

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**INSTRUMENTACION Y PRUEBAS DE COMPONENTES ESTRUCTURALES
DE LA MAQUINA PROTOTIPO DE FUNDICION A PRESION DE METALES**

PROYECTO DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

PRESENTADO POR:

Víctor David Hernández Díaz

GUAYAQUIL - ECUADOR

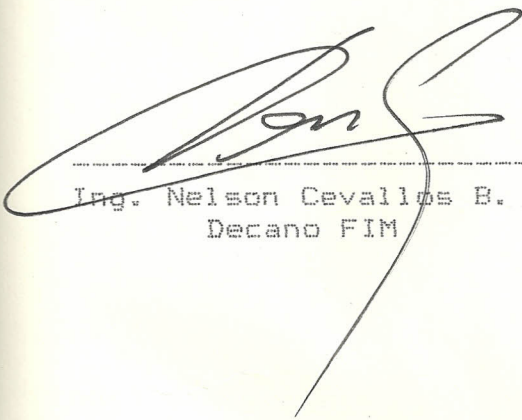
1989

AGRADECIMIENTO

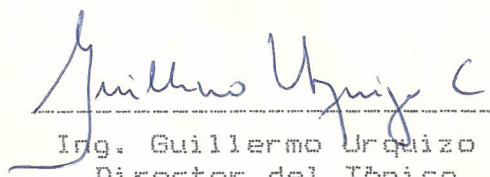
Agradezco a DIOS, que en
la adversidad me da
paciencia y me llena de
esperanza.

DEDICATORIA

Con amor y mi mayor
respeto, a mis padres.



Ing. Nelson Cevallos B.
Decano FIM



Ing. Guillermo Urquiza
Director del Tópico



Ing. Eduardo Orcés P.
Miembro del Tribunal



Dr. Hans Peter Lohrlein
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

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

(Reglamento de Tópico de Graduación de la ESPOL)

DAVID HERNANDEZ DIAZ

RESUMEN

Este trabajo se desarrolla en base a un prototipo de máquina de fundición a presión de metales, cuyo diseño y construcción inicial, corresponde al Ing. José Izaguirre; por tanto, la principal fuente de información para este análisis, será su correspondiente tesis de grado "Diseño y construcción de una máquina de fundición a presión de metales", la cual será llamada fuente original en las citas bibliográficas.

Aunque el campo de acción de este análisis se circunscribe rigurosamente a un diseño previo, se ha unificado el sistema de unidades y por tal razón, todos los cálculos aparecerán en base al sistema internacional.

El capítulo I describe el funcionamiento y principales sistemas de la máquina para establecer el campo de acción de este análisis. En el capítulo II se revisa el proceso de diseño teórico inicial y luego se propone una nueva estimación sobre el mismo con argumentos adicionales de diseño.

El capítulo III describe el análisis experimental de esfuerzos (instrumentación, procesamiento y cálculos).

Finalmente, el último capítulo evalúa los resultados, hace las recomendaciones necesarias para mejorar el diseño y emite conclusiones de forma y diseño mecánico.

Cabe indicar que la revisión del proceso de diseño propone una nueva estimación que involucra cambios de dimensión en algunos elementos de la máquina. No obstante, vale mencionar que el sistema se probó con una sustancia de trabajo diferente a la correspondiente de diseño, y por tanto los resultados se basan en estas dos condiciones.

INDICE GENERAL

	Página
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XII
SIMBOLOGIA	XIII
INTRODUCCION	14
 I GENERALIDADES	 16
1.1 Antecedentes	16
1.2 Descripción y funciones de la máquina FPM	16
1.2.1 Funciones de la máquina	16
1.2.2 Sistemas de la máquina	17
1.3 Campo de acción de nuestro análisis.....	19
1.3.1 Sistema de cierre	19
 II DISEÑO	 22
2.1 Revisión del proceso teórico inicial...	22
2.1.1 Fuerzas que actúan en el sistema de cierre	22
2.1.2 Diseño de guías	22
2.1.3 Diseño de eslabones	23
2.2 Nueva estimación	27

IX

2.2.1	Fuerzas que actúan en el sistema de cierre	27
2.2.2	Diseño de guías	27
2.2.3	Diseño de eslabones	32
III	ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS	33
3.1	Habilitación del prototipo	33
3.2	Instrumentación	34
3.2.1	Guías	34
3.2.2	Eslabones	34
3.2.3	Preparación de superficies.....	35
3.2.4	Pruebas	35
3.2.5	Cálculo del factor de seguridad para falla estática.....	38
3.2.6	Cálculo del factor de seguridad N para falla dinámica.....	44
IV	EVALUACIONES Y CONCLUSIONES	51
4.1	Análisis de resultados	51
4.2	Sugerencias para el siguiente prototipo	51
4.3	Conclusiones	53
4.3.1	Diseño mecánico	53
4.3.2	Diseño de forma	55

INDICE DE FIGURAS

	Página
1. Máquina de fundición a presión de metales, tipo cámara caliente	18
2. (a) Sistema de cierre	20
(b) Cierre de forma tipo doble palanca acodada	20
(c) Componentes del sistema de cierre.....	21
3. Fuerzas que actúan en el sistema de cie- rre	21
4. Comparación entre las columnas de Euler y Johnson	29
5. Fuerzas combinadas que actúan en el sistema de cierre	30
6. Círculo de Mohr para los esfuerzos combina- dos: medio y alternante.....	30
7. Ubicación de extensómetros (rosetas rectan- gulares), en las guías.....	36
8. Ubicación de extensómetros simples en los eslabones.....	36
9. Vista de la instrumentación de los eslabo- nes	37
10. Disposición angular de ejes de la roseta (tomando como referencia las guías 2 y 4)..	37
11. Esfuerzos principales máximos 1 y 2 en las guías, debido a una fuerza variable.....	45

12. Relación entre el factor de seguridad N y la fuerza de cierre equivalente.....	45
13. Diagrama de fatiga para esfuerzos combinados de tracción y flexión en las guías.....	49
14. Diagrama de fatiga para esfuerzos de compresión en los eslabones.....	49
15. Utilaje montado para extraer el émbolo de inyección	57
16. Émbolo de inyección	58
17. Anillo de compresión	60
18. Diagrama de fatiga para guías	61
19. Diagrama de fatiga para eslabones.....	61

INDICE DE TABLAS

	Página
I PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS.....	26
II LECTURA DE DEFORMACION EN EXTENSOMETROS....	41
III ESFUERZOS PRINCIPALES EN LOS ELEMENTOS ANA- LIZADOS	42
IV VALORES EXPERIMENTALES DEL FACTOR DE SEGU- RIDAD N (FALLA ESTATICA)	43
V COMPARACION DE DIMENSIONES SEGUN NUEVA ES- TIMACION	50

SIMBOLOGIA

FPM:	Fundición a presión de metales
Fcie:	Fuerza de cierre máximo
Fcie equiv:	Fuerza de cierre equivalente
Tracc:	Tracción
Flex:	Flexión
M:	Momento flector
c:	Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada.
I:	Momento de inercia
d:	Diámetro de la guía
h:	Altura del eslabón
σ máximo:	Esfuerzo máximo equivalente teórico
e:	Espesor del eslabón
μ :	Módulo de Poisson

INTRODUCCION

Este trabajo tiene como objetivos:

- Conocer los argumentos de diseño de elementos estructurales de una máquina FPM, y proponer una nueva estimación para conocer cómo varían los cálculos y resultados.
- Hacer el análisis experimental de esfuerzos, mediante extensómetros de resistencia eléctrica (strain gages), sean éstos simples o rosetas rectangulares.
- Proponer recomendaciones y sugerencias para el siguiente prototipo.

Para cumplir con los objetivos propuestos, y resolver el problema planteado, programamos el siguiente plan de trabajo:

- Revisión del proceso teórico de diseño, para determinar los elementos que serán analizados experimentalmente.
- Inspección y habilitación del prototipo, para que pueda trabajar experimentalmente.

- Preparación de los elementos para su instrumentación, y pruebas experimentales.
- Cálculos y procesamiento de datos, para análisis y comparación de resultados.
- Recomendaciones para el siguiente prototipo en base a los resultados obtenidos.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

El desarrollo de un prototipo -hasta su etapa definitiva- involucra pruebas experimentales que retroalimentan el modelo inicial, hasta conciliar en el último, los conceptos de funcionalidad, seguridad y economía.

1.2. DESCRIPCION DE FUNCIONES Y SISTEMAS DE LA MAQUINA FPM (Basada en la fuente original)

1.2.1. Funciones de la máquina

La máquina debe ser capaz de:

- Contener el metal líquido y mantenerlo a una temperatura determinada.
- Inyectar el metal al molde, en la cantidad requerida para la pieza a colar, manteniendo esta presión hasta la solidificación de la pieza.
- Sostener el molde y accionarlo durante el proceso.

1.2.2. Sistemas de la máquina

Los sistemas que permiten cumplir con estas funciones son:

- Sistemas de fusión: donde se prepara y mantiene la colada por medio de un horno integrado.
- Sistema de inyección: introduce a presión el metal fundido, y asegura el llenado de las cavidades del molde por medio de un émbolo inyector que comprime la colada confinada en una cámara de presión, conocida como cuello de ganzo.
- Sistema de cierre: del tipo doble palanca acodada, formada por un bastidor fuerte que sostiene las mitades del molde en una posición determinada, y permite la coalescencia de ellas durante la colada, y abre las mismas una vez que la pieza fundida se ha solidificado.
- Sistema generador de energía: proporciona la energía necesaria para el accionamiento y maniobra de la máquina.
(Ver figura 1).

