



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**“DISEÑO Y FABRICACION DE UN EQUIPO DIDACTICO  
PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA”**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
P R E S E N T A N :  
**GUSTAVO AZCARRAGA ZABALGOITIA**  
**J. JESUS CAMORLINGA SALAS**

DIRECTOR DE TESIS  
ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH

MEXICO, D. F.

1987



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# INDICE

1 INTRODUCCION	1
1.1 Objetivo	2
1.2 Generalidades sobre el fenómeno de fatiga	3
1.3 Identificación de las características deseadas en el equipo	9
2 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO	16
2.1 Diseño del sistema de transmisión	17
2.1.1 Cálculo de los elementos del sistema de transmisión	19
2.2 Diseño del sistema de sujeción	36
2.3 Diseño del sistema de carga	39
2.4 Sistema de conteo de ciclos	43
2.5 Puesta en marcha del prototipo y detección de fallas	44
3 REDISEÑO DEL PROTOTIPO	54
3.1 Funcionamiento del motor	54
3.2 Análisis de los rodamientos	56
3.2.1 Selección de los rodamientos y soportes para el árbol de transmisión	56
3.2.2 Cálculo de la vida útil del rodamiento	58
3.2.3 Capacidad y dirección de carga en el soporte	63
3.2.4 Lubricación de los rodamientos	67
3.2.1.1 Lubricación con grasa	68
3.2.4.2 Lubricación con aceite	70
3.2.5 Montaje de rodamientos	77
3.2.6 Cálculo de la potencia necesaria para hacer girar los rodamientos sin carga	83

3.3	Análisis del sistema de transmisión	86
3.4	Análisis del sistema de sujeción	99
3.5	Análisis del sistema de carga	105
3.6	Esfuerzos en la probeta	106
3.7	Ensamble al prototipo	111
4	MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE LA MAQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA MF-87	118
5	COSTOS	131
	CONCLUSIONES	133
	BIBLIOGRAFIA	135
	ANEXO 1, PLANOS	
	ANEXO 2, NORMA ISO 1143	

## CAPITULO 1

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

En la gran mayoría de las máquinas existen elementos sometidos a esfuerzos fluctuantes y por ende, sometidos a fatiga; ésto obliga a los ingenieros de diseño a tener un amplio conocimiento sobre este fenómeno, así como contar con datos lo más reales posibles sobre el comportamiento a la fatiga de los diferentes materiales utilizados en ingeniería.

En los dos primeros capítulos se describe en forma general el fenómeno de fatiga, así como la metodología empleada para el diseño del primer prototipo. En el tercer capítulo se presenta el proceso seguido para el rediseño del prototipo así como el ensamble y las pruebas finales.

En el cuarto capítulo se presenta el manual de operación y mantenimiento del equipo desarrollado. En el capítulo quinto se presenta un análisis del costo del prototipo.

Este proyecto surgió de la necesidad que existe en el laboratorio de pruebas mecánicas de esta Facultad, de contar con un equipo didáctico sencillo para demostrar la falla por fatiga en diferentes materiales.

Como en el mercado los equipos que se encuentran son de importación y muy costosos, surgió en nosotros la inquietud de desarrollar este equipo formado en su totalidad por elementos de fabricación nacional y que proporcione resultados precisos, con un costo mucho menor que los de procedencia extranjera.

Cabe aclarar que el enfoque de este trabajo es básicamente de diseño. Los procesos de fabricación de los elementos que conforman la máquina se omitieron ya que son de uso común en ingeniería.

### 1.1. OBJETIVO.

Este trabajo tiene la finalidad de desarrollar un equipo para demostrar de una manera sencilla el fenómeno de fatiga mediante la realización de ensayos en una viga rotatoria en cantiliver. Estos ensayos deben cumplir con las especificaciones de las normas internacionales. Los resultados obtenidos en estos ensayos deben ser lo suficientemente confiables, como para utilizarlos en el diseño de elementos de máquinas, permitiendo optimizar el tamaño de éstos y aumentar el grado de seguridad en el diseño.

## 1.2. GENERALIDADES SOBRE EL FENOMENO DE FATIGA.

Para iniciar el desarrollo de este proyecto, se realizó una revisión bibliográfica sobre el fenómeno de fatiga.

El fenómeno de fatiga se presenta en un elemento mecánico cuando está bajo la acción de esfuerzos fluctuantes o alternantes. Un alto porcentaje de piezas sometidas a estos esfuerzos se fractura, ocasionando la falla conocida como falla por fatiga; es por ello importante que los ingenieros de diseño tengan un amplio conocimiento sobre este fenómeno.

