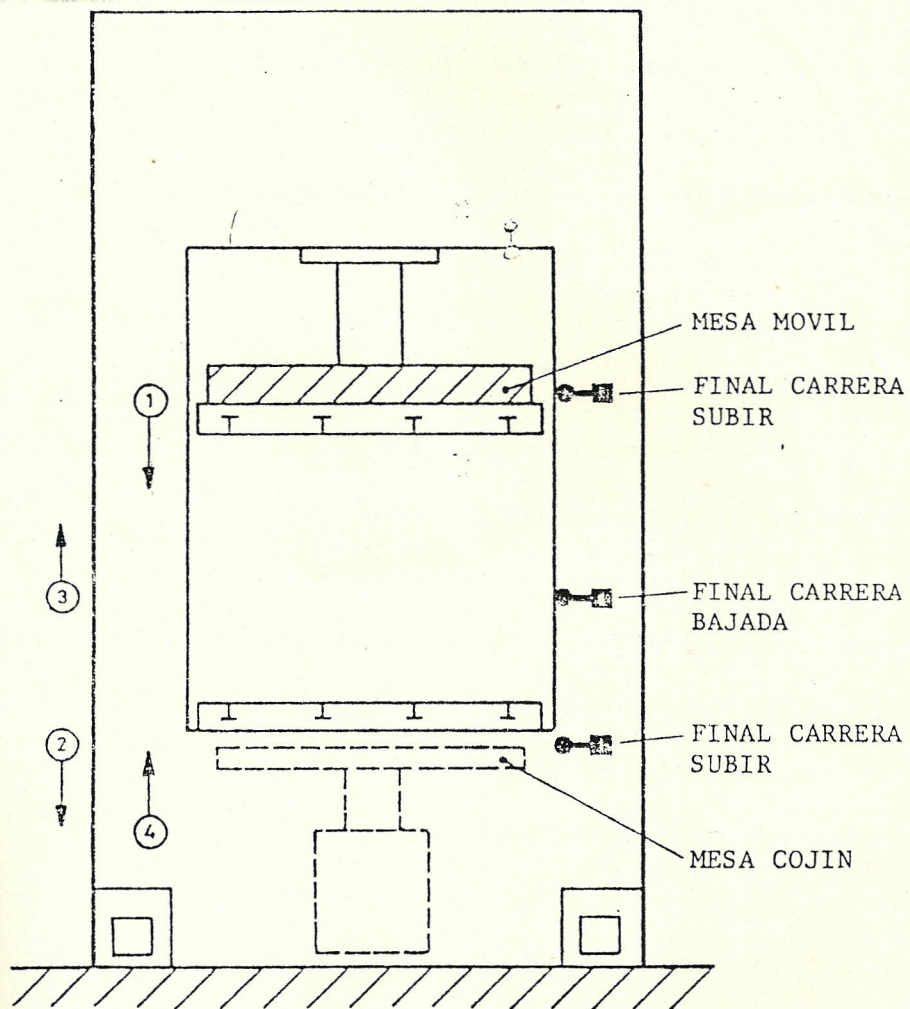


Fig #5. Controles de carrera. (1)

Existen diferentes tipos de esfuerzos y su denominación está intrínsecamente relacionada con el tipo de deformación que se produce en el cuerpo. Los más conocidos son: el esfuerzo normal o de tensión, el de compresión, el de flexión (combinación de los anteriormente señalados) y el esfuerzo cortante. Cada uno de ellos posee, como ya se señaló un tipo de deformación característica.

La tracción va acompañada de una deformación longitudinal o alargamiento considerada como positiva, mientras que la compresión produce un acortamiento longitudinal definido como negativo. La flexión en cambio, dependiendo de su signo como se observa en la figura # 6, producirá un alargamiento o acortamiento de las fibras del cuerpo a partir del eje neutro. Dicho eje neutro, en la flexión pura, pasa por el centroide de la sección transversal. El esfuerzo cortante, por su parte, produce un cambio de ángulo entre las caras del elemento deformado.

Las deformaciones, producidas por los esfuerzos a los que se encuentra sometido un

cuerpo, se relacionan con éstos mediante la ley de Hooke. Dicha ley se encuentra basicamente definida por la siguiente ecuación $\sigma = \epsilon E$ donde:

σ = esfuerzo, ϵ = deformación unitaria, y E = Módulo de Young.

La deformación unitaria se la define como un número adimensional que indica la deformación por unidad de longitud. Generalmente se la expresa en micro-strain ($\mu\epsilon$) o μ pulg/pulg. Otro concepto importante, que vale destacar en este punto, es de que acompañando a una deformación longitudinal siempre se encuentra una deformación transversal. Dichas deformaciones se relacionan mediante el módulo de Poisson (μ) cuyo valor varía entre 0.28 y 0.30 para el acero.

El módulo de Young es una característica del material que se obtiene de los ensayos de tracción simple al relacionar el esfuerzo con la deformación producida. En la figura #7 se muestra un gráfico característico de un material sometido a un ensayo de tracción, en donde la recta concuerda con la ley de Hooke.

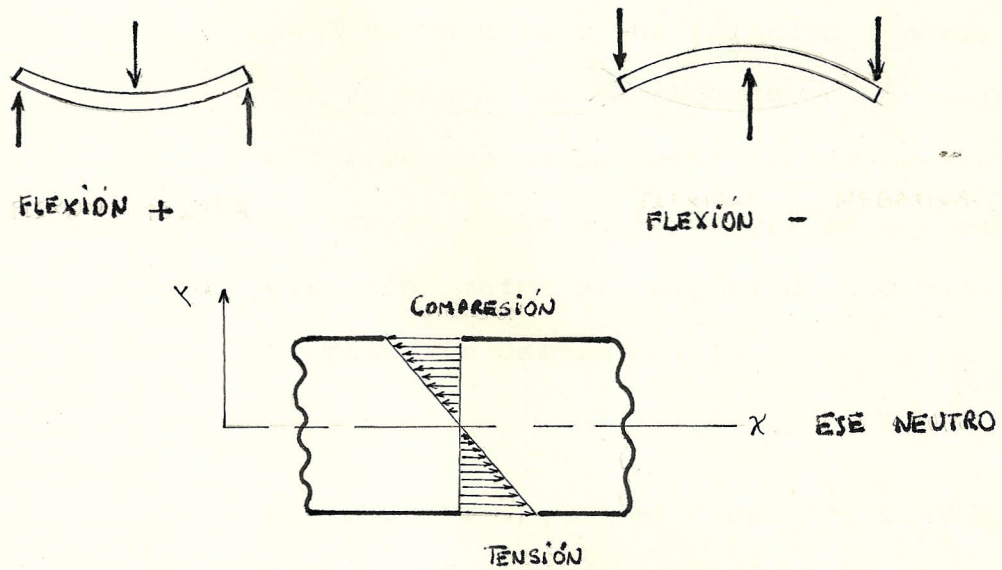


Fig.#6. Signos de la flexión y distribución de esfuerzos en un cuerpo flexionado (10)

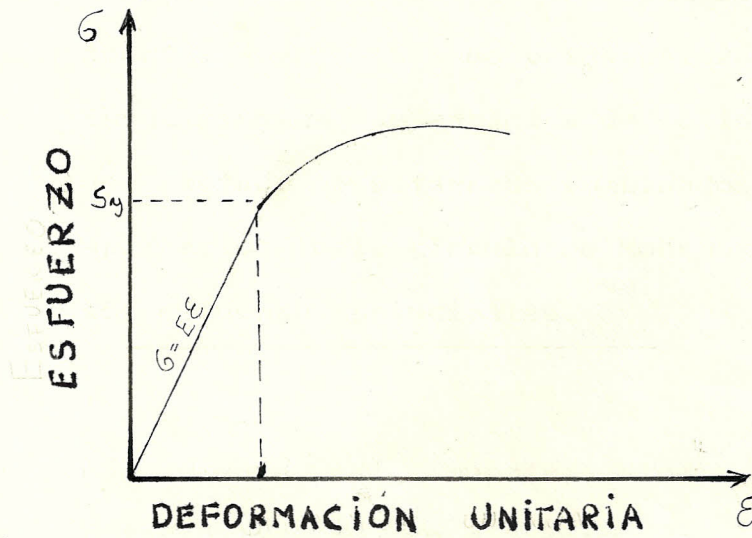


Fig #7. Gráfico esfuerzo - deformación en un ensayo de tracción simple.(11)

En este gráfico aparece una parte curva en la cual ya no existe una relación lineal. Dicha curva tiene su nacimiento en un valor del esfuerzo que se denomina límite de fluencia o S_y cuya importancia radica en que marca la división entre el comportamiento elástico y el plástico del material.

El valor de S_y , en el campo del diseño, marca también el inicio de la "falla" del material. El tratar de no alcanzar dicho valor en el diseño de un elemento de máquina sometido a esfuerzos, a propiciado el nacimiento de varias teorías de falla relacionadas con los campos biaxiales y triaxiales. Dichas teorías se han basado principalmente en los conocimientos de mecánica de sólidos acerca del estado de esfuerzos combinados, con la aplicación del círculo de Mohr para hallar los esfuerzos principales.

La figura #8 muestra los esfuerzos principales en un elemento con esfuerzos triaxiales. Por simplicidad se supone que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ siendo éstos los tres esfuerzos principales.

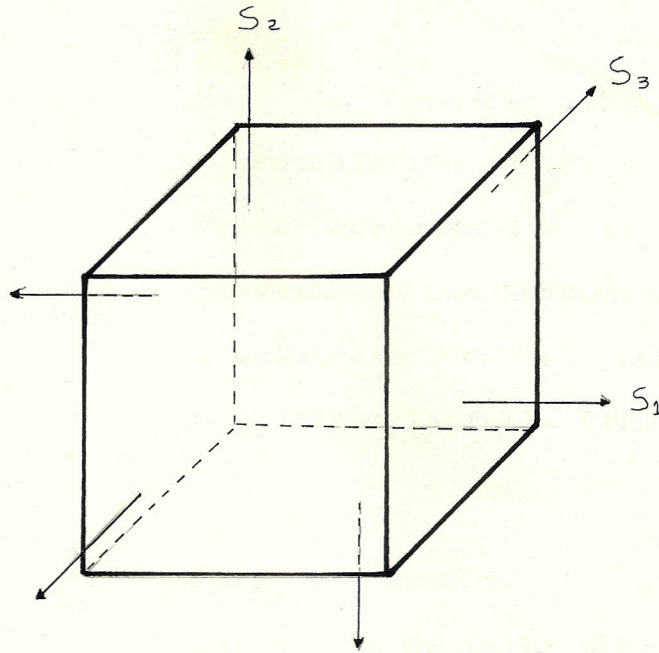


Fig.#8. Esfuerzos principales en un elemento con esfuerzos triaxiales. (4)

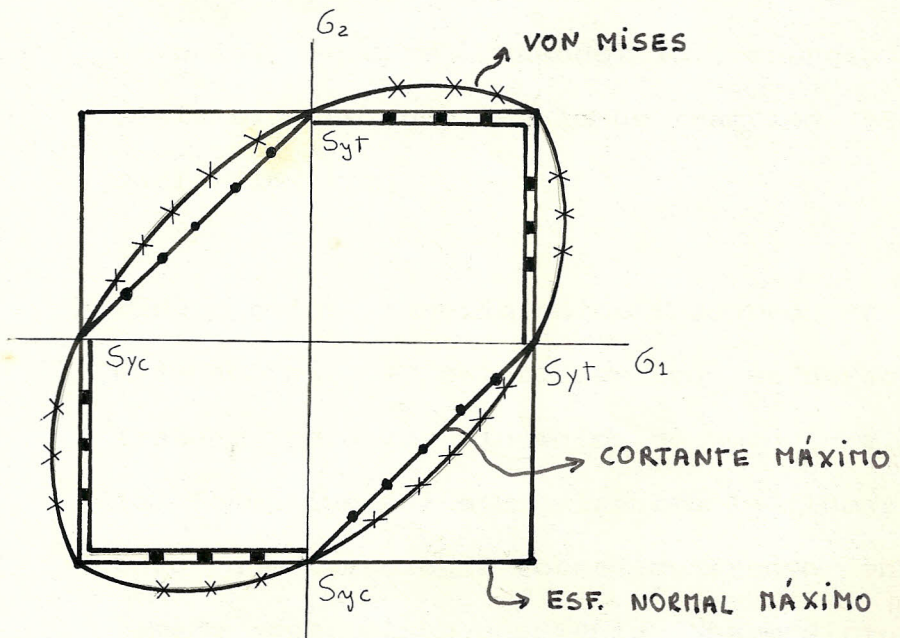


Fig #9. Representación gráfica de las teorías de falla en un campo de esfuerzos biaxial. (10)

En la figura #9 se muestra una representación gráfica de las teorías de falla aplicadas a un campo de esfuerzos biaxiales. Los esfuerzos fuera de las líneas limitadoras en el caso de cada teoría significan la falla (fluencia o fractura).

Para el caso de los materiales dúctiles, la teoría de falla más aplicable de acuerdo con los estudios experimentales, es la de Von Mises, Hubes, Hencky. Se la conoce también con el nombre de Teoría de la Máxima Energía de Distorsión, y establece que la falla del material ocurre cuando la energía de distorsión se iguala a la de tracción simple en la fluencia.

Todos estos conocimientos indujeron a los diseñadores a establecer un esfuerzo de trabajo para los elementos de máquinas, de tal forma que éstos no alcancen la fluencia, pero que tampoco se sobredimensionen en su tamaño con el consiguiente desperdicio de material y encarecimiento de los costos de fabricación.

De esta forma nace el concepto de factor de seguridad, que viene a cubrir todas las inseguridades del diseñador en cuanto a detalles como fluctuaciones de carga, la confianza en las propiedades del material y en general todas las condiciones fuera del control del diseño.

Visto así, la selección del factor de seguridad dependerá del análisis hecho por el diseñador de las condiciones de operación del componente y su incertidumbre con respecto a ellas. Una vez hecho esto, se divide la propiedad aplicable del material de acuerdo con la teoría de falla pertinente, para obtener el esfuerzo de diseño.

2.2.2. Medidores de deformación

El análisis experimental de esfuerzos se encuentra intrínsecamente relacionado con la medición de las deformaciones producidas en un cuerpo, como producto de la existencia de esfuerzos sobre éste.

Sin embargo, es necesario acompañar la medición de las deformaciones con un trabajo

analítico, a fin de determinar los esfuerzos.

Existen varios métodos de análisis experimental de esfuerzos entre los que se cuentan: la holografía, la fotoelasticidad, los recubrimientos quebradizos, los recubrimientos birrefringentes y la medición con strain gages o medidores de deformación.

Todos éstos métodos poseen rangos de aplicación de acuerdo a la necesidad, es así que para determinar esfuerzos biaxiales es posible aplicar recubrimientos o medidores de deformación, mientras que en el campo triaxial es necesario aplicar fotoelasticidad u holografía.

El método que utiliza medidores de deformación es quizás el más simple y útil de los mencionados en lo que se refiere a la determinación de esfuerzos biaxiales en una superficie. Para realizar las mediciones de la deformación, se utilizan delgados alambres dispuestos en forma de rejilla pegados a un papel con un recubrimiento protector (figura #10).