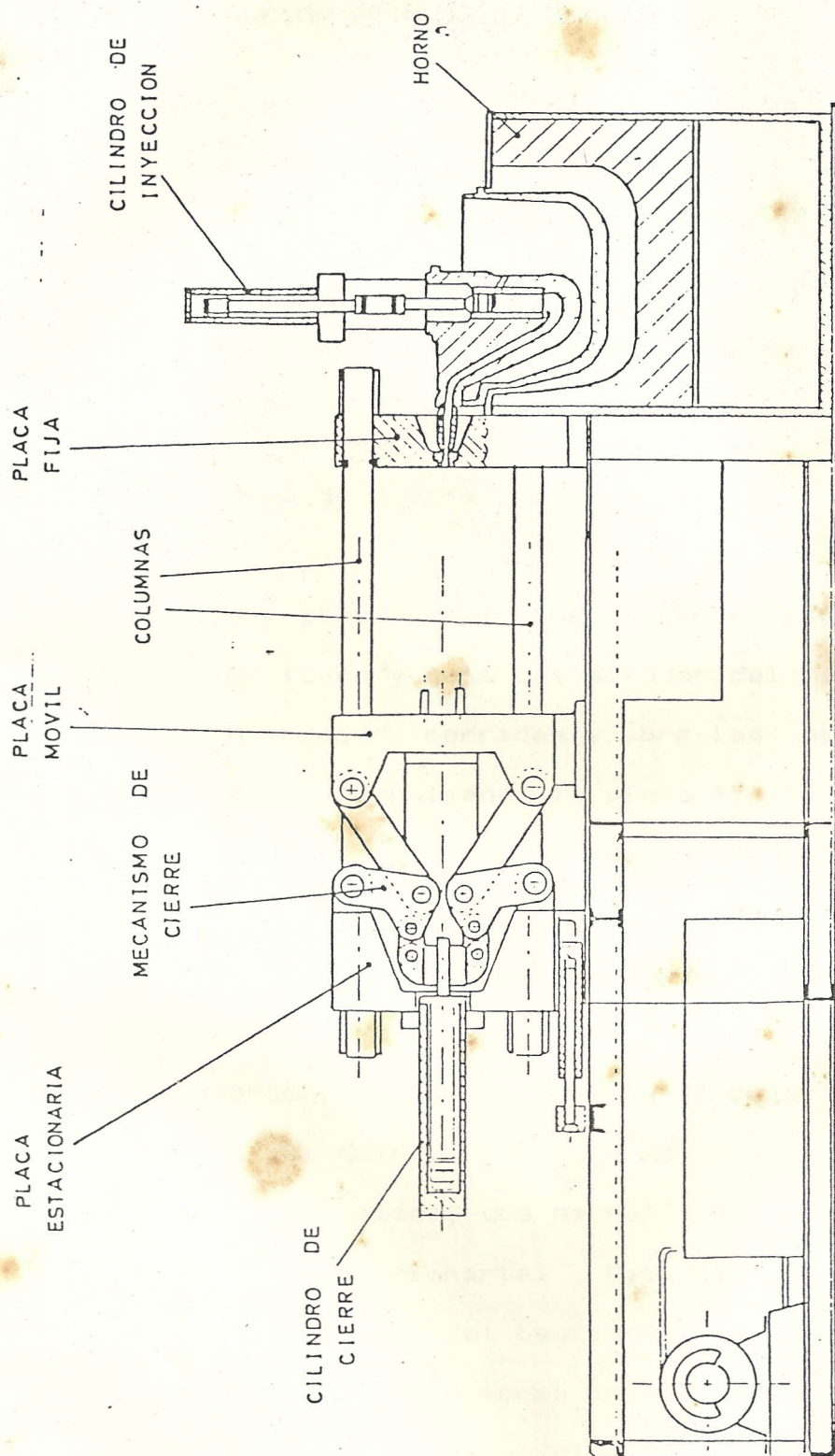


Fig. 1: Máquina de fundición a presión de metales, tipo cá-
mara caliente.

1.3 CAMPO DE ACCION DE NUESTRO ANALISIS

Fijaremos nuestra atención en el sistema de cierre, porque en el desarrollo de esta función propiamente dicha, están involucrados muchos parámetros importantes que propician y propagan problemas tanto en el funcionamiento, cuanto mas complejos sean los argumentos de diseño.

1.3.1 Sistema de cierre

Este sistema cumple dos funciones específicas:

- Sostiene y guía las mitades del molde.
- Mantiene cerradas y abre las mitades del mismo, expulsando la pieza final.

Las partes principales que forman el bastidor son tres placas y cuatro barras macizas de acero. A la placa fija llega por un lado la boquilla del cuello de ganzo del sistema inyector, y por el otro, está sujeta la mitad fija del molde. La mitad móvil está montada en su propia placa, que se halla entre las placas fija y estacionaria. Esta última está en el otro extremo del bastidor, y el conjunto de estos mecanismos forma un ensamble rígido (Ver figuras 2(a), (b) y (c)).

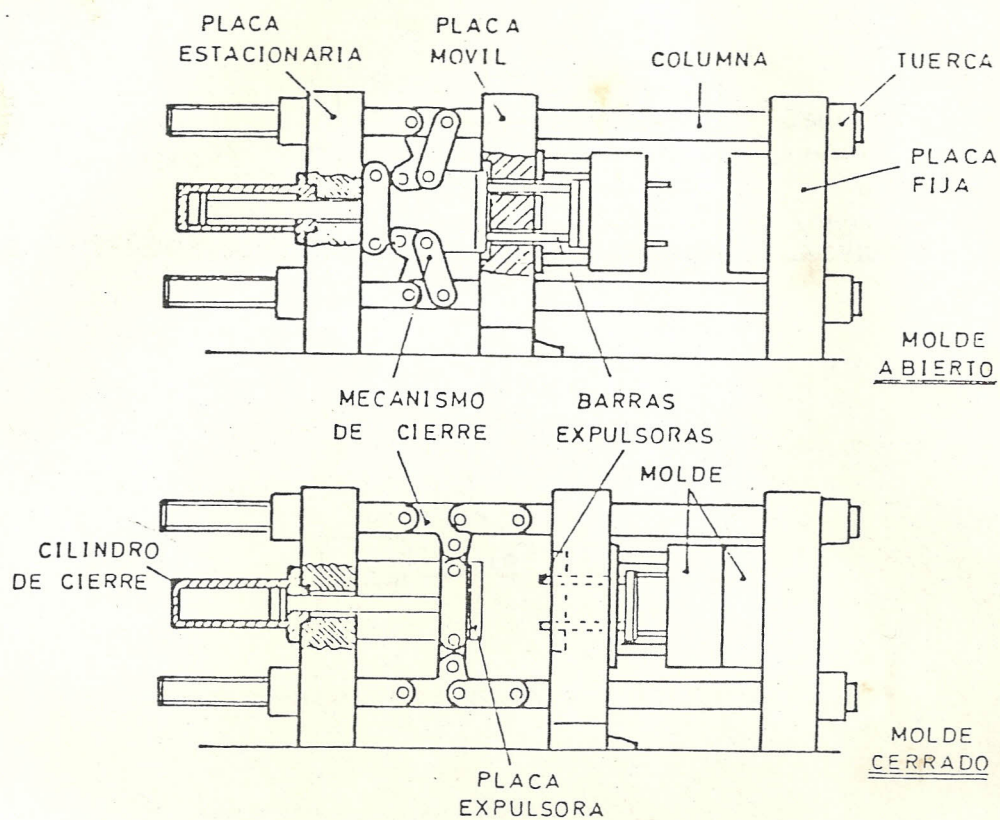


Fig. 2(a): Sistema de cierre.

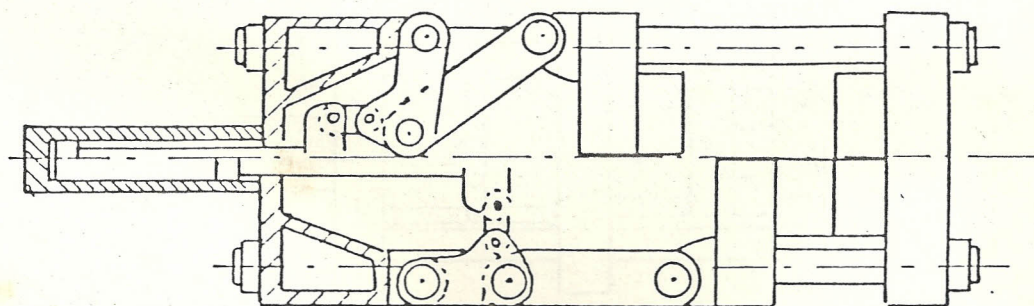


Fig. 2(b): Cierre de forma tipo doble palanca acodada.

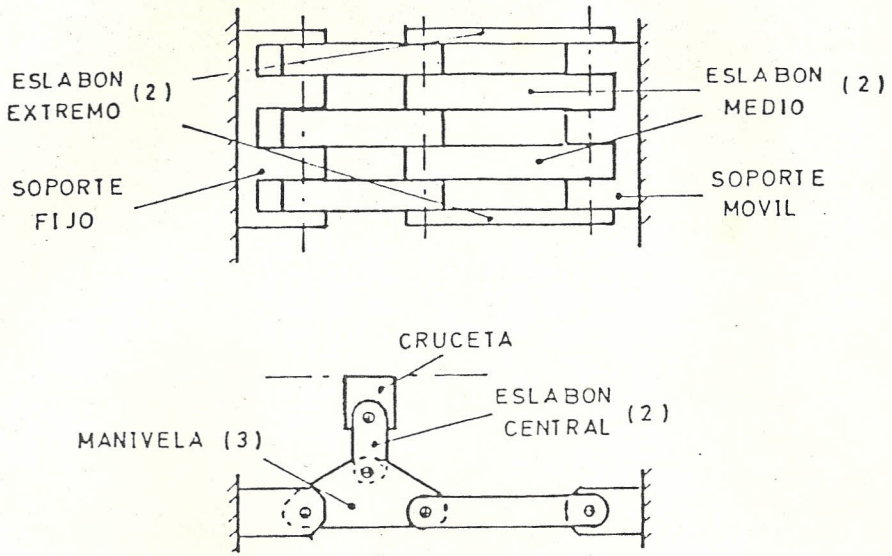


Fig. 2(c): Componentes del sistema de cierre.