El mecanismo de la falla por fatiga es muy complejo y hasta la fecha no se ha explicado satisfactoriamente. Existen varias teorías sobre su inicio y propagación, las cuales señalan que la falla puede iniciarse en una inclusión o en un hueco del material; una vez iniciada la grieta por fatiga, ésta avanzará hasta ocasionar la falla del elemento. La falla por fatiga se presenta por lo general a un esfuerzo menor al de la resistencia última del material y lo que es más, en ocasiones a esfuerzos menores a los de fluencia; la grieta por fatiga no es apreciable a simple vista, lo que hace más peligroso este tipo de fallas, ya que no se detectan como en el caso de fallas por fluencia donde se percibe de antemano la falla.

El inicio de la grieta por fatiga suele presentarse en un punto de esfuerzo máximo. Este punto de esfuerzo máximo por lo general se debe a una concentración de esfuerzos. La concentración de esfuerzos puede ser superficial, en cuyo caso se debe a muescas, rayaduras del maquinado, orificios, cambios bruscos de configuración geométrica, o bien puede ser interna; en este caso la concentración de esfuerzos se debe a elementos extraños o huecos en el material.

Si coincide una concentración de esfuerzos con una zona de máximo esfuerzo estos efectos se superponen, la posibilidad de un agrietamiento por fatiga debido a esfuerzos alternantes aumenta considerablemente; por lo tanto se debe tener cuidado de eliminar o reducir las concentraciones de esfuerzo en elementos bajo la acción de la fatiga.

Tanto los materiales dúctiles como los frágiles son susceptibles a fallas por fatiga. En la falla por fatiga de un material dúctil, prácticamente no existe deformación plástica como en la falla estática del mismo material. La falla por fatiga de un material dúctil aparece como la falla de un material frágil.

Una vez iniciada la grieta por fatiga en una zona de concentración de esfuerzo, la misma grieta actúa como un acentuador de esfuerzo adicional. Esta grieta crecerá con cada repetición de la carga hasta que la sección resultante no soporta el esfuerzo y falla. Puede ocurrir un número indeterminado de inversiones de esfuerzo desde que se inicia la grieta, hasta la ruptura del elemento; esto dependerá de la magnitud de la carga aplicada y de las condiciones del elemento.

En las superficies de ruptura por fatiga se pueden distinguir dos zonas: una al centro bastante áspera, correspondiente a la falla estática y la otra zona notablemente pulida, debido a la acción de frotamiento durante el desarrollo de la grieta; asimismo en esta zona se puede distinguir en ocasiones la formación de anillos que nos indican el desarrollo de la grieta.

En los párrafos anteriores se estableció dónde y cómo podría ocurrir la falla por fatiga. A continuación se analizará cuándo es probable que se presente esta falla.



Debido a que la susceptibilidad de un elemento estructural a la falla por fatiga depende en gran medida del material de que esté hecho, se debe recurrir a ensayos o pruebas experimentales para determinar la resistencia del material bajo la acción de cargas fluctuantes. Para ésto es necesario elaborar probetas que se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes predeterminadas y se cuentan los ciclos o alteraciones de esfuerzo que soporta el material hasta la falla o ruptura. El equipo para ensayos de fatiga más utilizado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.P. MOORE, la cual somete a la probeta a flexión pura y al girarla invierte completamente el estado de esfuerzos en la misma. La probeta debe estar terminada a máquina con pulimiento muy cuidadoso en la dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales.

Debido a la naturaleza estadística de la fatiga es necesario realizar un gran número de pruebas para determinar la resistencia a la fatiga de un material. Cuando el ensayo es en viga rotatoria se aplica una carga constante de flexión y se cuenta el número de revoluciones necesarias para que ocurra la falla. Este experimento se repite muchas veces variando el esfuerzo aplicado desde un valor ligeramente menor al de resistencia última del material y disminuyéndolo sucesivamente.

Los resultados obtenidos se grafican en un papel semi-logarítmico obteniendo un diagrama llamado S-N o Diagrama de WOLLER.

Los diagramas S-N se pueden obtener tanto para la probeta o muestra de estudio como para un elemento mecánico real. Se observará que aun cuando la probeta y el elemento mecánico son del mismo material, existen diferencias significativas entre ambos diagramas.

La resistencia a la fatiga es una propiedad de los materiales y nos indica el nivel de esfuerzo que se puede aplicar un número específico de veces antes de que se produzca la falla, o sea que para una vida o número de repeticiones de esfuerzo existe una resistencia a la fatiga correspondiente. Esta resistencia se puede evaluar con base en la curva S-N. En algunos materiales por ejemplo, en los aceros, se presenta un quiebre mostrado en gráfica, y más allá de este punto no ocurrirá la falla, cualquiera que sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al quiebre se conoce como límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga. Cabe aclarar que hay materiales que no presentan una sección horizontal en su diagrama S-N. Esos materiales no tienen un límite de resistencia a la fatiga.