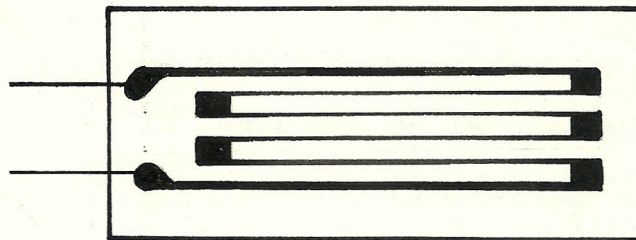
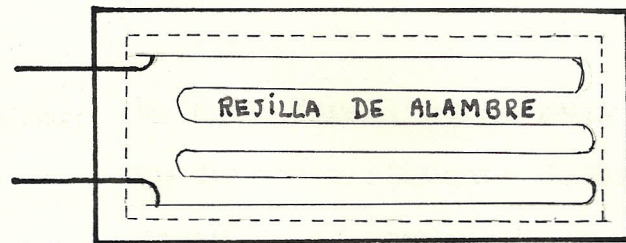


Fig #10. Constitución de un medidor de deformación.

(4)

Su funcionamiento se basa en que al someterse dichos alambres a deformación, se produce un cambio proporcional en la resistencia eléctrica.

De esta forma, si se pega a la superficie de un cuerpo o elemento de máquina un strain gages o extensómetro de resistencia eléctrica, al someterse dicho cuerpo a esfuerzo, se deformará junto con el elemento medidor. Se producirá entonces un cambio en la resistencia eléctrica de los alambres del medidor el que se deberá sensar para relacionarlo con la deformación producida.

La ecuación que rige este comportamiento se la expresa de la siguiente manera:

$$\epsilon = (\Delta R/R)(1/F) ; \text{ donde}$$

ϵ = deformación unitaria

ΔR = cambio de resistencia producido

R = resistencia nominal del medidor

F = factor del medidor

El factor del medidor es especificado por el fabricante, de tal forma que basta con sensar el cambio en la resistencia para saber

la deformación unitaria en el punto de interés.

Generalmente se utiliza un puente de Wheatstone o un circuito de resistencia para realizar la medición, acompañado de un sistema de amplificación ya que la señal es muy pequeña frecuentemente.

Existen equipos que indican directamente el valor de la deformación unitaria en las unidades necesarias. Además hay casos en que las características del ensayo no permiten alcanzar condiciones de estado estable y es necesario hacer lecturas simultáneas de varios puntos. Se hace necesario entonces utilizar canales separados para cada medidor.

En el caso de que las condiciones de estado estable puedan ser mantenidas por un tiempo prudencial, se pueden usar dos arreglos básicos de conexión como aparece en las figuras # 11 y 12, con lo cual es posible ir seleccionando los diferentes canales correspondientes a cada medidor para realizar las lecturas.

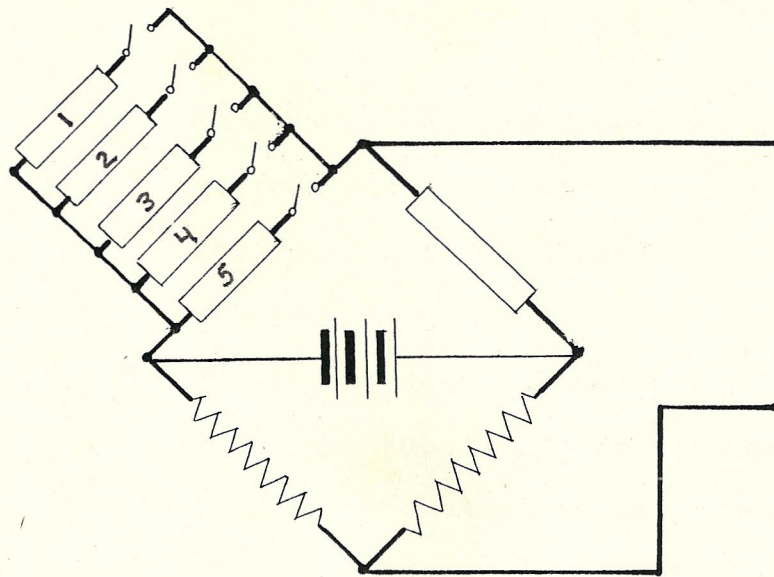


Fig.# 11 Conexión intrapunto (8)

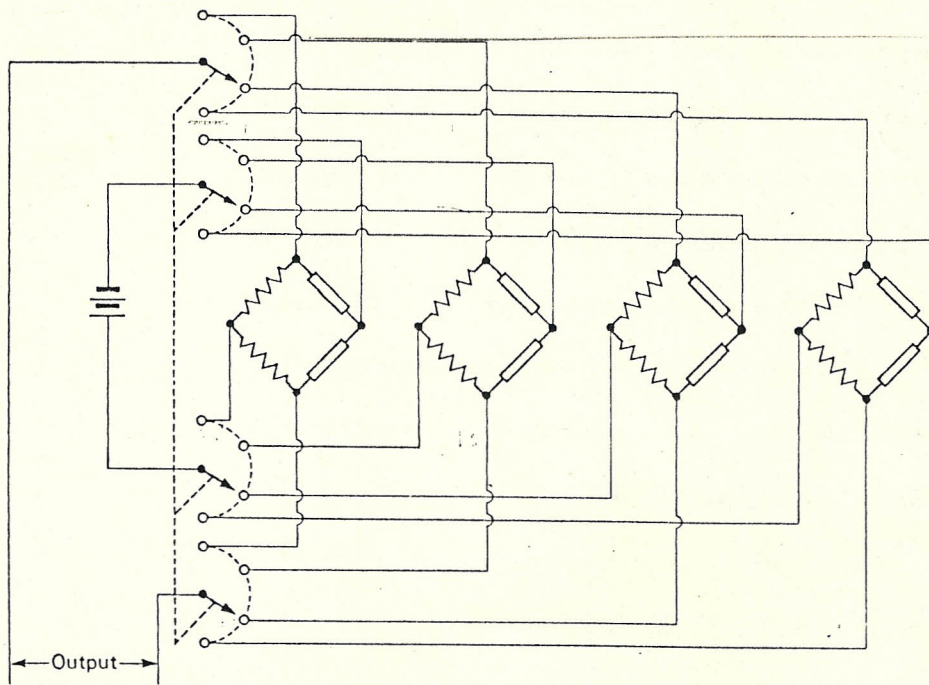


Fig.# 12 Conexión interpunto. (8)

Para el presente proyecto se ha utilizado un instrumento de selección y balance con el primer esquema señalado.

Cuando se habla de determinar los esfuerzos sobre una superficie de un cuerpo cualquiera, por lo general no se conocen las direcciones de los planos principales así como los esfuerzos. La única manera de despejar estas incógnitas es mediante el uso de tres medidores de deformación orientados en tres direcciones diferentes.

Estos arreglos de los extensómetros se denominan rosetas de deformación y existen básicamente tres tipos de acuerdo a la orientación dada a los medidores. Así tenemos la roseta de deformación rectangular, la equiangular y la T-delta (figuras # 13,14,15).

Para cumplir con los objetivos propuestos en el presente proyecto, se han utilizado rosetas rectangulares las cuales nos permiten obtener una solución determinada del estado de esfuerzos en un punto. Se eligió este tipo de roseta por ser la disponible y porque presenta facilidades

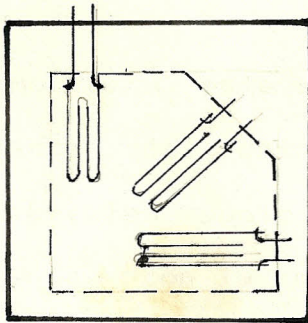


Fig.#13 Roseta rectangular.

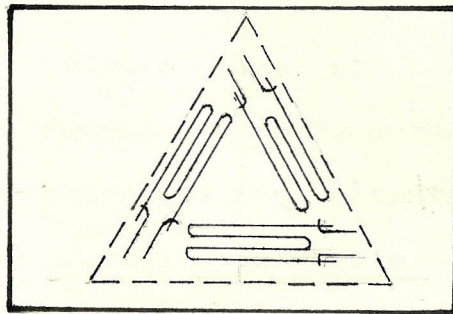


Fig.#14 Roseta equiangular.

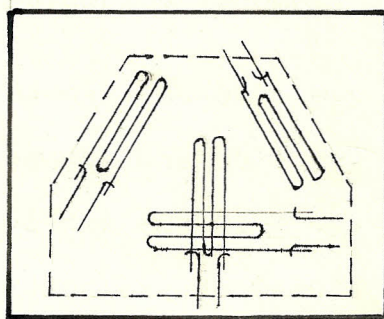


Fig.#15 Roseta T - Delta.

para el análisis.

Como para este caso no se tiene una idea exacta del estado de esfuerzos en los diferentes puntos de la estructura de la prensa, con la rosetas se podrá determinar dicho estado a fin de aplicar una teoría de falla para obtener el factor de seguridad real.

Entonces para el caso específico de una roseta rectangular, tenemos tres extensómetros orientados a 0, 45 y 90 grados, de esto, con las ecuaciones provenientes del análisis de las deformaciones de un cuerpo sometido a esfuerzos tenemos:

$$\epsilon_a = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_a + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a$$

$$\epsilon_b = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_b + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b$$

$$\epsilon_c = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_c + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c$$

Reemplazando $\theta_a=0^\circ$, $\theta_b=45^\circ$, $\theta_c=90^\circ$ tenemos:

$$\epsilon_a = \epsilon_{xx}$$

$$\epsilon_b = 1/2 (\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \gamma_{xy})$$

$$\epsilon_c = \epsilon_{yy}$$

Con lo que obtenemos:

$$\epsilon_{xx} = \epsilon_a$$

$$\epsilon_{yy} = \epsilon_c$$

$$\gamma_{xy} = 2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c$$

Existen además ecuaciones que definen las deformaciones principales:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{2}(\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy}) + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_{xx} - \epsilon_{yy})^2 + \gamma_{xy}^2}$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{2}(\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy}) - \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_{xx} - \epsilon_{yy})^2 + \gamma_{xy}^2}$$

Deducidas del círculo de Mohr para deformaciones. Reemplazando ϵ_{xx} , ϵ_{yy} y γ_{xy} obtenemos:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{2}(\epsilon_a + \epsilon_c) + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)^2}$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{2}(\epsilon_a + \epsilon_c) - \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)^2}$$

$$\tan 2\phi = (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c) / (\epsilon_a - \epsilon_c)$$

Donde ϕ es la dirección del esfuerzo principal σ_1 .

Con ello obtenemos los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = E(\epsilon_a - \epsilon_c) / 2(1 - \mu) + 1/2(1 + \mu) \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)^2}$$

$$\sigma_2 = E(\epsilon_a - \epsilon_c) / 2(1 - \mu) - 1/2(1 + \mu) \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)^2}$$

Con estas ecuaciones como vemos, es posible obtener los esfuerzos principales en un estado biaxial de esfuerzos y de allí aplicar la correspondiente teoría de falla para obtener el factor de seguridad. Para el caso de materiales dúctiles la teoría más aplicada es la de Von Mises la cual establece que:

$$n = S_y / \sigma'$$

donde n = factor de seguridad para falla

estática, S_y = esfuerzo de fluencia del material y;

$$\sigma' \text{ ó } \sigma \text{ equivalente} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] / 2}.$$

Si $\sigma_3 = 0$ entonces:

$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2\sigma_1 + \sigma_2^2}$ que es el caso para esfuerzos biaxiales. Cabe destacar además que si $\sigma_b < (\sigma_a + \sigma_c) / 2$ entonces ϕ se encuentra en el segundo cuadrante.

CAPITULO III

REVISION DEL PROCESO DE DISEÑO DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES DE LA PRENSA Y DETERMINACION DE LOS PUNTOS CRITICOS

3.1. DISEÑO DEL BASTIDOR

El bastidor, como anteriormente se había señalado, es el elemento estructural más importante de la prensa por ser el encargado de resistir las cargas de reacción producidas por el trabajo de la máquina.

Para su diseño se señalaron con anticipación los parámetros tales como el tamaño de la mesa, carrera de embutición, de cojín y demás datos necesarios. De esta forma se procedió a determinar la sección transversal mínima y el esfuerzo máximo admisible en tracción simple.

Para la determinación de la sección transversal se asumió(1) que los lados verticales del bastidor se encontraban simplemente sometidos a tensión, con lo cual fue posible utilizar la conocida fórmula

$\sigma = F/A$ donde $F = 80.000$ Kg y el esfuerzo máximo admisible σ en tracción simple se estableció en 2400000 Kg/m² de acuerdo a la experiencia en la construcción de este tipo de máquina.

Con esto se pudo obtener el valor del área, del que se pudo determinar un espesor e que era la incógnita por despejar ya que las otras dimensiones ya estaban dadas como vemos en la figura # 16 (1).

Sin embargo, este procedimiento de diseño no se puede considerar como adecuado ya que el bastidor, en los lados verticales, no se encuentra solo sometido a tensión sino también a flexión que es el efecto más importante como se verifica en el cálculo correspondiente presentado en este proyecto.

Se parte del hecho que los lados horizontales del marco se los considera como vigas empotradas sometidas a una carga distribuida, como aparece en la figura #17, de tal forma que se produce un momento flector que es máximo en los extremos y se puede determinar por la fórmula $M = 1/12WL$ donde:
 M = momento flector máximo (extremos de la viga

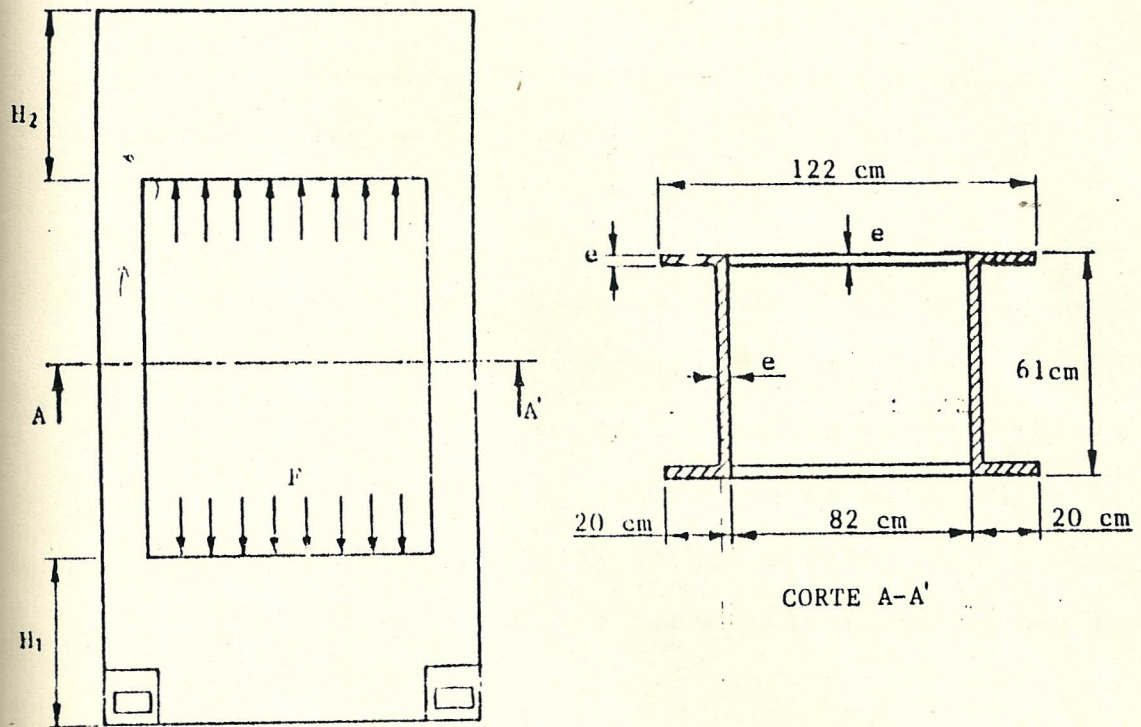


Fig. #16 Dimensiones del área transversal del bastidor. (1)

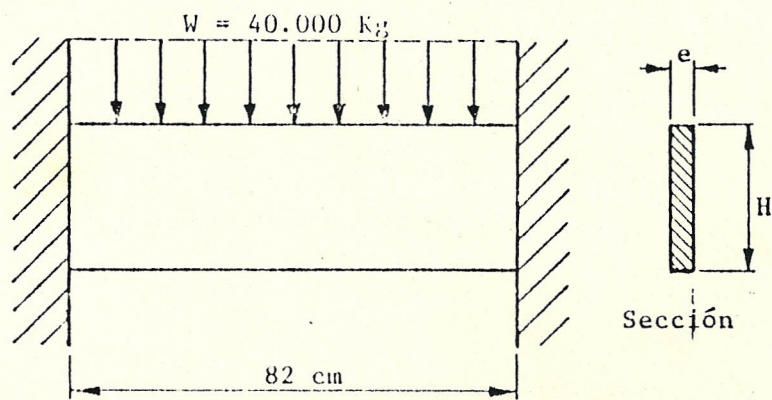


Fig. #17 Lado horizontal del bastidor en su representación como viga empotrada. (1)

doblemente empotrada)

W = carga total distribuida sobre la viga.