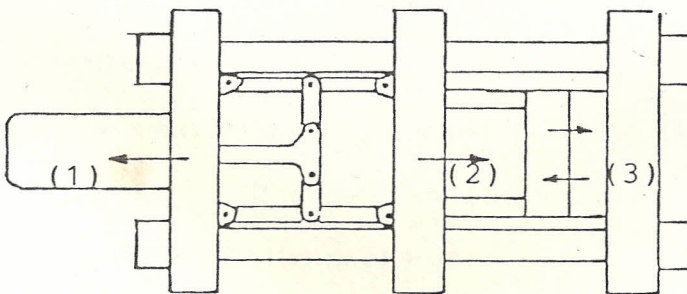


Fig. 3: Fuerzas que actúan en el sistema de cierre.
 (1): reacción; (2): cierre; (3): trabajo.

CAPITULO 2

DISEÑO

2.1 REVISION DEL PROCESO TEORICO INICIAL

2.1.1. Fuerzas que actúan en el sistema de cierre

Como vemos en la figura 3, la fuerza nominal de cierre realiza una acción, cuya reacción se comparte en las cuatro guías.

2.1.2 Diseño de guías.

Se considera una fuerza de cierre, tipo esfuerzo repetido, que varia de 0 a 0.98 MN y construidas en acero SAE 1040 (ver propiedades en tabla I).

Para cada guía:

$$\sigma_{\max.} = 1/4 (F_{cie}/A) = (312.26/d^2) \text{ KN}$$

$$\sigma_a = 1/2 \sigma_{\max.} = 156.13/d^2 \text{ KN}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} ; S_{ut} 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e = 145.15 \text{ MPa}$$

Según el diagrama de fatiga de columnas (Apéndice C, figura 18)

$$S_a = 127.4 \text{ MPa}$$

Aplicando teoría de Von Mises, para $N=2$:

$$\sigma_a \leq (S_a/N)$$

$$0.156/d^2 = 127.4/2$$

$$d = 49.5 \text{ mm}$$

Se selecciona un diámetro comercial de 50.8 mm.

2.1.3 Diseño de eslabones

Se consideran como elementos sometidos a compresión, y se parte de la premisa que la F_{cie} debe ser mayor que la $F_{reacción}$, para evitar destape de los moldes.

Se contó con un acero SAE 1010 (ver propiedades en tabla I), en espesores disponibles de 20 mm y 38mm.

Para cada eslabón:

$$\sigma_{max} = 1/8 (F_{cie}/A) = 3.23/hMN$$

$$\sigma_a = \sigma_{max}/2 = 1.615/h \text{ MN}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S'_e = 0.50 S_{ut} ; S_{ut} 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e = 160 \text{ MPa}$$

Según el diagrama de fatiga de columnas (Apéndice C, figura 19).

$$S_a = 90 \text{ MPa}$$

Aplicando teoría de Von Mises, para $N=3$:

$$1.615/h = 90/3$$

$$h = 53.8 \text{ mm}$$

Criterio usado en el diseño de eslabones:

Se toma el elemento como columna, pues la condición de esfuerzos dada lo hace trabajar así, además es lo suficientemente largo y por tanto la falla posible que podría ocurrir sería por pandeo. (Ver figura 4).

Si se cumple que $1/k \leq (1/k)_1$

Debemos emplear $P_{cr}/A = S_y - b(1/k)_1^2$, (Ec. Johnson)

Haciendo la comparación:

$$1/k = 1.84$$

$$(1/k)_1 = \sqrt{2\pi^2 n E / S_y} = 150.6$$

$$1.84 \leq 150.6 \quad \dots \quad \text{Usamos ec. Johnson.}$$

Según esto, tendremos los siguientes valores para el factor de seguridad N :

Para eslabones medios:

$$P_{cr1}/A = S_y - b_1 (1/k)^2$$

$$P_{cr1} = 0.328 \text{ MN}$$

$$A_1 = 0.0018 \text{ m}^2$$

$$b_1 = (S_y/2)^2 (1/nE) = 3970 \text{ Pa}$$

$$N = P_{cr1}/P_{trab} = P_{cr1}/F_{max} = P_{cr1}/\left(\frac{1}{8} F_{cie}\right)$$

$$N = 2.67$$

Para eslabones extremos:

$$P_{cr2} = 0.173 \text{ MN}$$

$$A_2 = 0.00096 \text{ m}^2$$

$$\dots$$

$$N = 1.41$$

TABLA I
PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS

ACERO	Sy	Sut	E
1010 (eslabon)	0.179	0.320	207
1040 (guia)	0.289	0.290	207

NOTA: Unidades en GPa

2.2. NUEVA ESTIMACION

Se basa en un estado de esfuerzos combinados de tracción y flexión.

2.2.1. Fuerzas combinadas que actúan en el sistema de cierre.

La Fig. 5 indica que debido a la excentricidad de la fuerza de cierre, se crea un momento flector que se suma a la tensión simple, desarrollando así un estado de esfuerzos combinados de tracción + flexión.

2.2.2. Diseño de guías: esfuerzos debido a cargas combinadas.

Esfuerzos alternantes debido a tracción:

$$\sigma_a (\text{Tracc}) = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \text{ (tracc)}$$

$$\sigma_{\max} = 1/4 (F_{\max}/A)$$

$$\sigma_{\max} = 1/4 (F_{\text{cie}}/A)$$

$$\sigma_{\max} = (0.312/d^2) \text{ MN}$$

$$\sigma_{\min} = 1/4 (F_{\min}/A) = 0$$

$$\sigma_a (\text{Tracc}) = \sigma_{\max}/2 = 0.312/2d^2$$

$$\sigma_a (\text{Tracc}) = 0.156/d^2 \text{ MN}$$

Esfuerzos medios debido a tracción:

$$\sigma_m (\text{Tracc}) = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \text{ (tracc)}$$

$$\sigma_{\max} = 1/4 (F_{\max}/A)$$

$$= 1/4 (F_{c1e}/A)$$

$$\sigma_{\max} = (0.312/d^2) \text{ MN}$$

$$\sigma_{\min} = 1/4 (F_{\min}/A) = 0$$

$$\sigma_m (\text{Tracc}) = \sigma_{\max}/2 = 0.312/2d^2$$

$$\sigma_m (\text{Tracc}) = 0.156/d^2 \text{ MN}$$

Esfuerzos alternantes debido a flexión

$$\sigma_a (\text{Flex}) = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 (\text{Flex})$$

$$\sigma_{\max} = M_{\max} c/I = \frac{\left(\frac{F_{c1e}}{4} - 1\right)(d/2)}{d^4}$$

$$\sigma_{\max} = 0.529/d^3$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_a (\text{Flex}) = \sigma_{\max}/2 = 0.529/2d^3$$

$$\sigma_a (\text{Flex}) = 0.264/d^3 \text{ MN}$$

Esfuerzos medios debido a flexión

$$\sigma_m (\text{Flex}) = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 (\text{Flex})$$

$$\sigma_{\max} = M_{\max} c/I = 0.529/d^3 \text{ MN}$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_m (\text{Flex}) = \sigma_{\max}/2 = 0.529/2d^3$$

$$\sigma_m (\text{Flex}) = 0.264/d^3 \text{ MN}$$

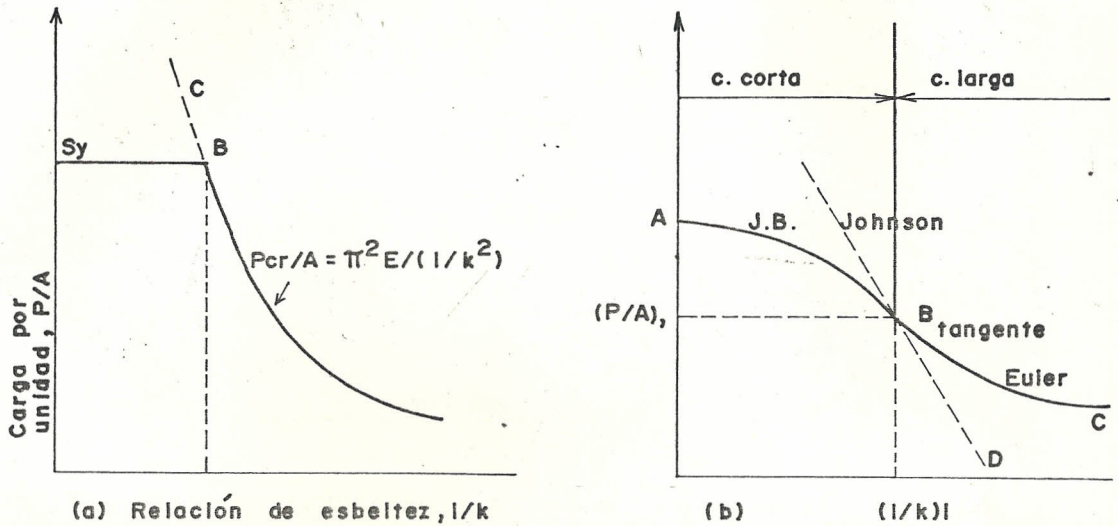


Fig. 4 : Comparación entre las columnas de Euler y Johnson.

(a) Criterio de falla para elementos de compresión simples y, columnas de Euler. Estima que habrá una ordenada, levantada en el punto correspondiente a una relación de esbeltez determinada.

(b) La falla de una columna comienza antes que la carga por unidad alcance un punto de la línea ABD.