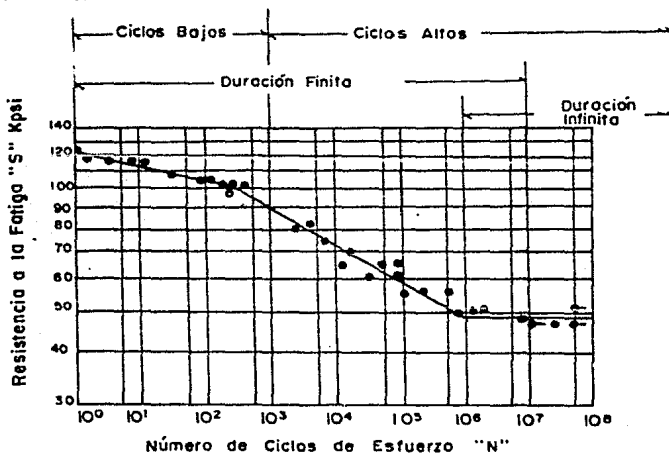


FIGURA-1 Curva "S", "N" Típica de los Aceros

Cuando la falla por fatiga se presenta a un número menor de  $10^3$  ciclos se conoce como fatiga de ciclos bajos, tal como se ilustra en la figura No. 1. La fatiga de ciclos altos es la falla correspondiente a más de  $10^3$  ciclos.

En la Fig. No. 1 también se puede distinguir entre una región de duración finita o vida finita y una duración infinita. El límite entre estas dos regiones depende del material: por ejemplo, para los aceros, varía entre  $10^6$  y  $10^7$  ciclos. Cuando una probeta se ensaya hasta  $10^6$  ciclos y no ha fallado se retira considerando que no fallará cualquiera que sea el número de inversiones de esfuerzo a que se someta.

Para el diseño es importante conocer el tipo de prueba de fatiga que se usó para determinar la resistencia a la fatiga del material. Aunque la mayor parte de pruebas son en viga rotatoria, también existen equipos que aplican esfuerzos combinados por ejemplo de torsión flexión o incluso realizan los ensayos bajo atmósferas especiales.

Si un elemento se somete a la acción de esfuerzos alternantes capaces de producirle un cierto daño, este daño es permanente y no desaparece después de que el elemento es descargado y liberado de todo esfuerzo. Si posteriormente el elemento se somete de nuevo a esfuerzos repetidos, el daño prosigue desde donde se quedó.

Se ha observado que los factores que afectan la resistencia a la fatiga son los siguientes:

1. Tipo de carga.
2. Forma de aplicación de la carga.
3. Frecuencia de aplicación de la carga.

4. Rugosidad superficial de la pieza.
5. Tamaño y forma de la pieza.
6. Temperatura de operación.
7. Atmósfera de operación.
8. Concentración de esfuerzos.
9. Propiedades metalúrgicas.

### 1.3. IDENTIFICACION DE LAS CARACTERISTICAS DESEADAS EN EL EQUIPO.

Tomando en cuenta que los posibles usuarios de la máquina serían los maestros y alumnos que imparten y cursan, respectivamente, las materias de: fundamentos de mecánica de sólidos, diseño de elementos de máquinas, diseño de máquinas, proceso de conformado de materiales, tecnología de materiales I y II, etc., con sus respectivos laboratorios; se entrevistaron tanto a maestros como alumnos preguntándoles qué características desearían ellos que tuviera la máquina. Una vez realizada esta entrevista, se reunieron todas las ideas sugeridas, las cuales se listan a continuación:

1. Que sea de fácil operación.
2. Que no represente peligro para los usuarios.
3. Que sea resistente a malos manejos.
4. Que cuente con un instructivo de operación.
5. Que requiera un mínimo de mantenimiento.
6. Que sus componentes sean comerciales.
7. Que todos sus componentes sean de fabricación nacional.
8. Que su costo sea menor al de los equipos de importación.
9. Que la máquina se pueda operar en el laboratorio de pruebas mecánicas.
10. Que realice ensayos demostrativos.
11. Que la prueba se realice en viga rotatoria de cantiliver.
12. Que los ensayos demostrativos se puedan realizar dentro del tiempo asignado a las materias.
13. Que se puedan variar los parámetros que intervienen en el fenómeno de la fatiga, a fin de detectar su importancia.