L = luz de la viga.

Con esto se puede calcular M que va a ser el momento flector transmitido a los lados verticales del bastidor, los cuales además estarán sometidos a tensión como se señala en el diagrama de cuerpo libre mostrado en el capítulo anterior, sumándose ambos efectos en las parte interiores de los lados verticales.

Debido a que la sección transversal para este caso es del tipo canal abierto, para aplicar la fórmula de flexión, se debe calcular su momento de inercia y la posición del eje neutro (figura #18), lo cual se demuestra a continuación:

$$A = (0.61 \text{ m} \times 0.091\text{m}) + 2(0.18\text{m} \times 0.019\text{m}) = 0.0185\text{m}^2$$

$$\bar{x} = (\sum A_i X_i) / A = 0.0468 \text{ m} = c$$

$$\bar{y} = (\sum A_i Y_i) / A = 0.305 \text{ m}$$

$$I_x = 0.6243 * 10^{-4} \text{ m}^4$$

A partir de esto tenemos que:

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_{\text{flexión}} + \sigma_{\text{tensión}} = Mc/I + F/A$$

donde:

M = momento flector

c = distancia de la fibra al eje neutro donde se

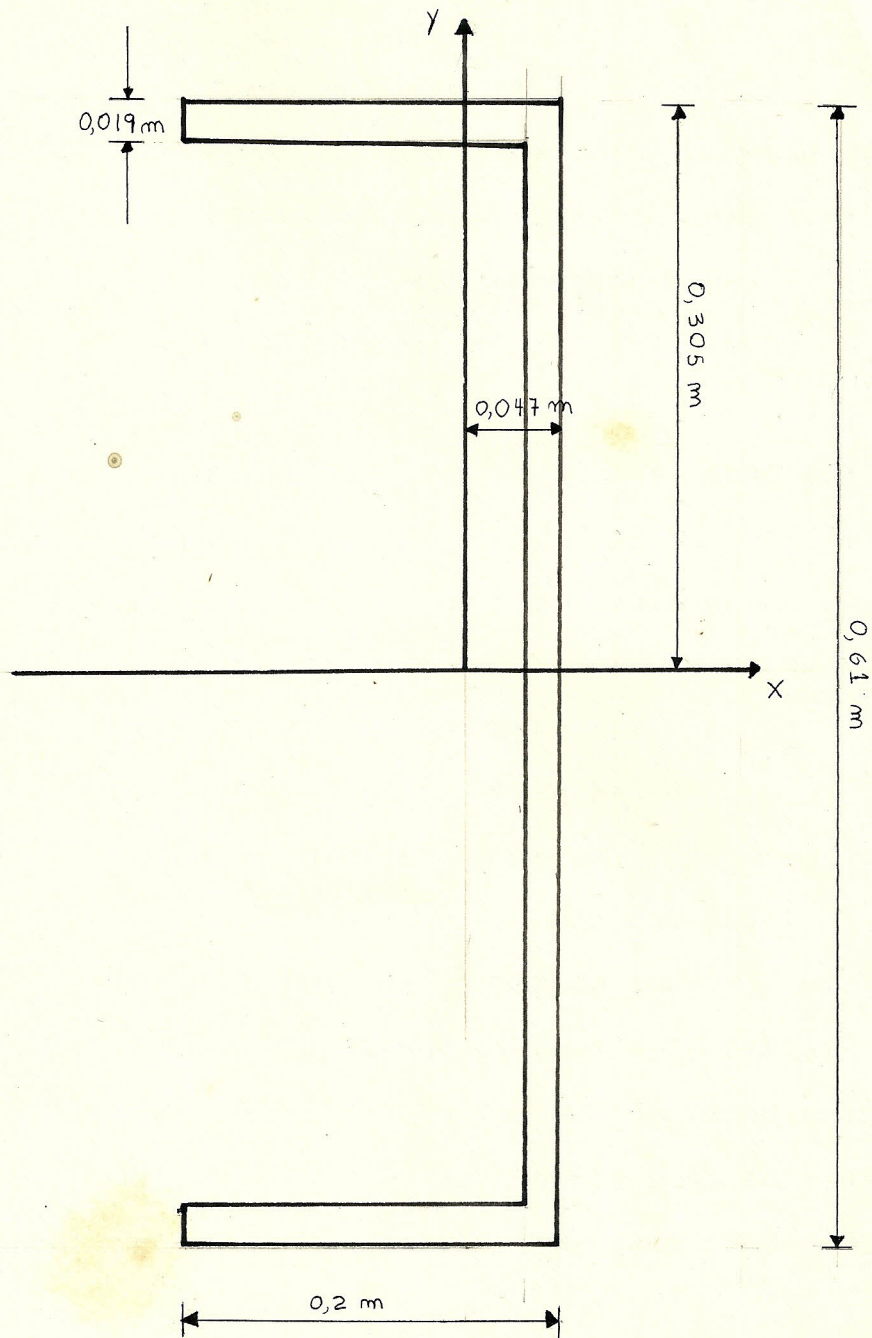


Fig.#18 Sección transversal del bastidor para el cálculo de I.

desea calcular el esfuerzo

I = momento de inercia de la sección transversal
respecto al eje sobre el cual gira la sección

A = área de la sección transversal

F = fuerza de tensión

$M = 1/12(WL)$

$M = 1/12(80.000 \text{ Kg} \times 0.82\text{m}) = 5.466,67 \text{ Kg-m}$

$F = 40000 \text{ Kg}$

Con estos datos y aplicando la fórmula correspondiente se obtiene:

$\sigma_{\text{flexión}} = 4098054.78 \text{ Kg/m}^2$

$\sigma_{\text{tensión}} = 2160410.48 \text{ Kg/m}^2$

$\sigma_{\text{total}} = 6258465.26 \text{ Kg/m}^2$

Al tratarse del acero A-36 que posee un esfuerzo a la fluencia de 25363600 Kg/m^2 , el factor de seguridad empleado será: $n = S_y / \sigma_{\text{total}} = 4.0$.

Este valor del factor de seguridad difiere mucho del utilizado al considerar solo la tensión simple de lo que resulta: $n = S_y / \sigma_{\text{admisible}} = 10,57$.

Por las explicaciones anteriores se pueden establecer tres puntos de interés en el bastidor para su análisis, éstos son: la parte interior del lado vertical donde se suman los efectos de tensión y flexión (figura #19), los puntos cercanos al empotramiento, tanto en los lados horizontales superiores como en los lados

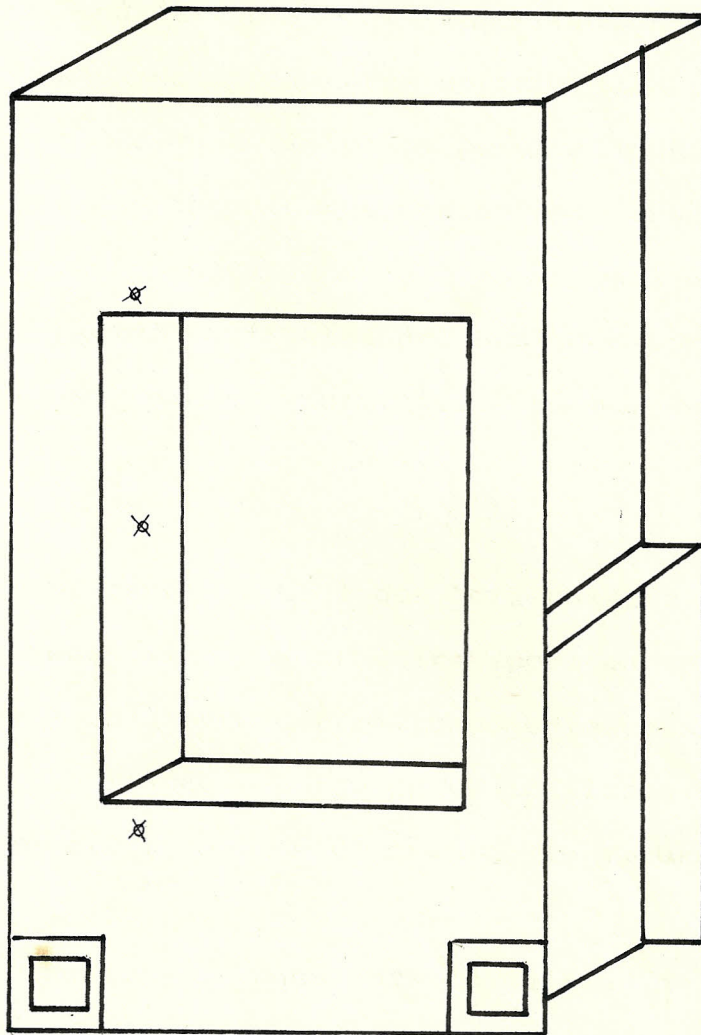


Fig.#19 Puntos de interés para el análisis de esfuerzos sobre el bastidor.

horizontales inferiores (figura #19).

Cabe señalar que en el lado horizontal superior del bastidor, la carga es repartida sobre dicha viga a través de la placa portacilindro superior y los refuerzos correspondientes, aunque los dos componentes señalados también se hallan soldados a las partes verticales del bastidor por lo que la carga es además transmitida a dichas estructuras.

Para el caso de los lados horizontales inferiores, la mesa fija no encuentra apoyo en ningún otro lugar que sobre dichos componentes estructurales, por lo tanto la carga en su totalidad se reparte entre ellos como se observa en la figura #20.

Las consideraciones antes señaladas no han sido tomadas en cuenta para el diseño de los lados horizontales inferiores, a diferencia que para los superiores, por lo que se sobredimensiona a éstos elementos en lo que se refiere a la carga que van a soportar.

Para el cálculo de éstas vigas, se aplican las fórmulas para una viga empotrada en sus extremos

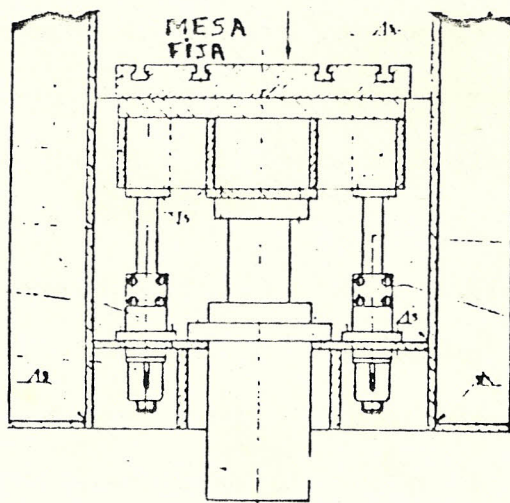


Fig.#20 Vista del apoyo de la mesa fija

con una carga uniformemente distribuida, donde el momento flector máximo, se produce cerca al empotramiento. Para este caso también se señala un esfuerzo admisible de antemano, lo que significa que ya se considera un factor de seguridad dictado por la experiencia en este tipo de construcciones.

Aquí, cada lado horizontal asume el 50% de la carga, es decir 40000 Kg, la incógnita es la altura de las vigas ya que se trata de una sección rectangular por lo cual $I = \frac{bh^3}{12}$ donde b es el ancho de la sección rectangular y h la altura de la misma.

Conociendo que $\sigma = Mc/I$ y habiéndose determinado $M = 1/12(WL)$ con $W = 40000$ kg, $L = 0,82$ m además de que $c = h/2$, es posible despejar h correspondiéndole un valor de 0.542 cm que es la altura de los lados horizontales tanto superior como inferior.

Con este procedimiento el factor de seguridad resulta ser, de acuerdo a lo expuesto en el diseño y con un $\sigma_{admisible}$ de 3000000 kg/m² como se señala en el mismo: $n = S_y/\sigma_{admisible} = 8,05$; con un $S_y = 25363600$ Kg/m².

3.2. DISEÑO DE LA PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR Y SUS REFUERZOS

En la exposición del diseño de la placa portacilindro superior se establece que ésta, en su dimensionamiento, solo depende del criterio del diseñador ya que de acuerdo a como se la consideró, la placa se encuentra libre de esfuerzos debido a que éstos serán absorbidos por los refuerzos colocados para dicho efecto (figura #21).

De esta manera se evita la necesidad de colocar una plancha de un espesor demasiado grande, siendo necesario su uso solo para sostener al cilindro embutidor en su posición através de los respectivos pernos.

Sin embargo, también se seleccionó un punto para sensar las deformaciones que se producen en dicha placa y por ende, los esfuerzos a los que está sometida a fin de determinar cual es el factor de seguridad real con el que trabaja.