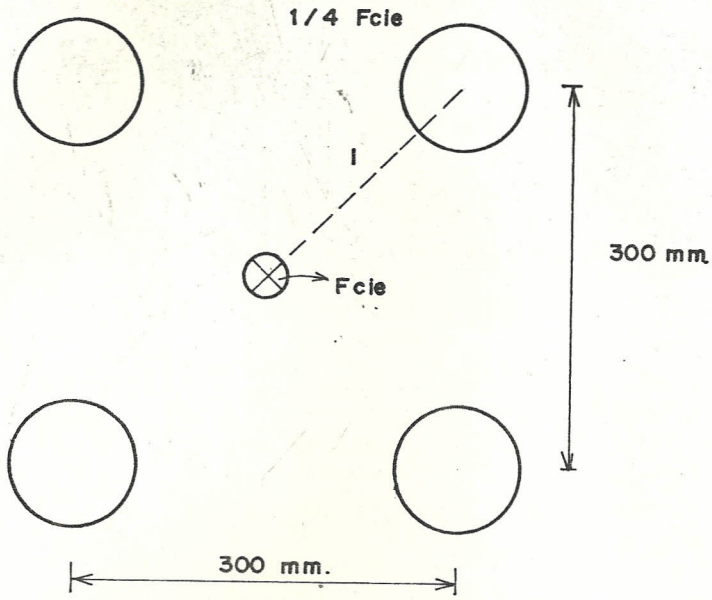


Fig. 5: Fuerzas combinadas que actúan en el sistema de cierre.

$$(I = 0.212)$$

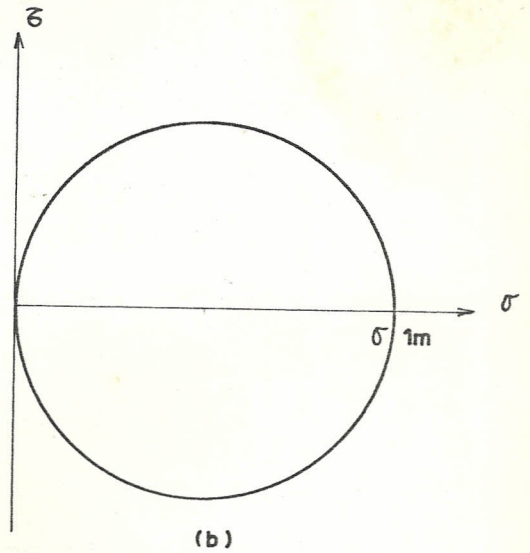
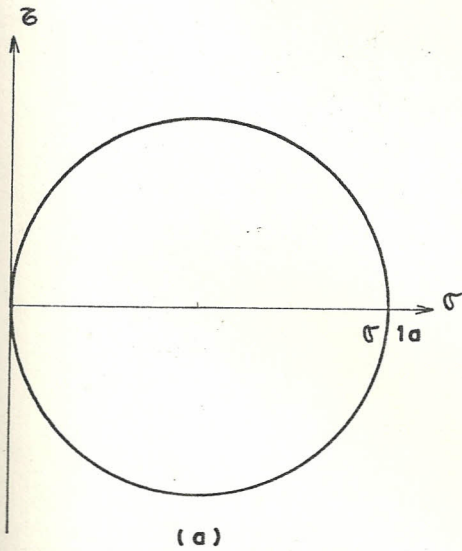


Fig. 6: Círculo de Mohr para los esfuerzos combinados (a) alternante;
(b) medio.

Sumando entre si los esfuerzos alternantes y medios:

$$\sigma_{1a} (\text{Tracc} + \text{Flex}) = (0.156/d^2 + 0.264/d) \text{ MN}^3$$

$$\sigma_{1m} (\text{Tracc} + \text{Flex}) = (0.156/d^2 + 0.264/d) \text{ MN}^3$$

$$\sigma'_{\text{máximo}} = \sigma_{1a} + \sigma_{1m}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma'_{\text{máximo}} = \sigma'_{\text{eq}}$$

$$\sigma'_{\text{máximo}} = 2(0.156/d^2 + 0.269/d) \text{ MN}^3$$

Análisis para falla estática, para $N=3$

$$N = S_y / \sigma'_{\text{máximo}}$$

$$\sigma'_{\text{máximo}} = S_y / 3 = 96.33 \text{ MPa}$$

$$2(0.156/d^2 + 0.264/d) = 96.33$$

$$0.156/d^2 + 0.264/d = 48.16$$

Resolviendo esta ecuación, obtenemos:

$$d = 0.1826 \text{ m}$$

Análisis para falla dinámica, para $N=3$

(según la teoría de Goodman modificada)

$$N [\sigma'_m / S_{ut} + \sigma'_a / S_e] = 1$$

$$\sigma'_m / 290.28 + \sigma'_a / 129.9 = 1/3$$

$$\text{Como } \sigma'_m = \sigma'_a$$

$$\sigma'_m (1/290.2 + 1/129.9) = 0.33$$

$$\sigma'_m = 29.91 \text{ MPa} = \sigma_a$$

$$(0.156/d^2 + 0.254/d) = 29.91$$

Resolviendo esta ecuación, obtenemos:

$$d = 0.2153 \text{ m}$$

Este nuevo valor del diámetro indica un incremento del mismo, esto se debe a que la nueva estimación solicita a la guía tener mayor capacidad de resistencia para soportar con cierta seguridad, los esfuerzos combinados.

NOTA: En los cálculos posteriores correspondientes a las guías, se debe corregir el valor del límite de fatiga S_e , así:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$K_a = K_c = K_d = K_e = K_f = 1$$

$$K_b = 1.189 d^{-0.097} = 0.812$$

$$S'_e = 0.50 S_{ut} ; S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 160 \text{ MPa}$$

$$S_e = 129.92 \text{ MPa}$$

2.2.3. Diseño de eslabones: básicamente se mantiene el criterio original, pero debemos hacer la corrección del valor del límite de fatiga S_e , así:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$K_b = K_c = K_d = K_e = K_f = 1$$

$$K_a = 0.9 \text{ (no está pulido)}$$

$$S'_e = 0.50 S_{ut} ; S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 160 \text{ MPa}$$

$$S_e = 144 \text{ MPa}$$

CAPITULO 3

ANALISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS

3.1 HABILITACION DEL PROTOTIPO

Debido al mantenimiento correctivo que se dio a la maquinaria, algunos elementos mecánicos del sistema de inyección fueron modificados, quedando las siguientes dimensiones finales:

Embolo de inyección (1):

$D = 63.458 \text{ mm}$

Longitud del tramo cónico =
183 mm

Anillos de compresión (2):

$D = 63.68 \text{ mm}$

Tratamiento térmico de alivio
de tensiones, temple y
revenido.

(1) Ver cálculos y otros, en Apéndice A

(2) Ver cálculos y otros, en Apéndice B

3.2. INSTRUMENTACION

3.2.1. Guías

Como asumimos un estado de esfuerzos combinados de tracción y flexión, pero con poca información de las direcciones principales, utilizamos cuatro rosetas rectangulares ubicadas en la fibra deflectada de ellas (esto es, mirando la sección transversal desde la chimenea de la máquina), y a una distancia $2*d$ desde la placa fija, a 315 , 225 , 45 y 135 grados para G_1 , G_2 , G_3 y G_4 (ver fig. 7)

3.2.2. Eslabones

Debido a un estado de esfuerzos unidireccional asumido, colocamos cuatro extensómetros simples ubicados en el eslabón extremo y medio de cada lado, en la dirección longitudinal (fibra central), y a una distancia $2*e$, desde la articulación (ver figs. 8 y 9).

3.2.3. Preparación de superficies.

Limpieza del lugar de ubicación de los extensómetros, de toda irregularidad superficial y herrumbre, con acondicionador (sust. ácida), y lija.

Limpieza del lugar con un neutralizador (sust. básica).

Trazado del eje de referencia para orientar el extensómetro en la dirección requerida.

Pegamos cinta adhesiva sobre el extensómetro levantamos la cinta y untamos pegamento sobre la probeta a ensayar, luego bajamos la cinta y presionamos con el dedo el extensómetro en la superficie, soldamos los cables a los terminales y untamos recubrimiento protector.

3.2.4. Pruebas

Una vez hecha la conexión de los cables al medidor de deformación, procedimos a hacer el ensayo con mucho cuidado, pues la falta de instrumentos de control, impedía regular

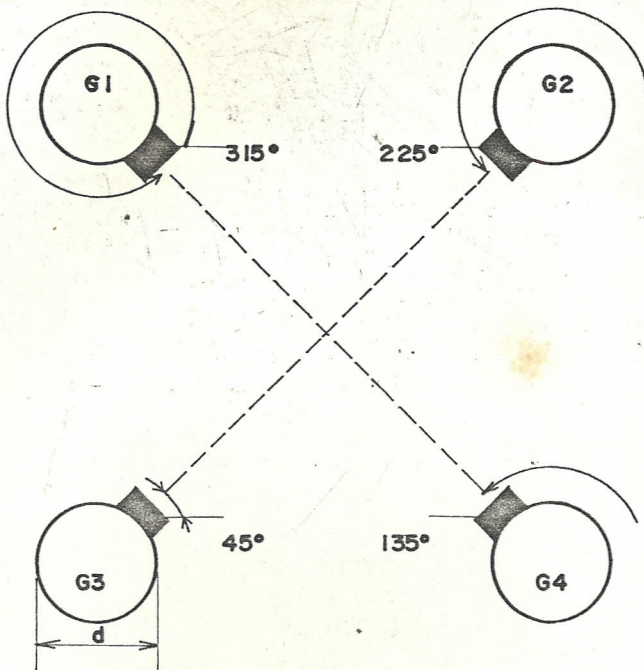


Fig. 7 : Ubicación de extensómetros (rosetas rectangulares) en las guías.