14. Que el costo del proyecto sea financiable por recursos propios y los disponibles por la Facultad de Ingeniería

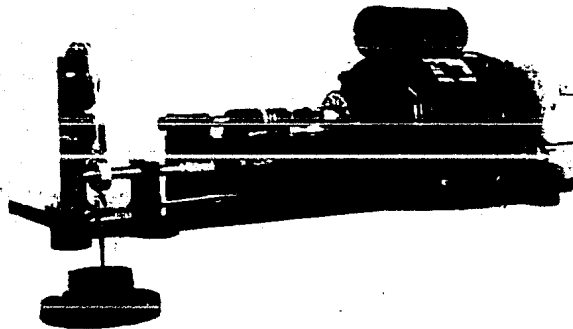
También se realizó una investigación comercial en relación a equipos y normas existentes. En cuanto a equipos se refiere, se hizo contacto con los siguientes proveedores:

1. Mitutoyo Mexicana.
2. Instrumentos y Aparatos de Medición.
3. Técnicos Argostal, S. A.
4. Proveedor Científico.
5. Comercial Ultramar.
6. Proyectos Industriales, S. A.
7. Harry mazal, S. A.

De ellos algunos tenían equipos para pruebas de fatiga a tensión-compresión y otros definitivamente no manejaban equipos para ensayos de fatiga. El único proveedor que cuenta con un equipo para realizar ensayos de fatiga en viga rotatoria en Cantiliver es Harry Mazal, S. A. el equipo se muestra en catálogo y se tiene que importar de Inglaterra, siendo su costo de 2,860 libras esterlinas, entregado en puerto británico en un tiempo de 4 meses (Figura 2).

Por otro lado se obtuvo información del laboratorio de pruebas mecánicas, también de catálogo, de un equipo de fabricación sueca (figura 3) y del cual no se pudo encontrar información alguna, ni aclarar quién envió el catálogo.

### HSM.19 Rotating Fatigue Machine



**Scope:** This machine enables the classical Wohler fatigue test to be performed on small machined specimens.

**General Description:** The specimen, loaded as a cantilever, rotates at about 6000 rpm thus performing 1 million cycles per three hours. A five digit counter geared down to 100:1 assesses the cycles to failure of the specimen, when a micro-switch cuts off the supply to the 180w 1 ph electric motor. The set of weights allows stresses up to  $600 \text{ N/mm}^2$  to be applied to the standard specimen.

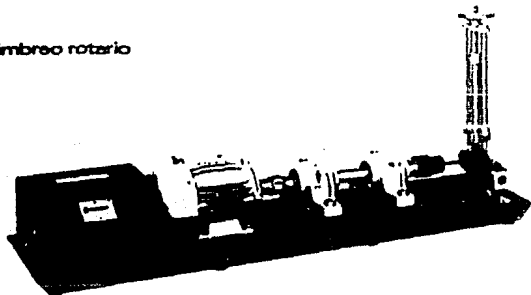
**Apparatus**

- 1— HSM.19 Rotating Fatigue Machine
- 6— Typical standard test specimens

**Optional extras**

- 1— HSM.19w Set of weights up to 30N.

FIGURA 2. EQUIPO PROPUESTO POR HARRY MAZAL, S. A.

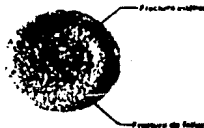
**Máquina de ensayo de fatiga MT 206**
**Címbreo rotatorio**

**Resistencia a la fatiga**

En la mayoría de las máquinas, sometidas a una gran diversidad de cargas, el momento en que aparece la fractura no viene determinado por el punto de máxima tensión, sino por el límite de agotarse a la fatiga.

Por tanto, en el diseño de máquinas la resistencia a la fatiga tiene una gran importancia.

MT 206 administra en una forma sencilla el modo de someter al efecto del radio del fillete, bruidada superficial etc. sobre un material sometido a esfuerzos flexionantes fluctuantes.

Ha sido puesta un gran énfasis en un equipo sencillo y práctico para los objetivos de laboratorio de fatiga.

**Fractura de pieza de ensayo**

**Descripción técnica**

MT 206 es accionada por un motor eléctrico monofásico de jaula de ardilla. Voltaje de alimentación 220 V A.C.

El número de cambios de carga se los directamente en un cuantificador con 7 dígitos cero.

La pieza de ensayo, redondeada o afusada, se une a una eje muy estable por dos conjuntos de bolas esféricas. Se aplica la fuerza a la pieza de ensayo lateralmente con una balanza de resorte a través de un conjunto de bobas esféricas y puede ser variada en forma continua entre 0 y 300 N.