De los tratados de mecánica de sólidos se estableció que el lugar donde se producen los máximos esfuerzos en una placa rectangular empotrada corresponde a la franja central paralela al lado más largo, sin embargo, para la placa en

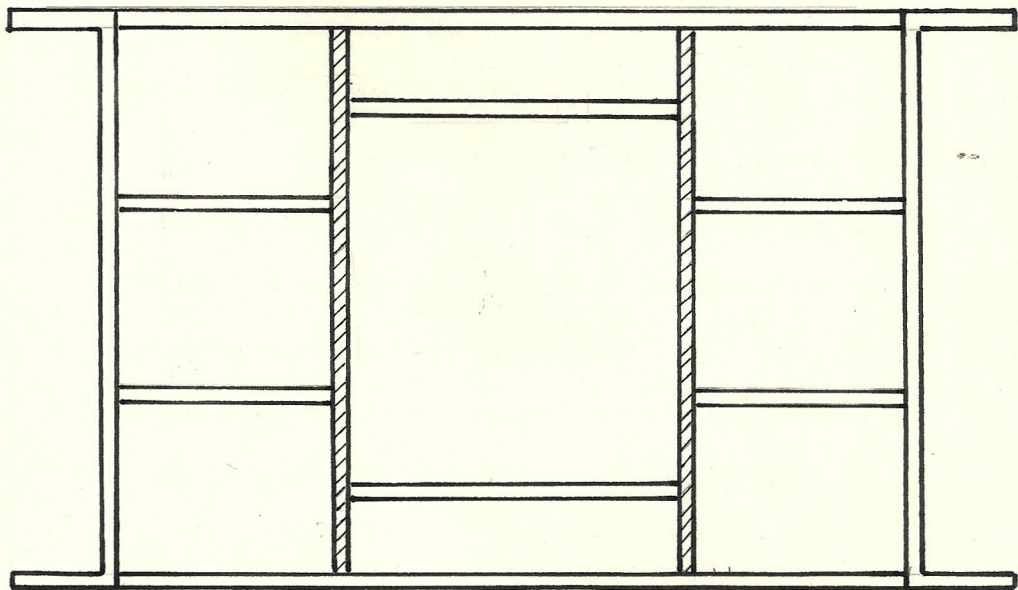


Fig.#21 Refuerzos de la placa portacilindro superior.

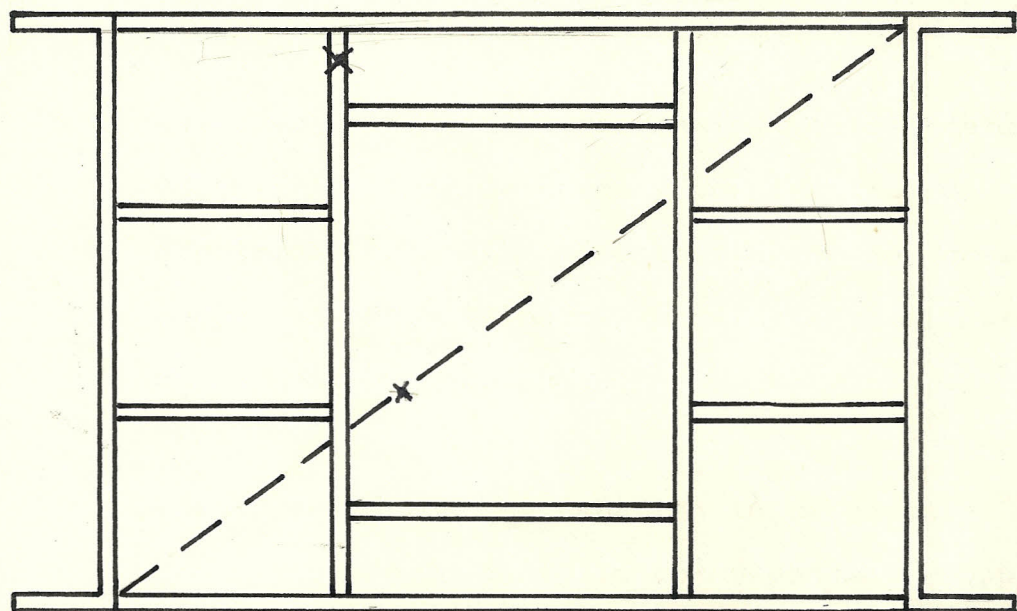


Fig.#22 Puntos de colocación de los extensómetros sobre la placa portacilindro superior y sus refuerzos.

estudio la colocación de los refuerzos hace que dicho punto se traslade a las esquinas y en la diagonal de la placa. Cabe destacar que existe gran dificultad en la colocación de los extensómetros en dicho punto y de que no existe una certeza del lugar donde se producen los esfuerzos máximos, por lo que este análisis servirá de ilustración para conocer que trabajo desempeña la placa en la estructura.

La posición seleccionada aparece en la figura #22 y además el punto sobre uno de los refuerzos de la placa, en el que se establecerá la deformación cuya justificación se da a continuación.

Como se señala anteriormente, estos refuerzos soportarán toda la carga y por tratarse de vigas empotradas el mayor momento flector se producirá cerca al empotramiento y por lo tanto el esfuerzo máximo en el mismo punto.

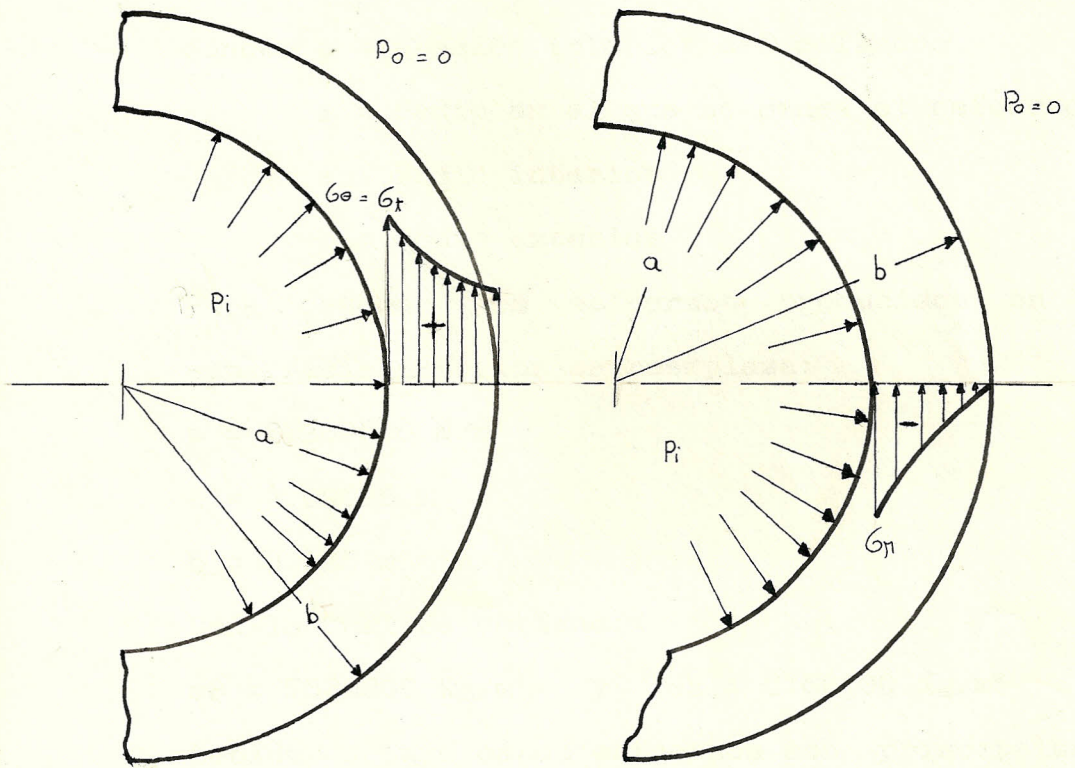
Estos refuerzos se reparten la carga total y a cada uno por lo tanto le corresponden 20000 Kg. Debido a que se trabaja en la obtención de la altura h al igual que en el cálculo de la misma en los lados horizontales del bastidor, con un

esfuerzo admisible de 30000000 N/m^2 , el factor de seguridad de diseño es igual a 8,45 con lo cual y de acuerdo a lo antes expuesto, se asegura que la placa no resistirá ningún esfuerzo.

3.3. DISEÑO DEL CILINDRO EMBUTIDOR (1)(4)

Para el diseño original del cilindro embutidor se ha trabajado con fórmulas empíricas a fin de determinar el espesor de pared del mismo que corresponde a un cilindro de pared gruesa, ya que la relación de diámetros es mayor de 0.1. Como se sabe, en la superficie exterior del cilindro aparecerán esfuerzos circunferenciales y tangenciales que podrán ser sensados. Sin embargo, también se debe considerar la existencia de un esfuerzo radial cuya magnitud es cero en la superficie exterior del cilindro y máxima en la interior, como aparece en la figura 22 A.

Así, en la parte exterior del cilindro se tendrá un estado biaxial de esfuerzos compuesto por el esfuerzo circunferencial y el longitudinal. En la parte interior se tendrá un estado de esfuerzos triaxial en el que se suma la existencia del esfuerzo radial.



Distribución del
esfuerzo circunferencial

Distribución del
esfuerzo radial

Fig.#22A Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna. (10)

De acuerdo con esto el esfuerzo circunferencial será:

$$\sigma_{\theta} = p[a^2(r^2+b^2)]/[r^2(b^2-a^2)]$$

y el esfuerzo longitudinal $\sigma_z = p a^2/(b^2-a^2)$

donde: p = presión interior del cilindro

r = radio en el que se sensa el esfuerzo

a = radio interior

b = radio exterior

Para obtener los esfuerzos producidos en la superficie exterior se reemplaza:

$$p = 27200000 \text{ N/m}^2$$

$$a = 0.09525 \text{ m}$$

$$b = 0.125 \text{ m} = r$$

Con lo cual se obtiene:

$$\sigma_{\theta} = 7532300 \text{ Kg/m}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_z = 3766100 \text{ Kg/m}^2$$

Debido a que estos esfuerzos son principales y tratándose de un estado biaxial de esfuerzos de acuerdo a la teoría de falla de Von Mises tenemos que: $\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma_{\theta}^2 - \sigma_{\theta}\sigma_z + \sigma_z^2}$; con lo que el factor de seguridad será: $n = S_y/\sigma_{\text{equivalente}} = 253636000 \text{ N/m}^2/65370000 \text{ N/m}^2 = 3.88$.

Para la superficie interior del cilindro se deben calcular los esfuerzos circunferencial, longitudinal y radial que son esfuerzos principales con lo cual es posible aplicar la teoría de falla

de Von Mises directamente.

En este caso:

$$\sigma_r = -p$$

$$\sigma_\theta = p(b^2 + a^2)/(b^2 - a^2) \quad y$$

$$\sigma_l = p a^2/(b^2 - a^2)$$

Reemplazando los valores correspondientes se obtiene:

$$\sigma_r = -27.2 \text{ MPa} \quad , \quad \sigma_\theta = 102.52 \text{ MPa} \quad y \quad \sigma_l = 37.66 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente será:

$$\sigma' = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}/2 =$$

$$\sigma' = \sqrt{[(\sigma_\theta - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2]}/2 =$$

$$\sigma' = 112.34 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad en la superficie exterior se lo determina:

$$n = S_y/\sigma' = 253.64 \text{ MPa} / 112.34 \text{ MPa} = 2.26.$$

Este factor de seguridad es inferior al obtenido para la parte exterior del cilindro.

Se debe mencionar, luego de este análisis, que no es posible sensar las deformaciones en la superficie interior del cilindro (que es la parte crítica del mismo) por lo que se lo hará en la parte exterior. Con esto se podrá saber si existe correlación entre el factor de seguridad que debería existir en la superficie exterior (valor calculado en esta sección) y el obtenido

experimentalmente. De aquí podemos obtener una idea de la condición en que se encuentra trabajando la parte interior del cilindro ya que el factor obtenido experimentalmente en la superficie exterior no puede ser considerablemente menor al encontrado a través del cálculo para dicha parte.

Lo antes expuesto se sustenta, en que la superficie interior del cilindro siempre poseerá un factor de seguridad menor al de la superficie exterior y si experimentalmente se obtiene una disminución en el segundo factor señalado, esto acarreará consecuentemente una disminución en el primero.

CAPITULO IV

ANALISIS EXPERIMENTAL

4.1. MATERIALES , EQUIPOS E INSTRUMENTACION UTILIZADOS

A continuación se presenta el listado de materiales, equipos e instrumentación utilizados para la colocación de las rosetas de deformación en los puntos críticos de la prensa y lograr las correspondientes mediciones de deformación en dichos sitios para una carga estática establecida.

Equipos e instrumentación:

- 2 cajas de switch y balance con 10 canales cada uno para lecturas secuenciales.
- Indicador digital de deformación con factor de celda seleccionable de 0.5 a 9.9, exactitud 0.001. Rango $\pm 19.999 \mu\epsilon$ en factor de celda menor a 6.000 mult X1.
- 6 Rosetas rectangulares de $120 \pm 0.4\%$ Ohms, $2.05 \pm 1\%$ factor de celda, 0.9% Kt.
- Multímetro digital
- Cautín

Materiales

- 10 metros de cable mono
- 40 metros de cable de conexión

- 3 borneras de 12 puntos
- Alambre de estafío
- Alcohol
- Lija fina y gruesa
- Cinta Scotch y pegamento
- Fundente
- Extensión eléctrica
- Tubo corto de pared gruesa de acero
- Barras de acero macizas

4.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Una vez seleccionados los puntos a ser analizados, se procedió a la colocación de los extensómetros, los cuales presentaban dificultad para ser pegados y soldados debido a la posición en que se debía hacer esto.

Esta fase de la colocación se la puede simplificar en los siguientes puntos:

- 1) Se limpia la superficie en el punto donde se van a pegar las rosetas de deformación, desprendiendo la pintura primero con lija gruesa y luego con lija fina. Se eliminan los óxidos y la grasa mediante la aplicación de alcohol.

- 2) Trazar con una regla y rayador un par de ejes coordenados a fin de dar la orientación

adecuada al extensómetro o en este caso a la roseta de deformación al ser pegada.

- 3) Se pega la roseta en una tira de cinta Scotch, con la parte brillante hacia el lado engomado, esto permite fijar correctamente la roseta en la orientación adecuada en el punto previamente señalado con los ejes coordenados.
- 4) Se unta con goma el punto donde se pegará el extensómetro, regresando éste con la cinta previamente fijada a dicha posición, en la cual se lo mantiene presionado por aproximadamente un minuto, luego se retira la cinta quedando la roseta pegada y con la orientación deseada.
- 5) Se procede a soldar cables mono de aproximadamente 30 cm de largo en los bornes de la roseta utilizando el cautín de punta fina y alambre de estaño. Se debe tener cuidado que la longitud de estos cables no sea mucho mayor a la señalada ya que aumentan la resistencia y luego no es posible balancear el puente para la medición en el sensor de deformaciones. Una vez hecho esto, se instalan los cables en las borneras para

impedir que algún movimiento brusco desprenda el cable de la roseta.

6) Con cable de conexión se conecta la bornera al sistema de medición y se comprueba el circuito con el uso del multímetro digital, el cual debe indicar los 120 Ohms de resistencia entre los dos cable de cada extensómetro de la roseta o en los respectivos puntos de la bornera.

7) Se señala cada par de cables con a fin de saber a que extensómetro y a que roseta corresponden. De las borneras se llega primero a las cajas del switch selector y balance, para lecturas alternadas, y de éstas se conecta con el indicador de deformaciones. Los pasos anteriores se repiten para cada una de las 6 rosetas (18 extensómetros).