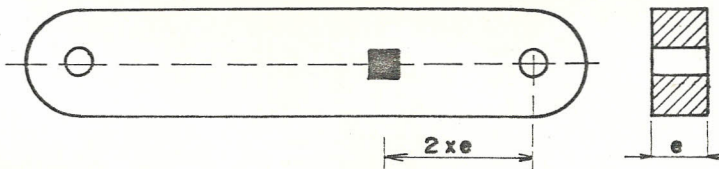


Fig. 8 : Ubicación de extensómetros simples en los eslabones.

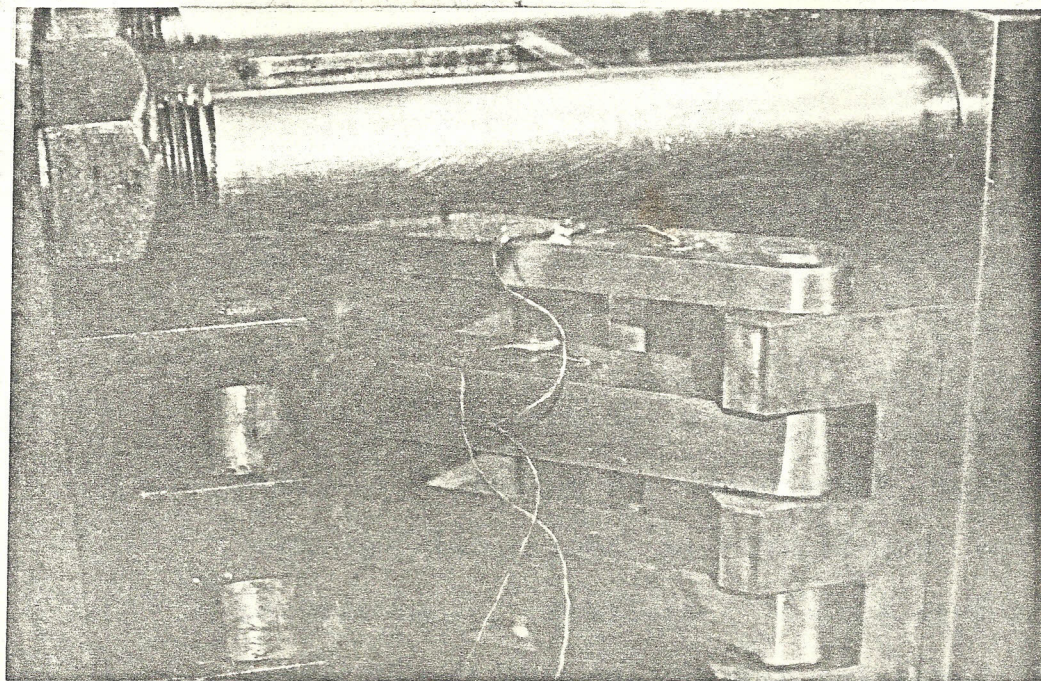
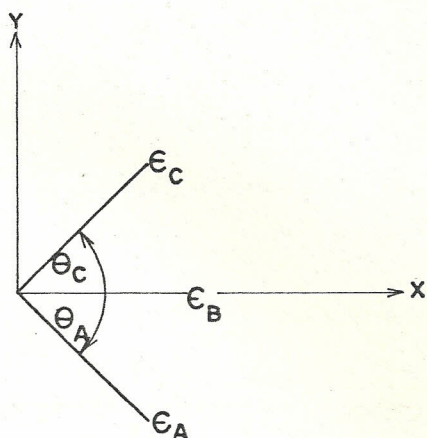


Fig. 9 : Vista de la instrumentación de los eslabones.



Orientación de los extenso-
metros:

$$\theta_A = -45$$

$$\theta_B = 0$$

$$\theta_C = 45$$

Fig. 10 : Disposición angular de ejes de la roseta (tomando como referencia las guías 2 y 4).

las condiciones de semejanza entre una y otra prueba, no obstante, pudimos registrar los valores de deformación que aparecen en la tabla II.

3.2.5 Cálculo del factor de seguridad para falla estática.

Dada la cantidad de datos, los cálculos fueron procesados por computadora según el programa respectivo, el cual se base en el procedimiento detallado a continuación, y cuyos resultados aparecen en las tablas III y IV.

A : Gulas

De las relaciones de transformación de deformaciones unitarias, para nuestro caso (Fig 10):

$$\epsilon_A = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_A + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_A + \gamma_{xy} \sin \theta_A \cos \theta_A$$

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

$$\epsilon_B = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_B + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_B + \gamma_{xy} \sin \theta_B \cos \theta_B$$

$$\epsilon_B = \epsilon_{xx}$$

$$\epsilon_C = \epsilon_{xx} \cos^2 \theta_C + \epsilon_{yy} \sin^2 \theta_C + \gamma_{xy} \sin \theta_C \cos \theta_C$$

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

Según esto:

$$\epsilon_{xx} = \epsilon_B$$

$$\epsilon_{yy} = \epsilon_A - \epsilon_B - \epsilon_C$$

$$\gamma_{xy} = \epsilon_C - \epsilon_A$$

Entonces obtenemos las deformaciones unitarias principales, y direcciones principales:

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

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

$$\tan 2\theta = \gamma_{xy}/(\epsilon_{xx} - \epsilon_{yy})$$

Hallamos los esfuerzos principales para el estado bidimensional.

$$\sigma_1 = E (\epsilon_1 + \mu\epsilon_2)/(1-\mu^2)$$

$$\sigma_2 = E (\epsilon_2 + \mu\epsilon_1)/(1-\mu^2)$$

Esto nos conduce al valor del factor de seguridad para prevenir falla por carga estática:

$$N_{\text{falla estática}} = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}}$$

B : Eslabones

$\sigma_1 = E\epsilon$

N falla estàtica = S_y/σ_1

TABLA II
LECTURA DE DEFORMACION EN EXTENSOMETROS
[UE]

UBICACION DE EXTENSOMET			PRUEBA No.					
			1	2	3	4	5	6
L			90	116	57	55	69	104
A								
D		1	62	76	18	32	63	68
O								
	G		48	37	18	55	31	45
I	U							
Z	I		127	160	128	126	160	161
Q	A							
U		3	43	85	43	73	47	105
I								
E			50	76	42	40	46	84
R								
D	E	E	-70	181	336	217	267	377
O	S							
	L	M	5	-39	-20	-7	-7	-10
			12	12	20	21	23	25
L								
A		2	-32	-35	-26	-26	-24	-21
D								
O	G		17	7	17	17	19	21
	U							
D	I		-35	-34	-40	-36	-33	-32
E	A							
R		4	-59	-57	-56	-53	-52	50
E								
C			-9	-7	-8	-5	-4	-1
H								
O	E	E	10	10	12	11	10	12
	S							
	L	M	-8	-8	-7	-6	-4	-2

NOTA: E = EXTREMO
M = MEDIO
ESL = ESLABON

TABLA III
ESFUERZOS PRINCIPALES EN LOS ELEMENTOS ANALIZADOS
[MPa]

PRUEBA No.													
		1		2		3		4		5		6	
		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
G													
U	1	23.66	16.56	28.69	15.96	15.35	6.50	19.73	12.34	18.27	10.83	26.56	16.8
I													
A	A												
D	3	35.36	16.23	42.97	25.83	34.42	15.14	31.28	17.11	42.81	17.20	42.50	28.9
E	E												
S		14.49		37.46		69.55		44.92		55.27		78.04	
L													
A	M												
B		1.03		8.07		4.14		1.44		1.44		2.07	
G	2												
U		11.70	-3.24	9.92	-4.38	12.53	-1.75	12.76	-1.68	13.35	-1.10	13.77	-0.3
I													
A	4												
D		-5.89	-13.92	-5.3	-13.35	-5.27	-13.38	-4.4	-12.46	-4.2	-12.1	-12.1	-11
E	E												
S		2.07		2.07		2.48		2.27		2.07		2.48	
L													
A	M												
B		1.66		1.66		1.45		1.66		0.83		0.44	

TABLA IV
VALORES EXPERIMENTALES DEL FACTOR DE SEGURIDAD
N (falla estatica)

UBICACION DE EXTENSOMET			PRUEBA No.					
			1	2	3	4	5	6
	I	1	13.756	11.640	21.672	16.764	18.177	12.4
	Z							
	Q							
G		3	9.437	7.72	9.682	10.66	7.74	7.6
U								
I								
A	D	2	21.25	22.79	21.43	21.13	20.76	20.7
	E							
	R							
		4	23.88	24.88	24.76	26.44	27.21	28.2
	E							
E	I	X	12.35	4.77	2.57	3.98	3.23	2.29
S	Z							
L	Q	M						
A		E	173.78	22.17	43.23	123.55	123.5	86.4
B								
O		E						
N	D	X	86.47	86.47	72.06	78.61	86.47	72.0
E	E							
S	R	M						
		E	108.09	108.09	123.53	108.09	216.18	432.