8) Se procede a balancear cada canal conectado a la caja de switch y balance, luego de lo cual se estará listo para una prueba. Esto se lo realiza colocando entre las mesas de la prensa un cuerpo al cual no pueda deformar, que en este caso será un tubo corto de acero de pared gruesa soportado en dos barras macizas de acero (figura #23) entre las mesas de la

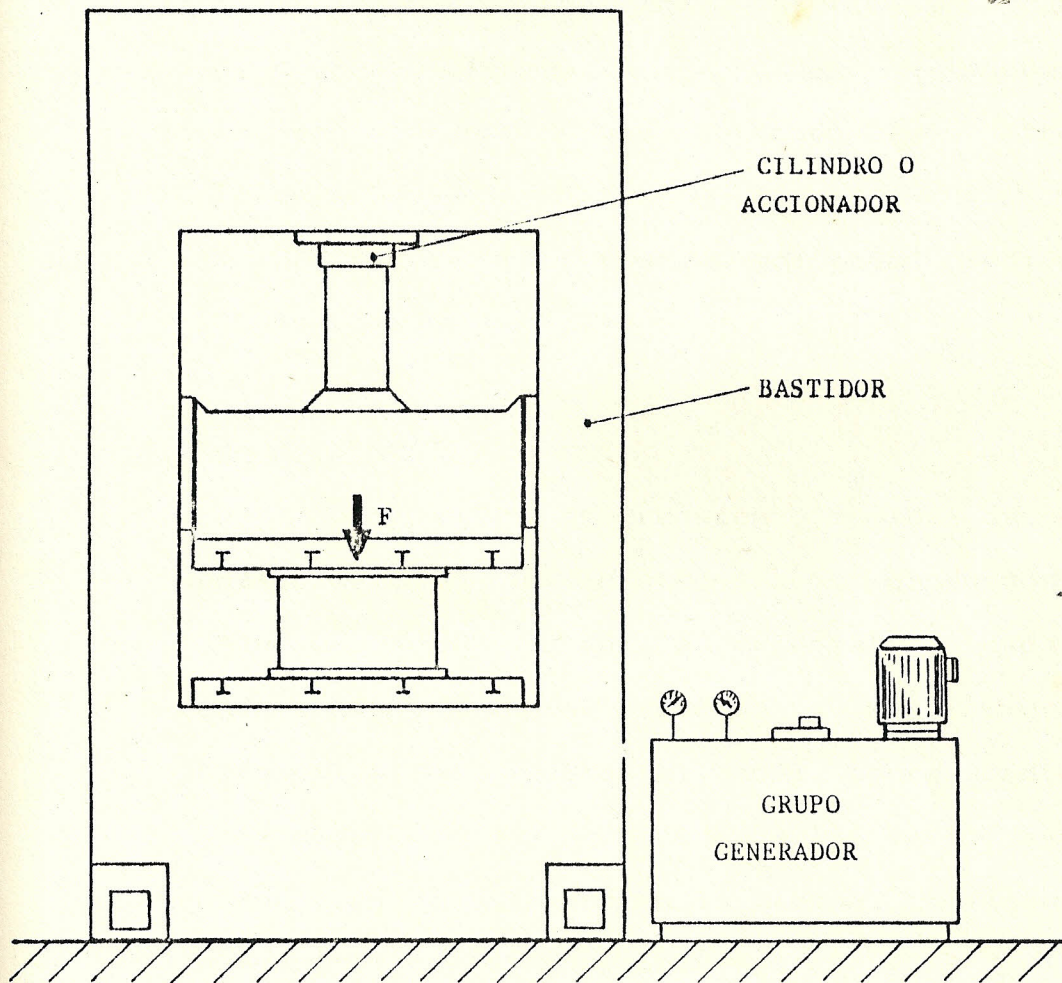


Fig.#23 Disposición para probar la prensa en una carga estática.

prensa, lo cual permite mantener la estructura de la máquina sometida a una carga estática por un tiempo suficiente para realizar las mediciones en los diferentes canales correspondientes a cada extensómetro, seleccionando una presión de trabajo determinada.

Se realizan dos pruebas por cada presión de trabajo seleccionada.

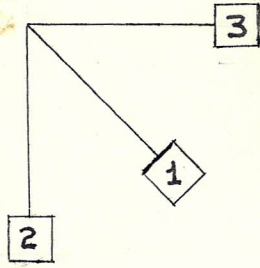
4.3. TABLAS DE DATOS

Para una mejor comprensión de los datos y posteriormente de los resultados obtenidos, se hace necesario indicar la orientación dada, en cada caso, a las rosetas y su numeración respectiva de acuerdo al canal correspondiente. Esto dependió en gran manera de las facilidades de colocación encontradas en la prensa. La figura #24 muestra lo antes señalado.

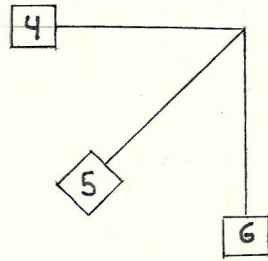
Como ya se estableció, se realizaron pruebas para diferentes presiones de trabajo de la prensa, ya que este es el parámetro que indica la magnitud de la fuerza ejercida por el émbolo del cilindro embutidor, indirectamente.

A continuación se muestran dos tablas, la primera indica que para cada presión de trabajo se realizaron dos pruebas, con los respectivos datos

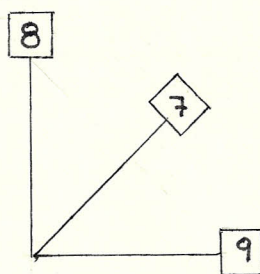
Fig#24 Posición de los extensómetros con el eje horizontal paralelo al suelo.



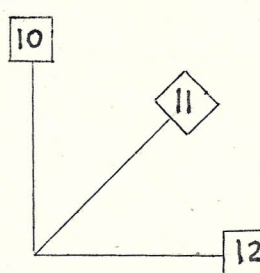
Esquina superior izquierda del bastidor.



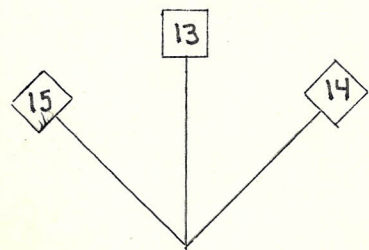
Parte interior lado vertical del bastidor.



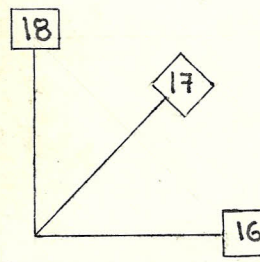
Esquina inferior izquierda del bastidor.



Refuerzo placa portacilindro.



Placa portacilindro.



Cilindro embutidor.

obtenidos, la segunda muestra el promedio de las deformaciones obtenidas de dichas dos pruebas.

Con esto se trata de minimizar los errores crasos cometidos al realizar las mediciones y también para comprobar que no varían en demasía entre una lectura y otra. Con esto se puede establecer si las condiciones de estado estable para cada medición se mantienen.

TABLA DE DATOS I

Presión(Pa)	10330000		15495000		20660000	
Canal	Deformación unitaria($\mu\epsilon$)		Deformación unitaria($\mu\epsilon$)		Deformación unitaria($\mu\epsilon$)	
	P1	P2	P1	P2	P1	P2
1	-35	-38	-50	-53	-68	-59
2	10	10	15	14	20	21
3	-21	-26	-30	-35	-38	-38
4	2	-1	0	0	0	-3
5	25	27	37	40	46	51
6	75	76	109	113	144	149
7	-94	-106	-132	-129	-166	-171
8	5	3	6	9	14	13
9	-45	-49	-69	-68	-87	-87
10	-18	-21	-26	-25	-35	-37
11	-18	-20	-28	-23	-31	-35
12	79	77	108	116	140	141
13	109	114	170	183	233	233
14	86	94	118	130	152	139
15	-53	-57	-51	-55	-35	-57
16	115	115	164	144	227	236
17	77	88	109	119	153	160
18	33	33	47	52	66	71

P = prueba

TABLA DE DATOS II

Presión(Pa)	10330000	15495000	20660000
Canal	Deformación unitaria($\mu\epsilon$) PROMEDIO	Deformación unitaria($\mu\epsilon$) PROMEDIO	Deformación unitaria($\mu\epsilon$) PROMEDIO
1	-36,5	-52	-65
2	10	15	21
3	-23,5	-33	-36
4	1	0	0
5	26	39	49
6	75	111	147
7	-98	-131	-169
8	4	8	14
9	-47	-69	-87
10	-20	-26	-36
11	-19	-26	-33
12	78	112	140
13	112	177	233
14	90	126	146
15	55	-53	-46
16	115	154	232
17	83	114	157
18	33	50	69

4.4. CALCULOS REPRESENTATIVOS

Como se puede observar de las tablas de datos, el valor máximo de presión al cual se pudo probar la prensa es de 20660000 N/m² por lo tanto no se logrará determinar el factor de seguridad a la presión de diseño (27200000 N/m²).

Sin embargo como sabemos, existe linealidad entre la carga y los esfuerzos en la mayoría de los casos, trátase de flexión, tensión, torsión, etc. lo cual se intentará probar con estos resultados, esperándose lograr una extrapolación para lograr los factores de seguridad reales en los diferentes puntos.

Para el caso de la roseta colocada en la parte inferior del bastidor, lado vertical y de la tabla de datos #2:

$$\text{Canal 4} = 0 \mu\epsilon = \epsilon_a$$

$$\text{Canal 5} = 49 \mu\epsilon = \epsilon_b$$

$$\text{Canal 6} = 147 \mu\epsilon = \epsilon_c$$

De las ecuaciones (1) tenemos:

$$\epsilon_{xx} = \epsilon_a = 0 \mu\epsilon$$

$$\epsilon_{yy} = \epsilon_c = 147 \mu\epsilon$$

$$\gamma_{xy} = 2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c = -49$$

Con las ecuaciones (2) reemplazando ϵ_{xx} , ϵ_{yy} , γ_{xy} tenemos:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{2}(0 + 147) + \frac{1}{2} \sqrt{(0 - 147)^2 + (-49)^2} =$$

$$= 150,97 \mu\epsilon$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{2}(0 + 147) - \frac{1}{2} \sqrt{(0 - 147)^2 + (-49)^2} =$$

$$= - 3,97 \mu\epsilon$$

Reemplazando en (3):

$$\sigma_1 = E \left[\frac{(\epsilon_a + \epsilon_c)}{2(1-\mu)} + \frac{1}{2(1+\mu)} \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + (2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)^2} \right]$$

11

con $E = 2.11 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ y $\mu = 0,30$

$$\sigma_1 = 345,749 \text{ Kg/cm}^2$$

De igual forma:

$$\sigma_2 = 91,8638 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Tan } 2\theta = \frac{(2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c)}{(\epsilon_a - \epsilon_c)}$$

$$\text{Tan } 2\theta = \frac{(2(49) - 0 - 147)}{-147} = 0,33$$

$$\theta = 99,21^\circ$$

El ángulo resulta en el segundo cuadrante, ya que $\epsilon_b < (\epsilon_a + \epsilon_c)$ ó $2,49 \mu\epsilon < 73,5 \mu\epsilon$.

Aplicando la teoría de la Máxima Energía de Distorsión o de Von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = 310,19 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{por lo}$$

cual el factor de seguridad resulta:

$$n = S_y / \sigma' = 2536,36 \text{ kg/cm}^2 / 310,19 \text{ kg/cm}^2 = 8,18$$

De igual manera se repite para el resto de los datos.

4.5. TABLA DE RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos en la diferentes pruebas:

TABLA DE RESULTADOS I

BASTIDOR PARTE INTERIOR LADO VERTICAL

Presión(Pa)	10330000	15495000	20660000
σ_1 (N/m ²)	17685690	26009040	34574900
σ_2 (N/m ²)	4939190	7035180	9186380
θ (°)	98,98	98,27	99,22
n	16,04	10,88	8,18

ESQUINA SUPERIOR IZQUIERDA BASTIDOR

σ_1 (N/m ²)	3584510	5389300	8282290
σ_2 (N/m ²)	-7603420	-10747850	-12747770
θ (°)	59,69	59,58	58,18
n	25,62	17,82	13,83

ESQUINA INFERIOR IZQUIERDA BASTIDOR

σ_1 (N/m ²)	6811920	8553930	12367330
σ_2 (N/m ²)	-19612850	-26713000	-34099120
θ (°)	125,78	124,51	124,56
n	10,67	7,95	6,08

TABLA DE RESULTADOS II

Presión (Pa)	10330000	15495000	20660000
REFUERZO SUPERIOR PLACA PORTACILINDRO			
σ_1 (N/m ²)	19872010	28789330	35526630
σ_2 (N/m ²)	-2605650	-3187490	-4566270
θ (°)	157,79	157,50	157,99
n	11,91	8,31	6,67
PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR			
σ_1 (N/m ²)	24725270	38160490	48744390
σ_2 (N/m ²)	-14305780	-16428700	-18934730
θ (°)	26,25	28,75	31,15
n	7,41	5,22	4,19
CILINDRO EMBUTIDOR			
σ_1 (N/m ²)	28907210	39108990	58199230
σ_2 (N/m ²)	15151770	21621250	31407190
θ (°)	10,12	7,47	5,02
n	6,19	6,49	2,27

4.6. GRAFICOS

De los conocimientos de las teorías de mecánica de sólidos se puede obtener que en la mayoría de los casos existen una relación lineal entre la carga y los esfuerzos, con lo que como vamos a ver, también se puede establecer dicha relación entre la carga y el factor de seguridad en un elemento estructural.

Por ejemplo, cuando tenemos flexión y tensión combinadas:

$$\sigma = (Mc/I) + P/A \quad \text{donde } M = P.d$$

M= momento flector, P = carga aplicada, d = brazo de la carga.

Debido a que las dimensiones del cuerpo no varían tenemos: $P(dc/I + 1/A) = \sigma$

de donde se puede establecer $PK = \sigma$, siendo K una constante.

En el caso de la prensa hidráulica, la carga ejercida y en este caso también la de reacción sobre los elementos estructurales, depende exclusivamente de la presión con que trabaje el sistema. Por lo tanto la presión está directamente relacionada con la carga y ésta última con los esfuerzos producidos.

De este modo, al construir un grafico n vs P como

era de esperarse, a medida que aumenta la presión disminuye el factor de seguridad, aunque no exactamente en una forma lineal pero posible de aproximarse a una recta en un cierto rango. Ello se debe a que en las teorías de la mecánica de sólidos se hacen muchas asunciones a fin de simplificar las ecuaciones y sus soluciones, lo cual conduce a un cierto grado de error en sus aplicaciones.

De esta forma, realizando una extrapolación, debido a que no se pudo probar la prensa para su carga máxima, se han obtenido los factores de seguridad reales aproximados con los cuales se realizará el análisis subsecuente.

Cable destacar que este es un método que si bien no se encuentra exento de un cierto margen de error, se lo puede considerar como aceptable. Para la obtención de las rectas se utilizó el método de los mínimos cuadrados o de regresión lineal para lograr la mejor curva.

Grafico n vs P #1
PARTE INTERIOR LADO VERTICAL BASTIDOR

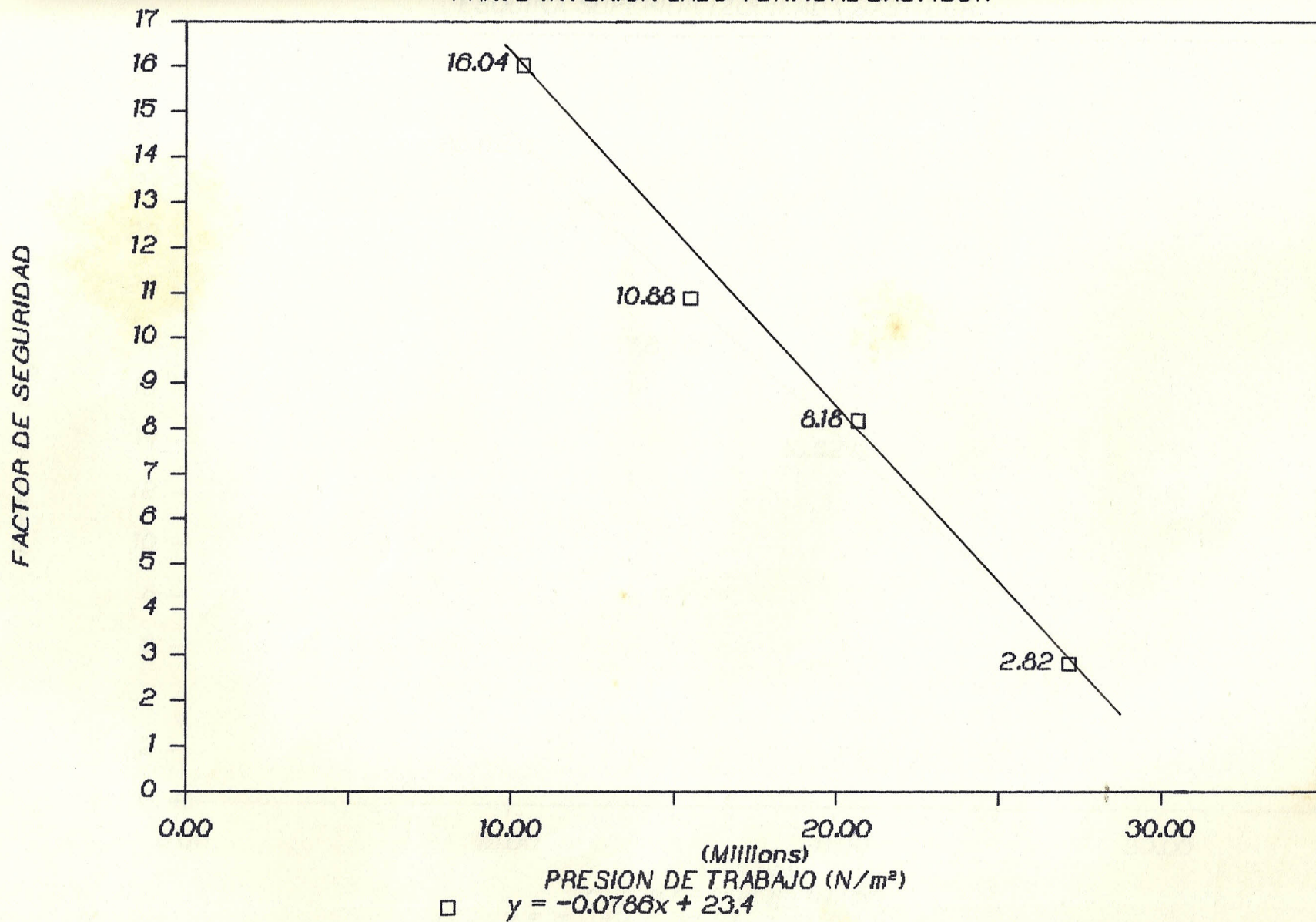


GRAFICO n VS P #2
ESQUINA SUPERIOR IZQUIERDA BASTIDOR

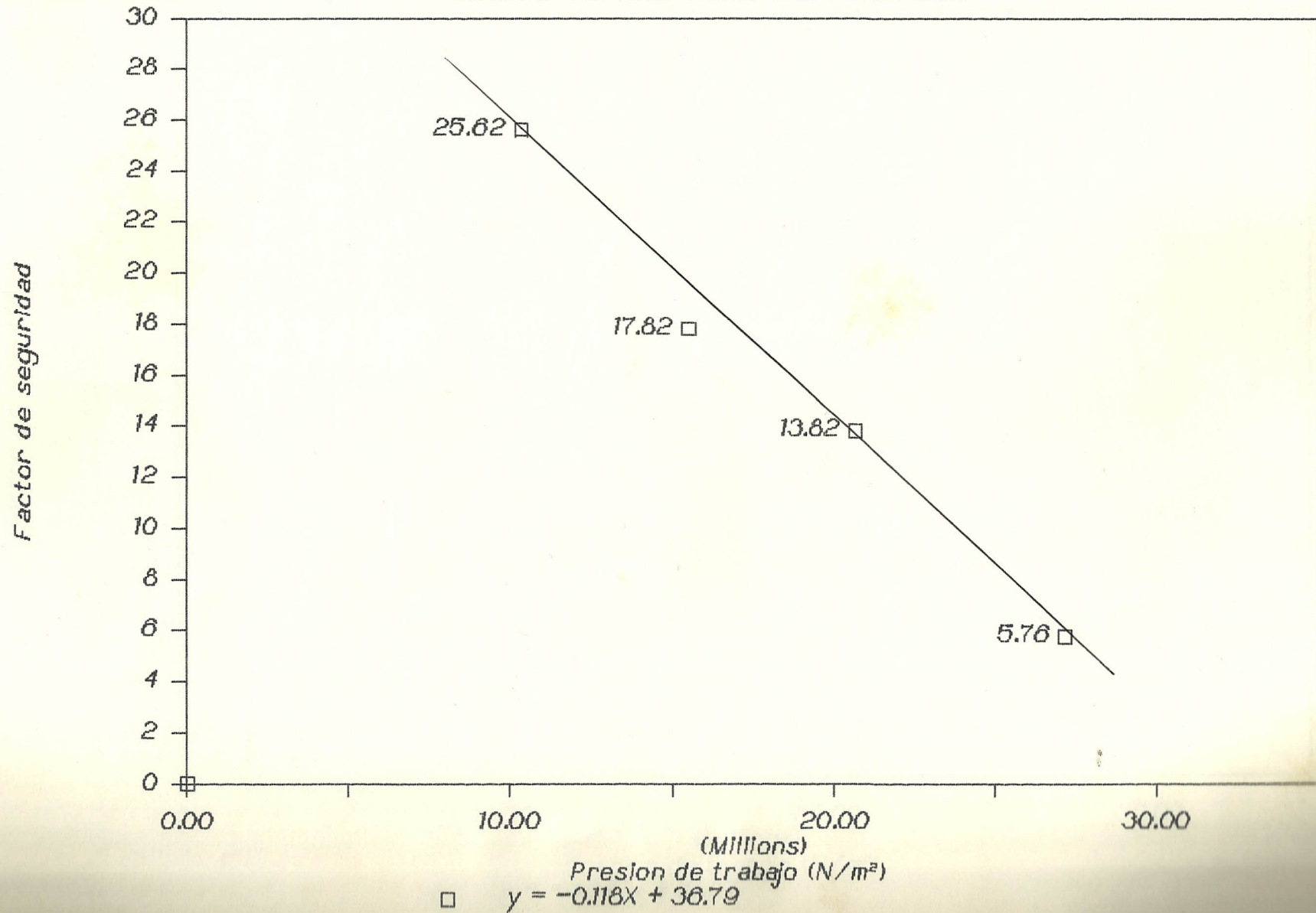


GRAFICO II VS P #3

ESQUINA INFERIOR IZQUIERDA BASTIDOR

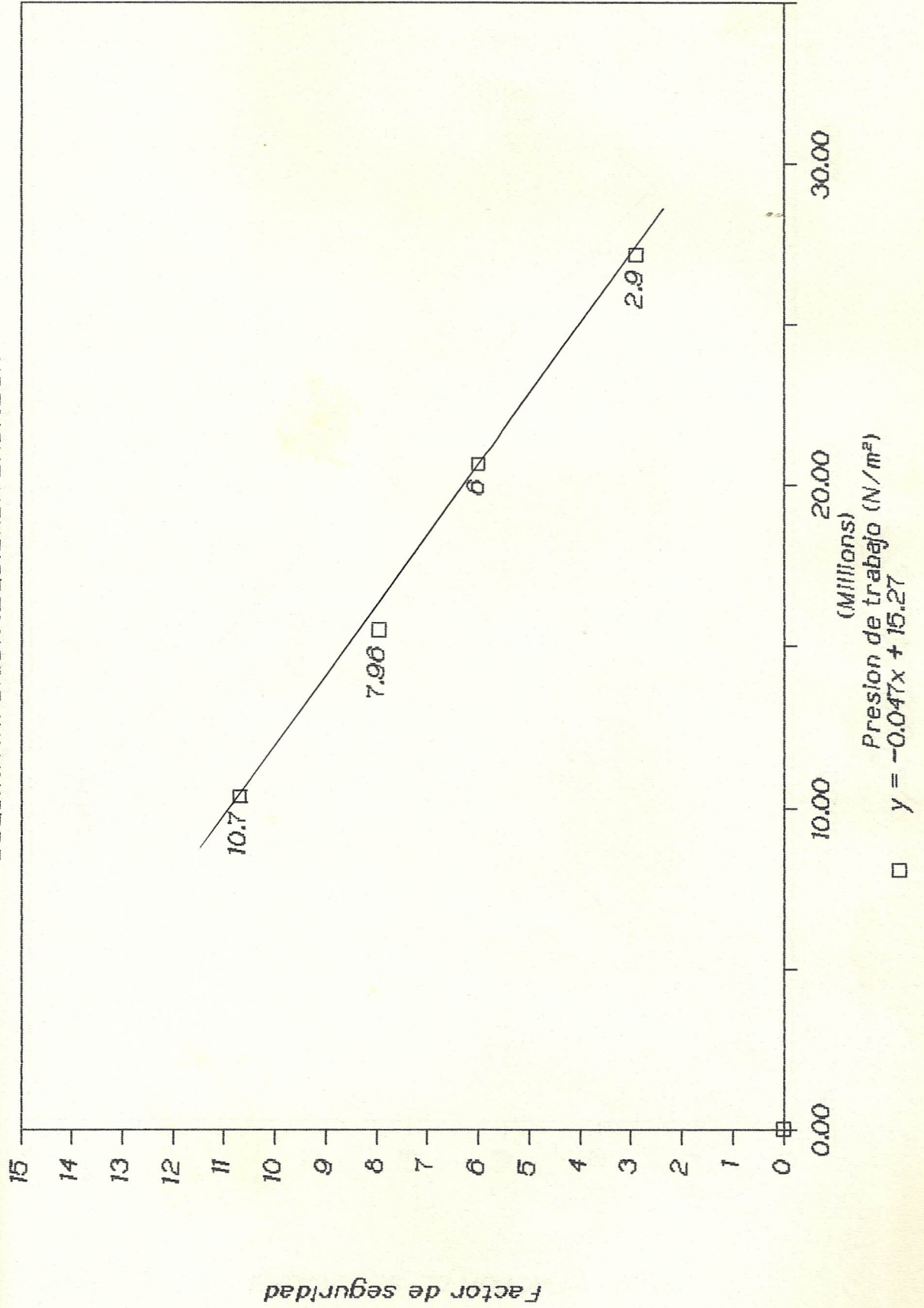


Grafico n vs P #4
PLACA PORTACILINDRO SUPERIOR

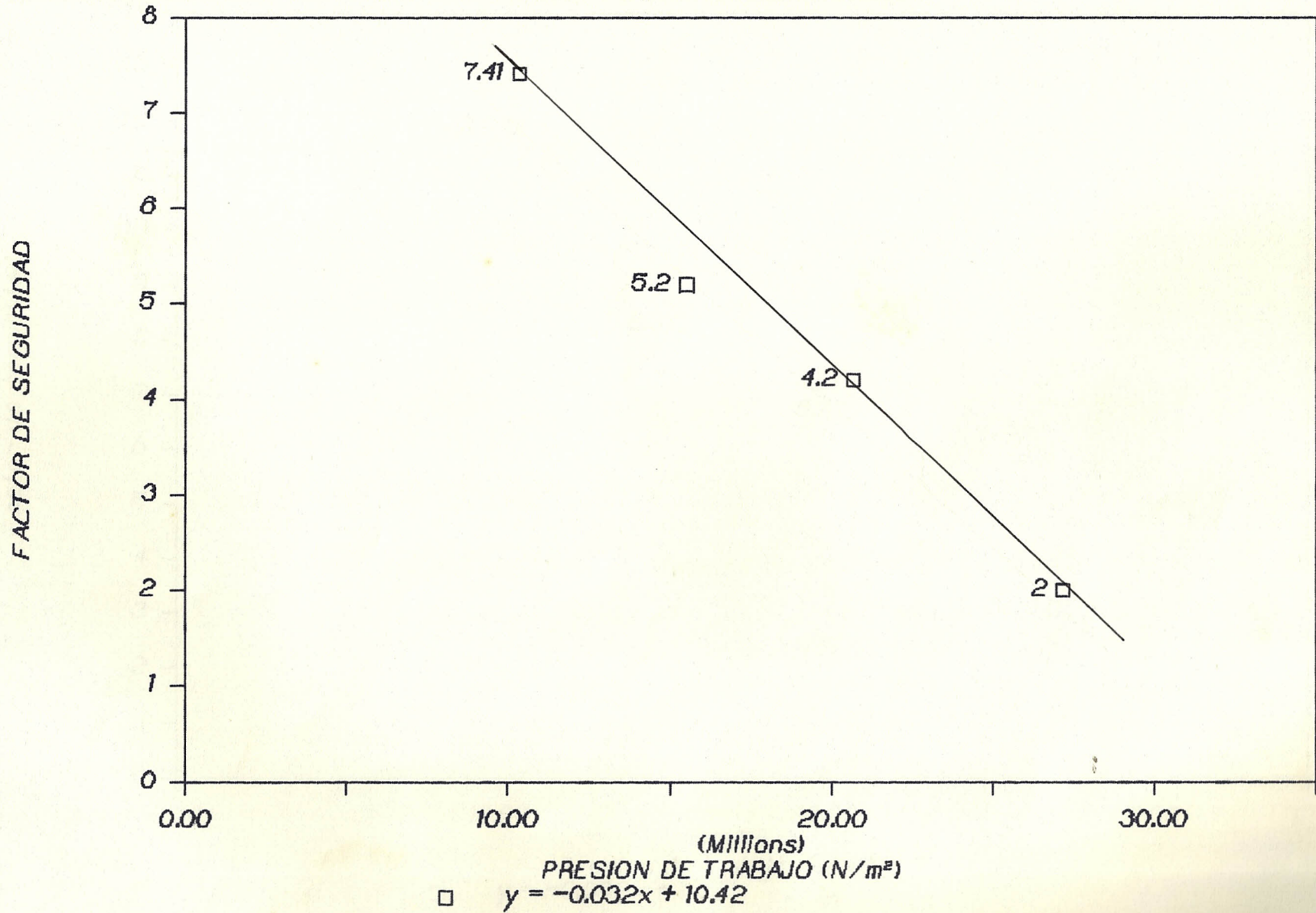


GRAFICO n VS P #5

REFUERZO SUPERIOR PLACA PORTACILINDRO

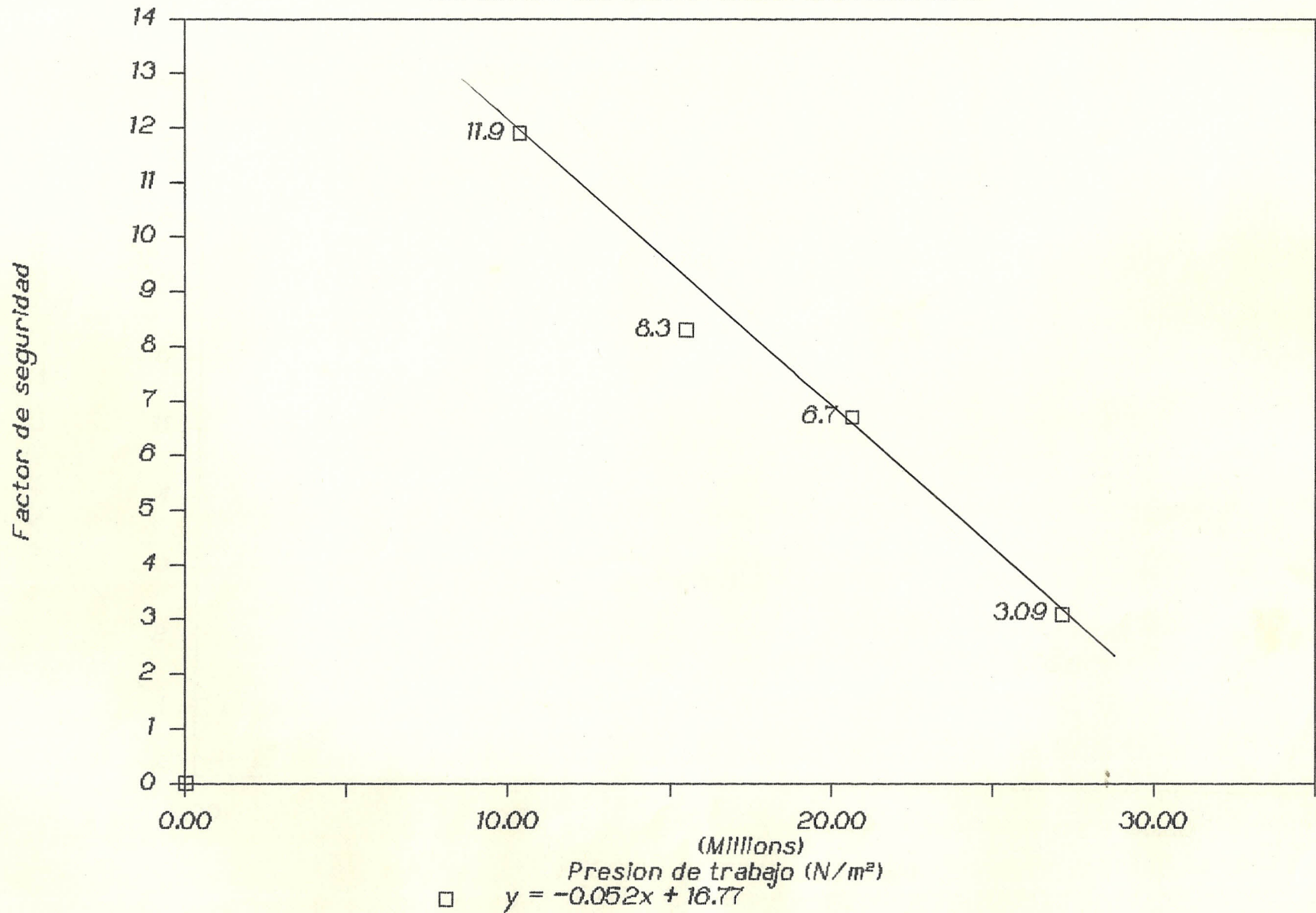
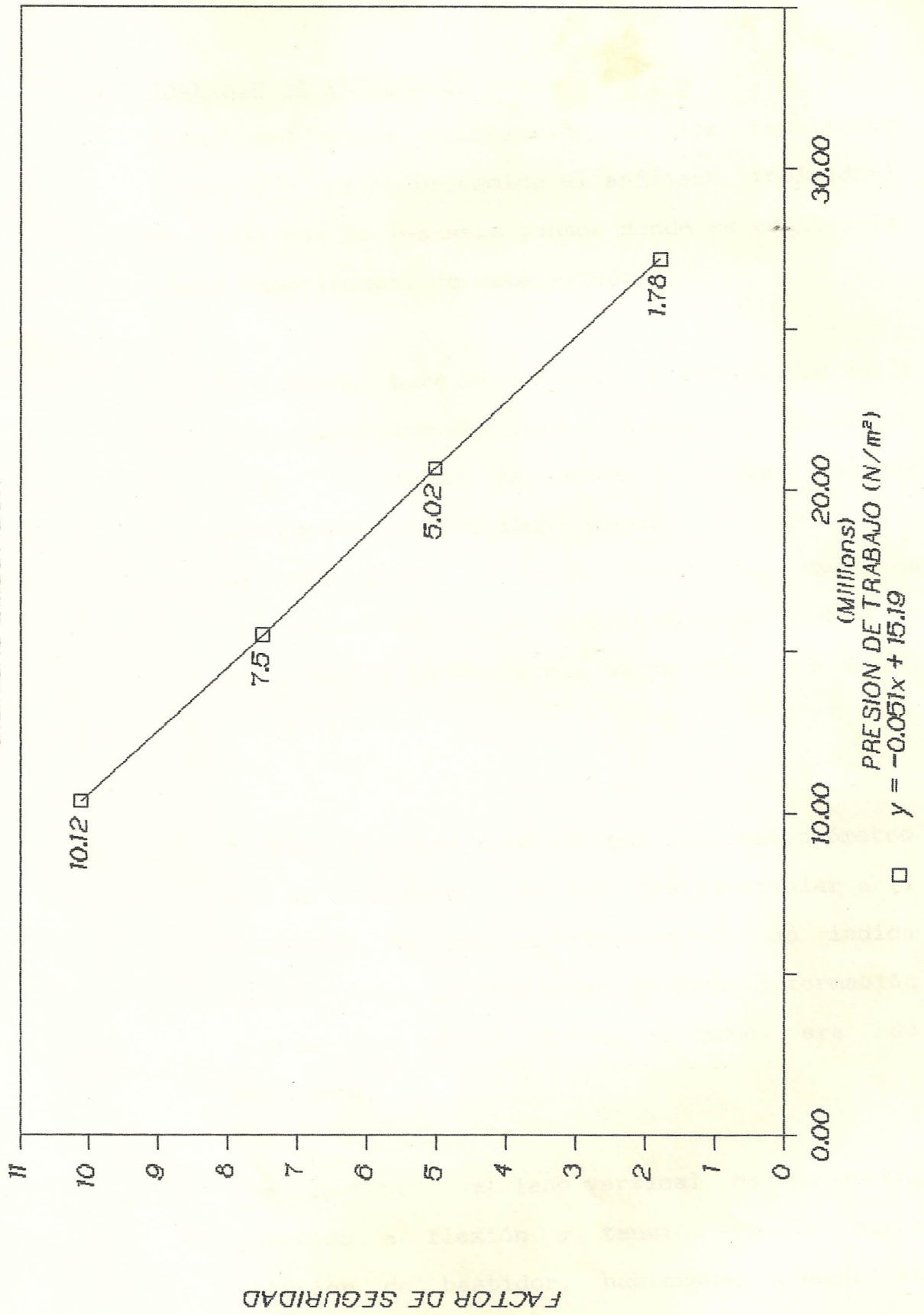


Grafico n vs P #6

CILINDRO EMBUTIDOR



4.7 ANALISIS DE RESULTADOS

Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos, se ha procedido al análisis individual de cada uno de los seis puntos donde se realizó la parte experimental de este estudio.

1.- Se parte, para el análisis de resultados de la parte interior del lado vertical del bastidor, desde la tabla de datos con los valores correspondientes a dicho punto.

De esta forma se puede observar, que la deformación máxima se produce aproximadamente en la dirección de la fuerza de tensión, es decir, verticalmente.

Además se puede observar que el extensómetro que se encuentra horizontal (perpendicular a la dirección de máxima deformación), no indica ningún valor ya que no se produce deformación alguna en dicha dirección como era de esperarse.

Por lo tanto, el lado vertical se encuentra sometido a flexión y tensión en la parte interior del bastidor, habiéndose sentido la suma de ambos efectos.

Con los valores obtenidos del ángulo ϕ se puede inferir que la roseta tenía una desviación de aproximadamente 9 grados de la posición en la cual se la quiso colocar, es decir, "alineada con la deformación producto de la tensión, ya que la dirección principal se halla a 90° desde la horizontal. Del gráfico n vs p donde como se señaló anteriormente se realizó una extrapolación debido a que no se pudo probar la prensa a la presión de diseño (27200000 N/m^2), se obtiene el factor de seguridad real con un valor de 2.82, cuando de los cálculos hechos en la revisión del diseño se estableció que debía ser de 4.

Este resultado indica que el criterio señalado para el diseño original no es correcto si se toma en cuenta la corrección hecha en este estudio. Además es de notar que el factor de seguridad real experimental obtenido no es elevado para esta parte de la máquina ya que de ella depende en gran medida la seguridad para la operación de la misma y por ende de vidas humanas.

También se debe señalar que el proceso de diseño original presenta grandes vacíos especialmente debido a que este tipo de

estructura se diseña basándose en la rigidez antes que en la resistencia mecánica de sus miembros como se ha hecho en dicho estudio.

Cabe destacar que la ecuación de la recta que se señala en el gráfico # 1, indica la pendiente negativa de la misma y el coeficiente de correlación obtenido (dicho coeficiente señala cuanto se aproxima la recta a los puntos) es de 0.99, lo que demuestra gran acercamiento a la linealidad lo que permite confirmar la validez del método experimental empleado.

2.- Para el caso de las esquinas, tanto superior como inferior de los lados horizontales del bastidor, bien vale hacer una comparación de la cual se desprenderá la validez de lo señalado anteriormente en el capítulo 3, para cada uno de estos casos.

Aplicando el mismo método de la extrapolación lineal, se obtuvo los factores de seguridad reales cuyos valores fueron de 5.76 para la parte superior y 2.9 en la parte inferior, en sus respectivos puntos críticos.

Esta diferencia se debe a que la carga en la

parte superior es transmitida a los lados verticales del bastidor através de los refuerzos de la placa portacilindro superior y la misma placa, con lo cual la parte horizontal superior del bastidor es disminuída en sus exigencias, resultando un factor de seguridad muy alto, pudiendo ser fácilmente corregido este defecto si se asume un factor de seguridad de antemano y se realiza el cálculo para un nuevo valor de h como se presenta a continuación:

$$\text{Si } n = 2.5 \quad M = 1/12(WL) \quad I = \frac{bh^3}{12}$$

$$c = h/2 \quad \text{y conociendo además que}$$