NOTA: E = EXTREMO
M = MEDIO

3.2.6. Cálculo del factor de seguridad N para falla dinámica.

A : Guías

Con los valores de los esfuerzos principales máximos 1 y 2 (figs 11a y 11b), determinamos sendos esfuerzos alternantes y medios. Por la teoría de Von Mises determino la igualdad entre aquellos, los cuales una vez conocidos y con la ayuda del diagrama de fatiga para esfuerzos combinados de tracción y flexión (fig. 13), determinamos el factor de seguridad N para falla dinámica. Con este valor y por la teoría de Godman modificada determinamos el nuevo valor del diámetro de las guías, esto es:

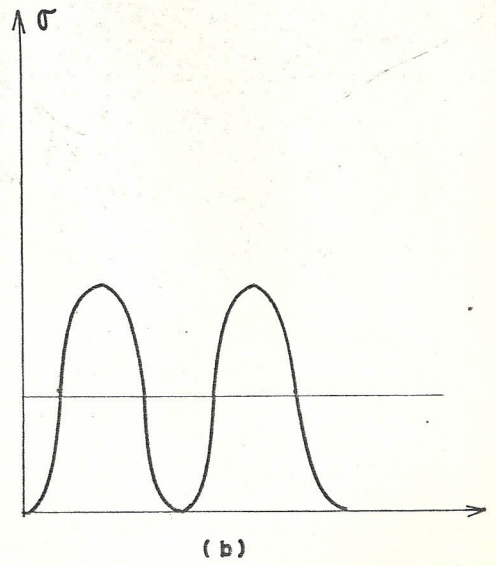
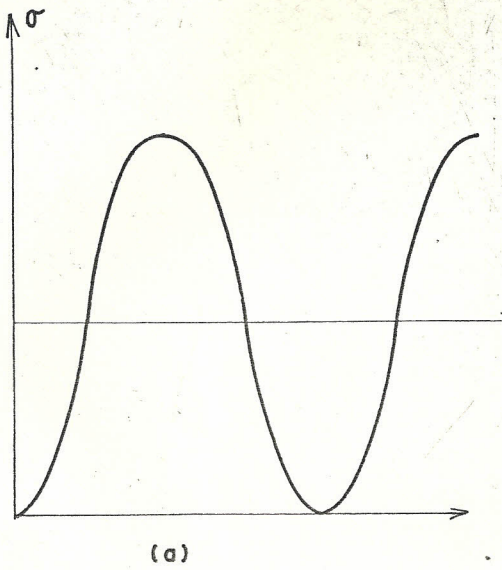
$$\sigma_{1m} = (\sigma_{max1} + \sigma_{min1})/2 \quad \sigma_{2m} = (\sigma_{max2} + \sigma_{min2})/2$$

$$\sigma_{1m} = \sigma_{max1}/2 \quad \sigma_{2m} = \sigma_{max2}/2$$

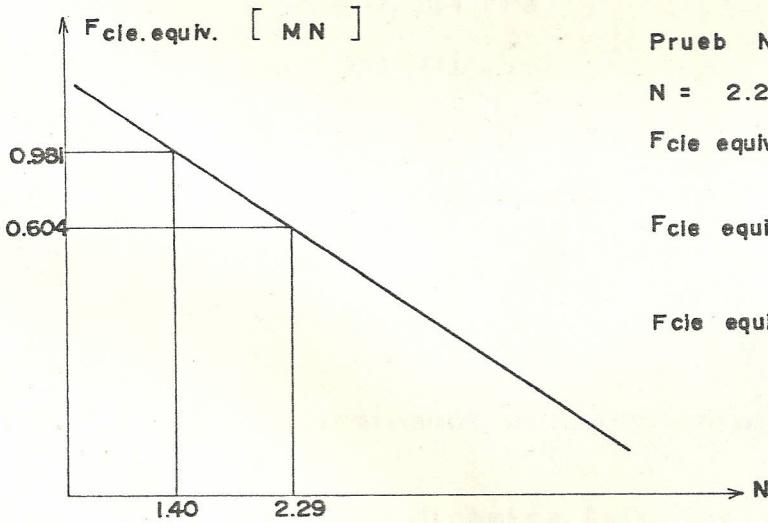
$$\sigma_{1a} = (\sigma_{max1} - \sigma_{min1})/2 \quad \sigma_{2a} = (\sigma_{max2} - \sigma_{min2})/2$$

$$\sigma_{1a} = \sigma_{max1}/2 \quad \sigma_{2a} = \sigma_{max2}/2$$

Von Moises:



Figs. 11(a) y 11(b): Esfuerzos principales máximos 1 y 2 en las guías, debido a una fuerza variable.



Prueb N 6

$N = 2.29$

$$F_{cle \text{ equiv}} = \frac{P_{cr}}{1/8 N}$$

$$F_{cle \text{ equiv}} = \frac{0.173}{1/8 (2.29)}$$

$$F_{cle \text{ equiv}} = 0.604 \text{ MN}$$

Fig. 12 : Relación entre el factor de seguridad N y la fuerza de cierre equivalente.

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

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

Reemplazando valores:

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max 1}}{2}\right)^2 - \frac{1}{2} (\sigma_{\max 1} \sigma_{\max 2}) + \left(\frac{\sigma_{\max 2}}{2}\right)^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max 1}}{2}\right)^2 - \frac{1}{2} (\sigma_{\max 1} \sigma_{\max 2}) + \left(\frac{\sigma_{\max 2}}{2}\right)^2}$$

Según esto, $\sigma'_m = \sigma'_a$

$$\sigma'_a = 4.084 \text{ MPa} \quad \text{correspondiendo} \quad \sigma'_m = 4.084 \text{ MPa}$$

$$S_a = 95 \text{ MPa} \quad \text{necesario para} \quad S_m = 80 \text{ MPa}$$

$$N \text{ falla dinámica} = S_a / \sigma'_a = 95 / 4.084$$

$$N \text{ falla dinámica} = 23.26$$

Comparación:

$$N \text{ falla dinámica} / N \text{ falla estática} = 0.82$$

Determinamos el nuevo valor del diámetro:

$$N \text{ falla dinámica} [\sigma'_m / S_{ut} + \sigma'_a / S_e] = 1$$

$$\sigma'_m = \sigma'_a$$

$$\sigma'_m [1/290.2 + 1/129.9] = 1/23.26$$

$$\sigma'_m = 3.85$$

$$(0.156/d^2 + 0.264/d) = 3.85$$

Resolviendo esta ecuación, obtenemos:

$$d = 0.45 \text{ m}$$

E: Eslabones

Si tomamos los valores de la tabla IV y hallamos (en una determinada prueba), para cada N falla estática su fuerza de cierre equivalente, y graficamos esta relación, notaremos una variación que se aproxima mucho a una línea inversamente proporcional. Si extendemos esta línea hasta la fuerza máxima de diseño, por extrapolación obtendremos un correspondiente valor de N que será el necesario para prevenir la falla dinámica (fig.12).

Según el gráfico:

$$\frac{0.981}{N \text{ f.d}} = \frac{0.604}{2.29}$$

$$N \text{ falla dinámica} = 1.40$$

Comparación:

$$N \text{ falla dinámica} / N \text{ falla estática} = 0.61$$

$$\sigma \text{ max carga dinámica} = 1/B \text{ (Fcie equiv/A)}$$

$$\sigma \text{ max carga dinámica} = 1/B \text{ (0.604/0.038xh)}$$

$$\sigma_{\text{max carga dinámica}} = 1.98 / h \text{ MN}$$

$$\sigma_a \text{ carga dinámica} = \sigma_m \text{ carga dinámica} = 0.99 / h \text{ MN}$$

Del diagrama de fatiga para esfuerzos de compresión (fig. 14), determinamos el nuevo valor de h (para prevenir falla dinámica), según la teoría de Goodman modificada:

$$N \text{ falla dinámica } [\sigma_m / S_{ut} + \sigma_a / S_e] = 1$$

$$(0.99 / h) [1/320 + 1/144] = 1/1.40$$

Resolviendo esta ecuación, obtenemos:

$$h = 0.0138 \text{ m}$$

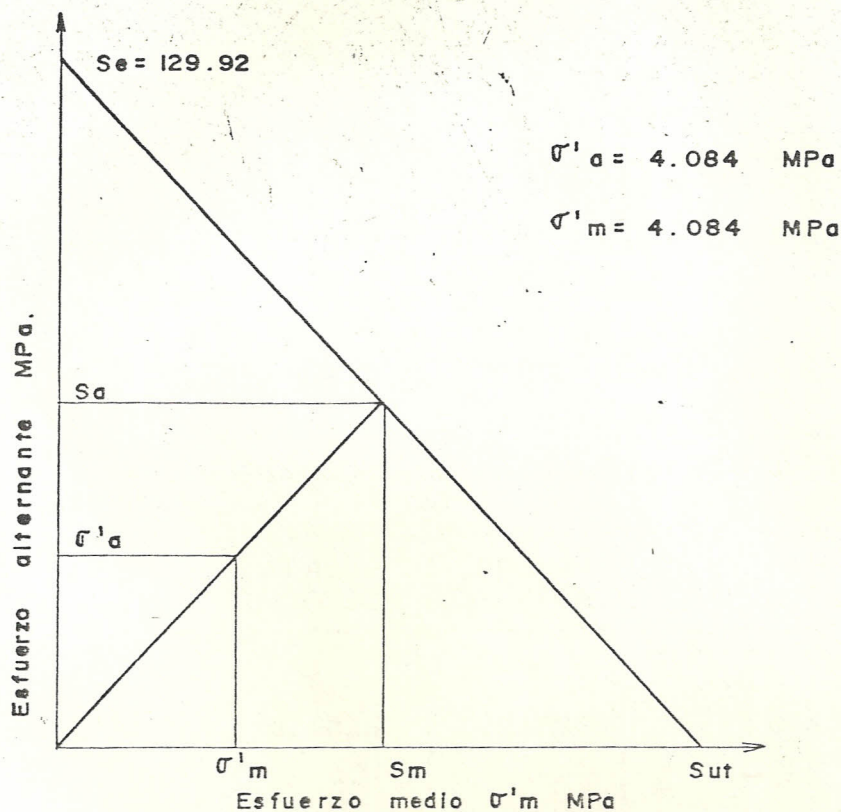


Fig. 13 : Diagrama de fatiga para esfuerzos combinados de tracción y flexión en las guías.