$$\sigma = Mc/I \quad n = S_y/\sigma'$$

se puede despejar h que sería:

$$h = (WL)/2S_y*b$$

Sustituyendo $n = 2.5$, $W = 40000 \text{ Kg}$, $L = 0.82 \text{ m}$,
 $S_y = 25363600 \text{ Kg/m}^2$, $b = 0.019 \text{ m}$ se obtiene
 $h = 0.29 \text{ m}$.

En la parte inferior en cambio, la mesa fija reparte toda la carga sobre los lados horizontales del bastidor, ya que no tiene ningún tipo de apoyo con las partes verticales, por ello el factor de seguridad real de 2.9 es aceptable.

Por último hay que señalar que el hecho de considerar a las vigas horizontales como

sometidas solo a flexión no es correcto, ya que en ambos casos también existe un momento torsor, producto de la excentricidad de la carga, el cual es transmitido en el caso de la parte superior por los refuerzos y en la parte inferior por la mesa fija.

A esto se debe la gran diferencia entre los factores de seguridad de diseño y los obtenidos experimentalmente, además de que las direcciones principales obtenidas no corresponden a un estado de flexión pura.

3.- Para la placa portacilindro superior se obtuvo un factor de seguridad real de 2,00 el cual es aceptable, aún más cuando en el proceso de diseño se señala que su función no es más que de soporte del cilindro embutidor, ya que la carga debe ser asumida por los refuerzos superiores. Como resultado importante se debe señalar que la dirección principal se ubicó paralela al lado más largo de la placa rectangular, resultado que se había señalado anteriormente y que corresponde a la teoría de placas planas.

4.- Se obtuvo un factor de seguridad real de 3,09 para el caso de un refuerzo de la placa

portacilindro superior el cual es un valor correcto debido a que son estos elementos los encargados de resistir y repartir la carga debida al trabajo del cilindro embutidor.

Por último el ángulo θ de la dirección principal indica que los refuerzos no están sometidos simplemente a flexión pura sino a un estado de esfuerzos desconocido lo que hace aún más beneficioso el tener un factor de seguridad alto en el diseño y muy adecuado en el resultado real.

- 5.- El cilindro embutidor presenta el valor más bajo de los factores de seguridad reales obtenidos en este análisis, esto condujo a una revisión de las dimensiones reales del cilindro con lo que se encontró que éstas eran menores a las señaladas en el diseño original.

Esto obligó a realizar un nuevo cálculo del factor de seguridad con el que debería estar trabajando el cilindro en su superficie exterior, lugar donde se sensó las deformaciones y se obtuvo un factor de seguridad real de 1.78. Repitiendo los cálculos con las fórmulas presentadas en el capítulo 4 en el análisis del cilindro embutidor, pero ahora con $a = 0.1025$ m

y $b = 12,25$ m se obtiene:

$\sigma_{\theta} = 127$ Mpa , $\sigma_l = 63.5$ MPa , $\sigma' = 109,98$ MPa y $n = 2.3$ en la superficie exterior, mientras que para la superficie interior se tiene $\sigma_{\theta} = 154.21$ MPa, $\sigma_l = 63.5$ MPa, $\sigma_r = 27.2$ MPa, $\sigma' = 38.9$ MPa y $n = 0.7$. Este último valor de n indica que el cilindro fallaría para la presión de trabajo indicada.

Cabe destacar también que el gráfico obtenido para este componente de la prensa, mostró mayor linealidad entre los valores de n y P además que se pudo comprobar que los valores del esfuerzo longitudinal superan en aproximadamente el doble a los esfuerzos transversales, acercándose a lo establecido en la teoría para cilindros de paredes gruesas y lográndose verificar que la dirección principal coincidió, salvo un pequeño error (2.27°) con la colocación de la roseta sobre el cilindro ya que θ debió ser 0° para lograr la alineación con la dirección del esfuerzo circunferencial.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El presente trabajo ha demostrado la aplicabilidad y eficiencia del método de análisis experimental de esfuerzos a través del uso de medidores de deformación.

Se ha mostrado la secuencia requerida en un trabajo experimental a fin de obtener un conocimiento claro de las condiciones reales con las cuales está funcionando un equipo, producto de un diseño mecánico al cual es ahora posible retroalimentar a fin de producir mejoras.

Si bien es cierto que existieron ciertas limitaciones como la falta de un proceso detallado del diseño de la prensa y la necesidad de hacer ciertas asunciones para lograr su estudio, sin embargo se utilizó un método que es válido y totalmente nuevo en nuestro medio para establecer este tipo de análisis, siendo esto posible a través de los conocimientos adquiridos en mecánica de sólidos, diseño y análisis estadístico, dejando a un lado la salvedad de no haber podido probar la prensa a su carga de diseño.

Como conclusiones importantes se puede señalar que:

- 1.- Se han cumplido los objetivos del proyecto tanto en la determinación de los puntos críticos de la prensa como en la obtención y comparación de los factores de seguridad reales de dichos puntos con los de diseño, para hacer recomendaciones en la construcción de un segundo prototipo.

- 2.- Queda demostrado que no existe un proceso de diseño bien detallado de la prensa y que en el caso de los lados verticales del bastidor no es posible basarse en que estos elementos están solo sometidos a tracción, ya que como se demostró, la flexión es un efecto muy importante que es necesario considerar. Esto establece una revisión del factor de seguridad de diseño utilizado en esta parte de la máquina el cual una vez corregido se encontró correlacionado con el factor de seguridad real obtenido experimentalmente.

- 3.- Como se señaló en el análisis de resultados, el valor del factor de seguridad real para el lado horizontal superior del bastidor es elevado, con lo cual las dimensiones de este componente aumentan. Es posible hacer una modificación en cuanto a la altura de la viga, lo que conduce a un ahorro considerable de material. Sin embargo, es también necesario analizar la rigidez del componente

luego de dicho cambio. La deflexión máxima en el lado horizontal superior del bastidor, considerado como una viga empotrada en sus extremos con una carga uniformemente distribuida, está dada por la fórmula: $\delta = WL / (384 EI)$.

El momento de inercia de la sección transversal es el único que cambia al modificarse la altura de la viga, mientras los otros parámetros permanecen iguales, como se puede establecer si se revisa los cálculos hechos en el numeral 2 del análisis de resultados. El valor de I luego de la modificación es $3.86 \times 10^{-5} \text{ m}^4$ con lo que $\delta = 7.05 \times 10^{-5} \text{ m}$.

El valor admisible de esta deflexión se lo obtiene: $\delta_{\text{adm}} = L/1500 = 5.46 \times 10^{-4} \text{ m}$. De esta forma se comprueba que la deflexión producida en el lado horizontal superior del bastidor es menor a la deflexión admisible por lo que no habrá problema con la rigidez de este elemento al producirse la modificación señalada.

4.- En lo que se refiere, tanto al lado horizontal inferior del bastidor como a la placa portacilindro superior, los factores de seguridad hallados experimentalmente son adecuados por lo que no se hacen sugerencias de modificaciones a estos componentes de la prensa.

5.- Cabe destacar, para el caso de los refuerzos de la placa portacilindro superior, que su estado de esfuerzos era desconocido y muy difícil de precisar por el diseñador. Con este análisis experimental se ha podido establecer con certeza que sus condiciones operacionales son las necesarias en lo concerniente al factor de seguridad con que trabajan.

6.- En el caso del cilindro embutidor, que es el más crítico de los analizados, es necesario construir el cilindro mencionado con las dimensiones recomendadas en el diseño original. Esto permitiría poder trabajar con la presión señalada y no habría necesidad, en el último de los casos, de limitar el trabajo de la prensa a una presión menor, adecuada al factor de seguridad encontrado.

Como recomendación para lograr un análisis más profundo se indica la aplicación de un sistema de adquisición de datos para tener una idea del comportamiento ya no solo estático sino también dinámico de los componentes de la prensa.

Dicho sistema es factible con los conocimientos adquiridos en programación de computadores y un curso cuyo objetivo es preparar al estudiante en el manejo de

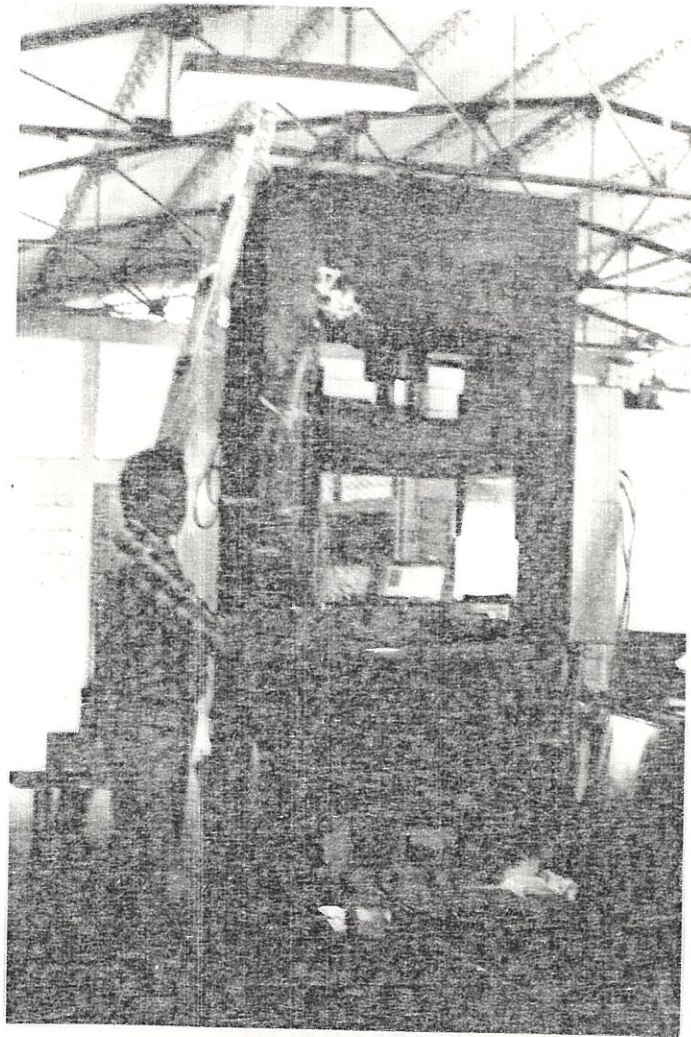
tarjetas electrónicas y lograr la adquisición a través del uso de una computadora lo que permite velocidad y casi simultaneidad en la toma de los datos y el análisis de los mismos, con lo cual se simplificaría notablemente este trabajo. Como referencia se pueden tomar los trabajos realizados con métodos similares en este Tópico de Graduación.

A P E N D I C E A

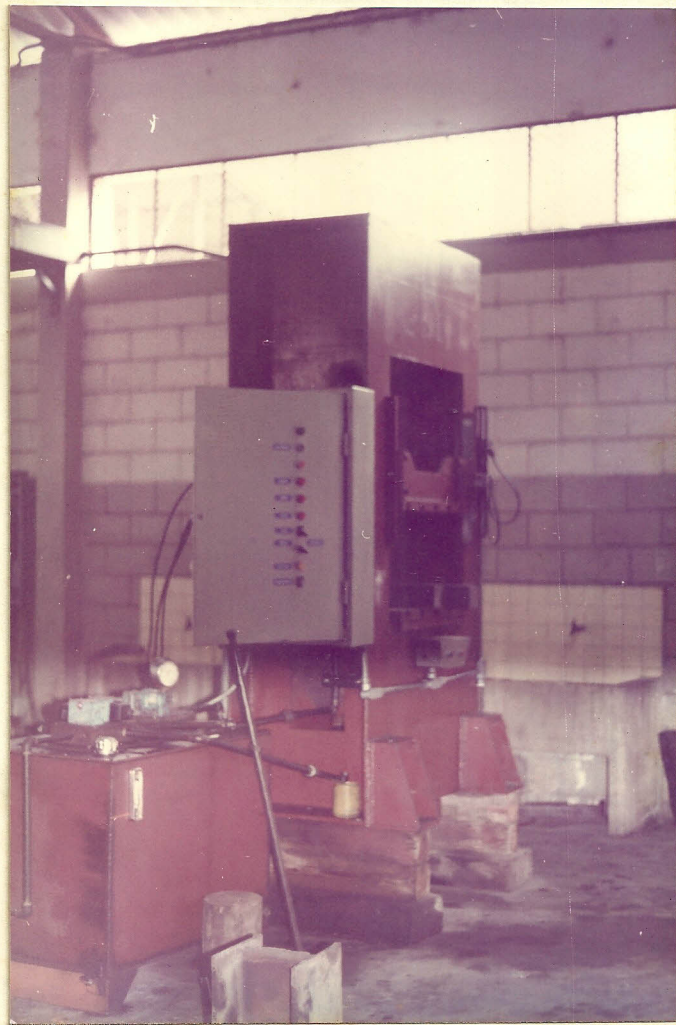
FOTOGRAFIAS



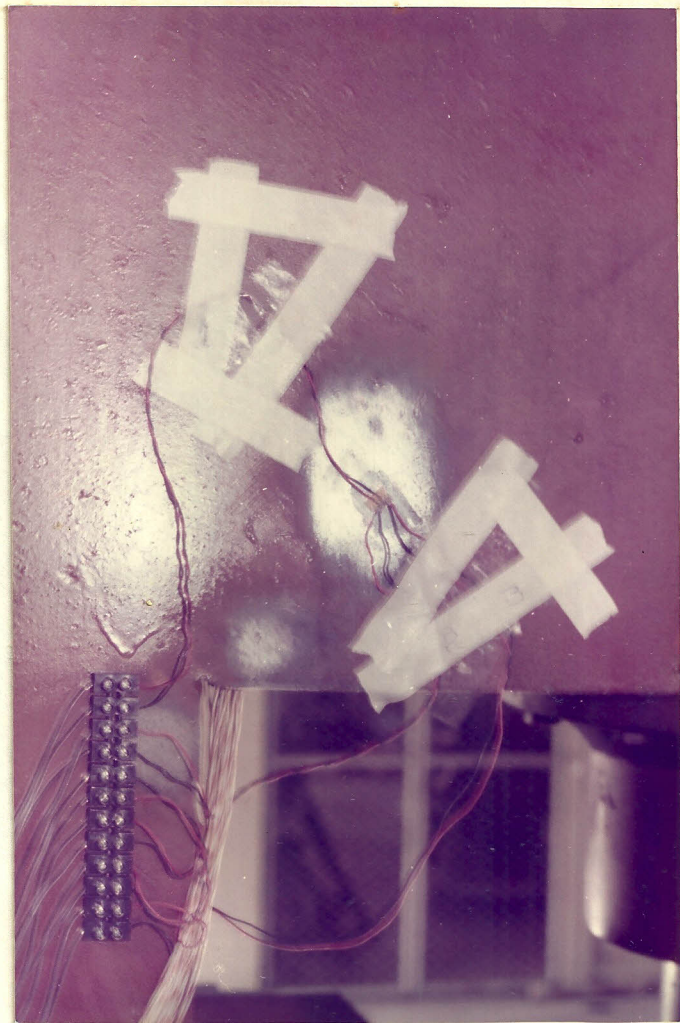
Vista frontal de la prensa con los utensilios para someterla a una carga estática.



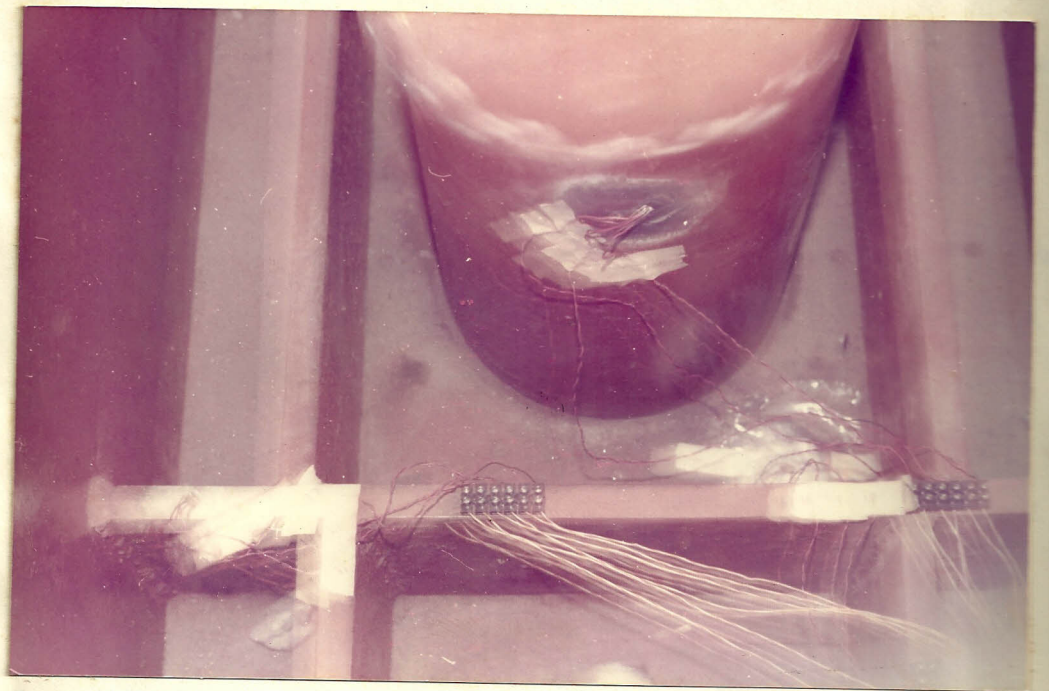
Equipo e instrumentación listos para ser utilizados



Vista lateral de la prensa con sus elementos hidráulicos y el panel de control.



Acercamiento a la roseta colocada en la esquina superior del bastidor.



Vista de la colocación de las rosetas sobre el cilindro embutidor y uno de los refuerzos de la placa portacilindro. Es posible también distinguir la roseta pegada sobre la placa portacilindro.

BIBLIOGRAFIA

1. ADUM RODRIGUEZ, VICENTE, Tesis de grado "Construcción de una prensa hidráulica de 80 toneladas para los talleres de metalurgia de la Espol", Espol, Guayaquil-Ecuador, 1989.
2. BUDYNAS, R. Advanced Strength and Applied Stress Analysis, John Willey & Sons, USA, 1984.
3. ESCALANTE CHALEN, SIXTO Tesis de Grado "Diseño de una prensa hidráulica para matricería", Espol, Guayaquil-Ecuador, 1982
4. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Mac Graw Hill, Octava Edición - 1986
5. NASH, WILLIAN A. Strength of materials; Theory and Problems, USA, Shaum Publishing co. 1957.
6. LÖHRLEIN, H. "Adquisición de datos" (Apuntes de clases, ESPOL, 1989
7. ORCES, E. "Mecánica de Sólidos Avanzada I" (Apuntes de clases, ESPOL, 1989).

8. PERRY, C. The Strain Gage Primer, Mc Graw-Hill, USA, 1962.
9. SEELY Y SMITH, Curso Superior de Resistencia de Materiales, Buenos Aires - Argentina, Nigar, 1967.
10. SHIGLEY - MITCHEL, Diseño en Ingeniería Mecánica Mac Graw Hill, Mexico, 1980
11. SINGER, FERDINAND L, Resistencia de Materiales, Harla, 1962.
12. URQUIZO, G. "Análisis Experimental de Esfuerzos", (Apuntes de Clases, ESPOL, 1989).