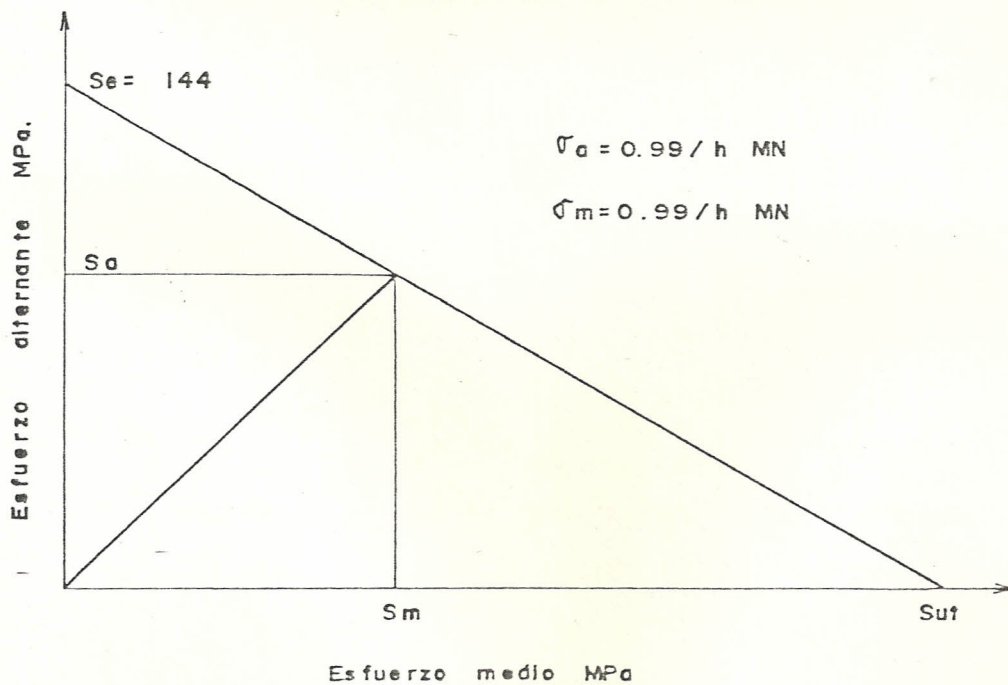


Fig. 14. : Diagrama de fatiga para esfuerzos de compresión en los eslabones.

TABLA V
COMPARACION DE DIMENSIONES SEGUN NUEVA ESTIMACION

ELEMENTO ANALIZADO	ANALISIS TEORICO		ANALISIS EXPERIMENT
	DIAMETRO DE LA GUIA (m)		DIAMETRO DE LA GUIA (m)
	FALLA ESTATICA	FALLA DINAMICA	FALLA DINAMICA
GUIA	0.1826	0.2153	0.45
ESLABON	ALTURA h (m)		ALTURA h (m)
	0.0538		0.0138

CAPITULO 4

EVALUACIONES Y CONCLUSIONES

4.1 ANALISIS DE RESULTADOS

Según podemos apreciar en la tabla V, las dimensiones del diámetro de las guías y altura de los eslabones, sufren variaciones. Esto se debe a que el análisis arguye un estado de esfuerzos combinados de tracción y flexión en las guías; y compresión simple en los eslabones, pero los esfuerzos principales nos indican que el estado no es unidireccional para las guías, y no necesariamente un estado de esfuerzos simples para los eslabones.

Esto no quiere decir que están equivocados los cálculos, mas, debe hacerse otra estimación que considere un estado de esfuerzos combinados no unidireccional para las guías, y no simple para los eslabones. No obstante, queda propuesto el método de desarrollo del análisis experimental.

4.2. SUGERENCIAS PARA EL SIGUIENTE PROTOTIPO

Prácticamente las necesidades mas urgentes de la máquina son referentes al diseño de forma, y ensayos

con la sustancia de trabajo considerada en su diseño, pues la simulación efectuada en los ensayos, limita la adquisición de información importante.

Como principales sugerencias, podemos anotar la implementación en la máquina de medios que permitan regular y controlar:

- La fuerza de cierre, la cual debe procurar un acople muy íntimo entre las partes del molde;
- La presión de inyección, pues ésta varía según el material, y aunque el actual prototipo se diseñó para aleaciones de zinc, no hay manera de conocer si efectivamente se está trabajando con esa presión de inyección.
- La presión del cierre de los moldes, pues al cambiar éstos, el acercamiento y unión debe ser preciso y simétrico;
- La temperatura de la colada, pues este parámetro debe ser celosamente vigilado.
- La temperatura de la tobera de inyección, ya sea por una resistencia o por la llama de una boquilla.

4.3. CONCLUSIONES

4.3.1. Diseño mecánico

A partir de la tabla V (que compara dimensiones según nueva estimación para análisis teórico y experimental), podemos conocer cierta información útil para posteriores trabajos así:

A : Gulas

Notamos que para un diseño contra falla dinámica y, suponiendo un estado de esfuerzos combinados de tracción y flexión, el diámetro de construcción es aproximadamente el 14% de este valor, lo cual indica que no están actuando los mismos esfuerzos estimados. Lo mas probable es que el esfuerzo torsor, combinado con uno de los anteriormente considerados, sea el estado de esfuerzo mas aproximado al que experimentalmente está actuando en el sistema (decimos esto porque el ajuste de las guías es por medio de tuercas enroscadas al extremo de las mismas).

No obstante, estamos seguros que el valor obtenido para falla dinámica en el análisis experimental, garantiza que resistirá la tracción y flexión combinadas, que fueron asumidas en el cálculo.

B : Eslabones

Según la tabla V, el nuevo valor de diseño para h es 0.0138 m, o sea 29% de la altura de construcción; esto nos lleva a pensar que dicho elemento estaría sobredimensionado si nos remitimos exclusivamente a la nueva estimación. Sin embargo, esta aseveración es relativa a las condiciones experimentales sobre las que se realizaron las pruebas.

Cabe destacar que aún cuando la nueva estimación es muy conservadora, la altura del eslabón disminuye notablemente; esta observación nos presenta dos opciones, las cuales indican que el elemento no está siendo muy esforzado, o que en él ocurren esfuerzos combinados (y probablemente tampoco unidireccionales).

4.3.2. Diseño de forma.

Además de la dotación de instrumentación necesaria para el control y regulación de los parámetros que debemos vigilar, se deben erradicar los siguientes defectos de manufactura detectados:

- Porosidad: debido a bajas temperaturas en la matriz por falta de enfriamiento.
- Rebaja excesiva: debido a material adherido en la superficie de la matriz; también por una presión excesiva en la inyección, y por desigual fuerza de cierre aplicada al molde.
- Rotura de pieza: debido a temperatura excesiva en la sustancia de trabajo y matriz.
- Grietas: también debido a excesiva temperatura en la sustancia de trabajo y matriz.

APENDICE A

CALCULO DE DIMENSIONES PARA EL EMBOLO DE INYECCION

ensión final del diámetro exterior:

$$D_i - \text{Tolerancia} - \Delta D_i$$

$$D_i = \text{Diámetro nominal} = 64 \text{ mm}$$

$$\text{Tolerancia} = \text{Ajuste giratorio holgado } D_9 = 0.174 \text{ mm}$$

(entre el émbolo y la camisa).

$$\Delta D_i = \text{Dilatación del émbolo de inyección}$$

$$\Delta D_i = D_i \alpha \Delta T$$

α = coeficiente medio de expansión térmica

$$\alpha = 1.37 \times 10^{-5} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$$

$$\Delta T = \text{Diferencia de temperaturas} = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta D_i = 64 \times 1.37 \times 10^{-5} \times 420$$

$$\Delta D_i = 0.368 \text{ mm}$$

$$64 - 0.174 - 0.368$$

$$63.458 \text{ mm}$$

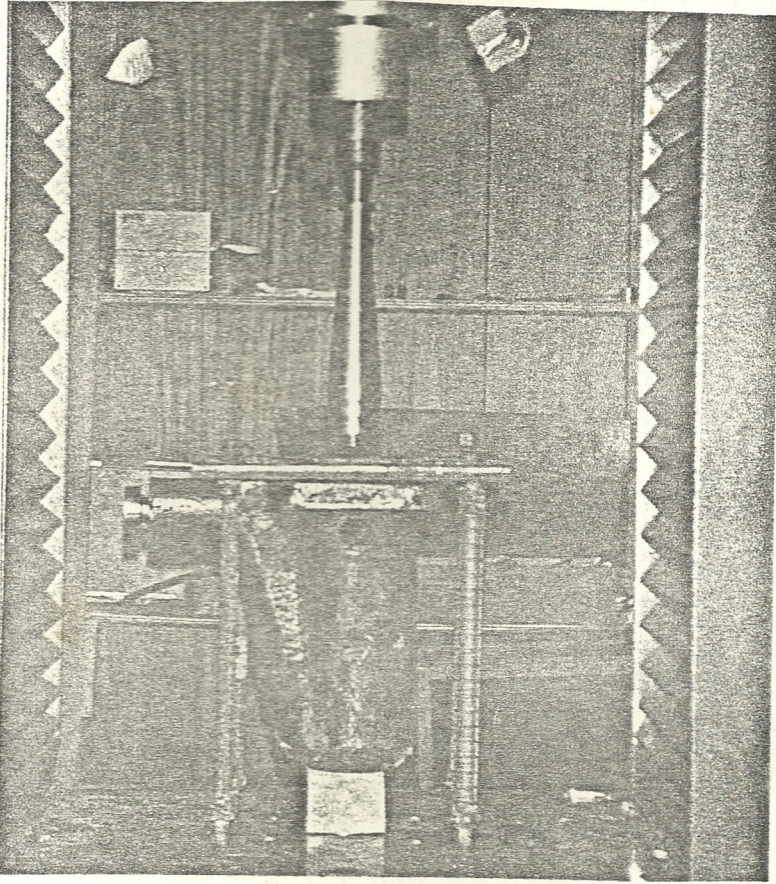
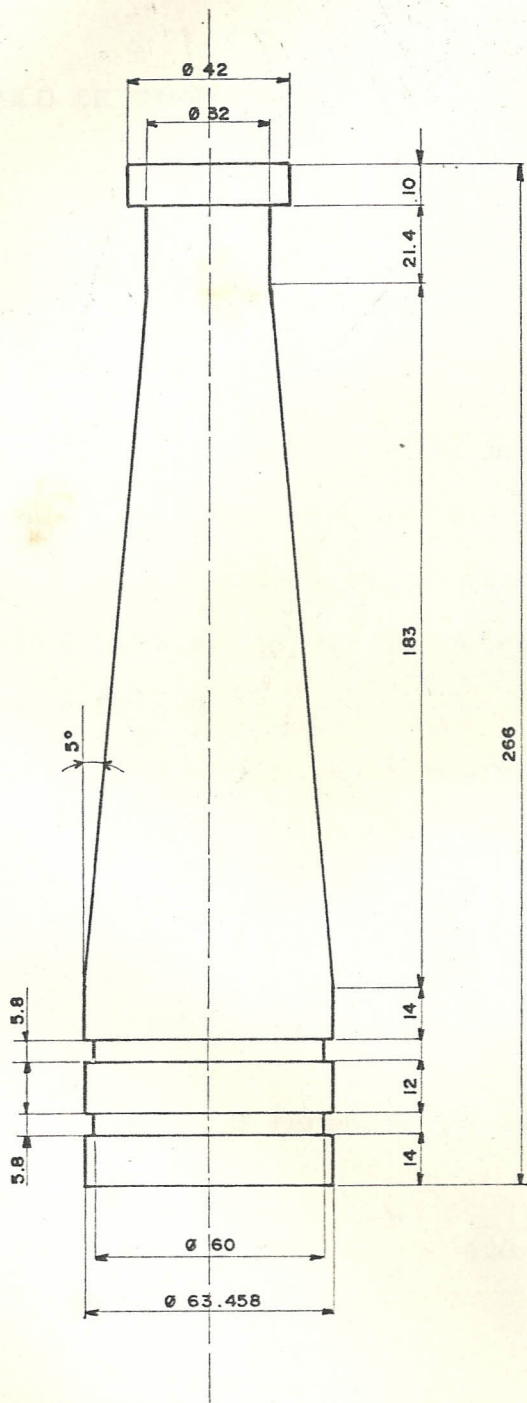


Fig. 15: Utilaje montado para extraer el émbolo inyector



ESPOL			FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			ÉMBOLO DE INYECCIÓN			MATERIAL: ACERO SAEP20		
DIBUJO			FECHA			NOMBRE			1:2		
REVISO			4/8/88			HERNÁNDEZ					
COMPROBO											
											

APENDICE B

CULO DE DIMENSIONES PARA LOS ANILLOS DE COMPRESION

si3n final del diámetro exterior:

Di - Tolerancia - ΔDa

Di = Diámetro nominal = 64 mm

Tolerancia = Asiento forzado ligero J6 = 0.013 mm

(entre el anillo y la camisa)

ΔDa = Dilataci3n del diámetro del anillo de compresi3n

$\Delta Da = Di \alpha \Delta T$

α = Coeficiente medio de expansi3n t3rmica

$$\alpha = 11.5 \times 10^{-5} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$$

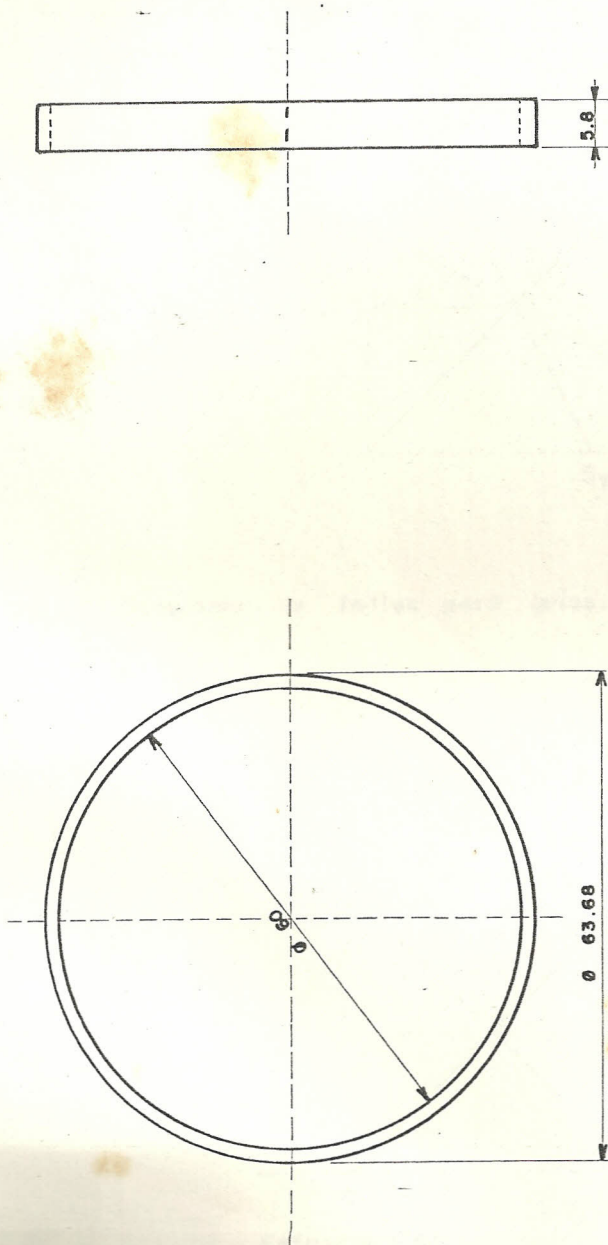
ΔT = Diferencia de temperaturas = 420°C

$$\Delta Da = 64 \times 11.5 \times 10^{-5} \times 420$$

$$\Delta Da = 0.30912 = 0.31$$

$$4 - 0.013 - 0.31$$

$$3.68 \text{ mm}$$



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			ESPOL	
ANILLO DE COMPRESIÓN				
1:1				
MATERIAL: ANTINIT KW40				

APENDICE C

PROCESO TEORICO INICIAL (TOMADO DE FUENTE ORIGINAL)

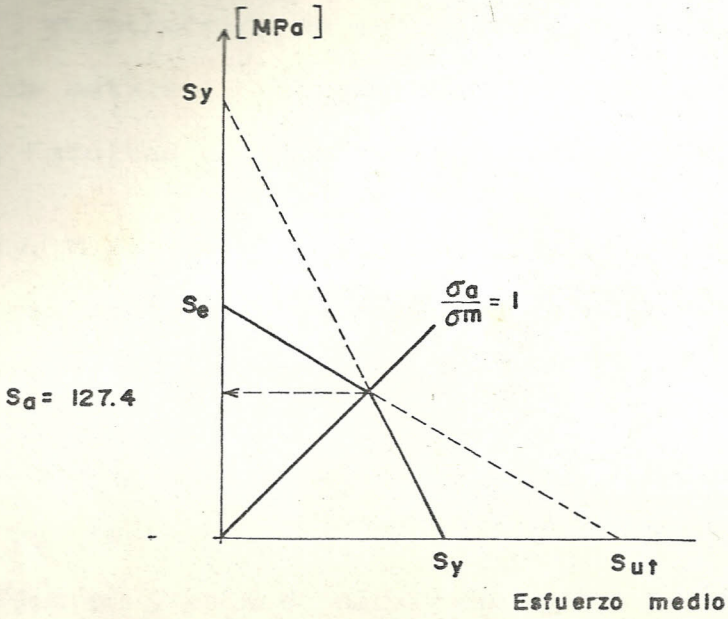


Fig. 18 : Diagrama de fatiga para guías.

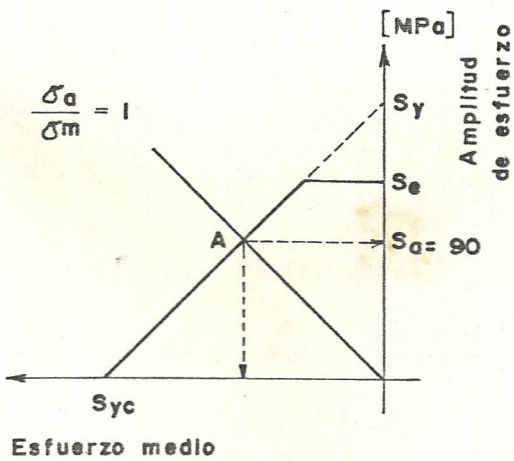


Fig. 19 : Diagrama de fatiga para eslabones.

BIBLIOGRAFIA

Izaguirre Arellano, José Luis; Tesis de Grado: Diseño y construcción de una máquina de fundición a presión de metales, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de Ingeniería Mecánica, 1989.

B. Seely, M.S. y J.O. Smith, A.M., Curso Superior de Resistencia de Materiales, (Buenos Aires: Editorial Nigar, 1967), pp. 213 - 247.

Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry D.: Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, México 1985, Cuarta Edición (Tercera edición en español), pp. 66 - 358.

Perry; Mc Graw Hill, The Strain Gage Primer, Mc Graw Hill, New York 1962, pp. 17 - 27; 112 - 138.

Espinoza, Ing. Marcelo; Notas y Traducciones de Diseño de Ingeniería, ESPOL, Guayaquil, 1986, pp.1 - 34.

Singer, Ferdinand L.; Resistencia de Materiales, Harper and Row Publishers Inc, México, 1971, pp. 109 - 124; 334 - 338.

Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, Vol I, II (2a. edición en español), México: Mc Graw Hill de México, 1984.