MT 206 tiene un micro-interruptor que, al quemarse la pieza de ensayo, desconecta automáticamente al motor del motor. Esto asegura resultados exactos y es de gran ventaja en experimentos largos, como la obtención de curvas de Wohler completas.

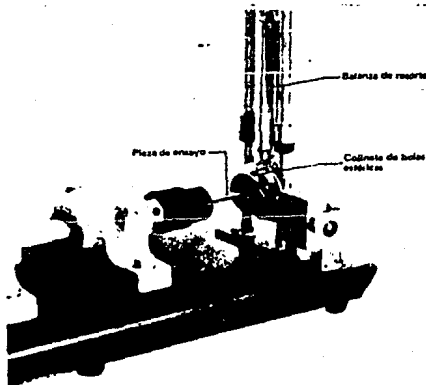
El micro-interruptor está equipado con un botón de reposición bien protegido, que previene un arranque involuntario de la máquina cuando se trabaje con ella.

MT 206 se suministra junto con una caja de herramientas presentando todas las herramientas necesarias y nuestro propio tipo de piezas de ensayo.

Pieza de ensayo No.	Radio de fillete	Bruidada superficial
1	0,6 mm	4 µ
2	2 "	4 µ
3	2 "	25 µ

**Juegos de piezas de ensayo extra en stock.**
**Datos generales**

Díámetro de la pieza de ensayo:	8 mm
Máxima carga:	300 N
Tensión de alimentación:	220 V A.C.
Revoluciones:	3000 r.p.m.
Dimensiones:	180 x 780 x 460 mm
Peso:	aprox. 24 kg


**Fabricación en Suecia por**

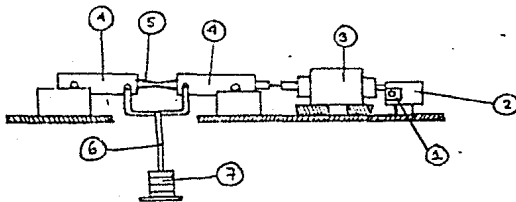
TERCO AB  
Malmströmströgen 18  
S-2028  
S-137 03 Sölvesborg Suecia  
Tel. 08-68 07 00 Telex 17778 Terco S



FIGURA 3. INFORMACION PROPORCIONADA POR EL LABORATORIO DE PRUEBAS MECANICAS.



Al continuar investigando, se encontró que en el laboratorio de prueba de materiales de ingeniería civil, existe un equipo para realizar ensayos de fatiga del tipo de R.R. MOORE. Este equipo consta de un motor monofásico de 1/4 C.P. a 115 V. que gira a 10,000 R.P.M. La probeta de prueba se somete a flexión pura al realizar el ensayo. En el otro extremo del árbol del motor se encuentra acoplado, a través de un pequeño reductor de velocidad, un contador mecánico de 4 dígitos. Este equipo fue fabricado en E.U. y se muestra esquemáticamente en la figura 4-A.



- |                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| 1. Contador.              | 5. Probeta de prueba. |
| 2. Reductor de velocidad. | 6. Sistema de carga.  |
| 3. Motor.                 | 7. Pesas.             |
| 4. Chumaceras.            |                       |

FIGURA 4-A. EQUIPO DE R.R. MOORE PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA EXISTENTE EN EL LABORATORIO DE PRUEBA DE MATERIALES DE INGENIERIA CIVIL.

Por otro lado, en la División de Estudios de Postgrado de la Facultad de Ingeniería se adquirió recientemente un equipo para realizar ensayos de fatiga de manufactura inglesa. Este equipo está diseñado para aplicar cargas invertidas con o sin carga estática inicial.

Se pueden realizar ensayos de flexión y torsión en probetas planas, así como flexión o flexión y torsión combinadas en probetas cilíndricas.

La carga es aplicada en uno de los extremos de la probeta por medio de un eje oscilante el cual es accionado por una biela unida a una rueda con doble excentricidad. La excentricidad es ajustable para poder dar el ángulo de flexión necesario.

La carga es cuantificada en el otro extremo de la probeta por medio de un dinamómetro cuyo ángulo de giro es registrado en un indicador de carátula graduada. Pueden aplicarse cargas estáticas iniciales girando el alojamiento del dinamómetro por medio de unos tornillos ajustables.

El motor del equipo, que gira a 1,700 RPM, tiene acoplado un contador mecánico de 4 dígitos y se detiene automáticamente cuando la probeta se quiebra.

En la figura 4-B se muestra un esquema del equipo, que se obtuvo del manual de operación del mismo.

En cuanto a normas se refiere, se acudió a la Dirección General de Normas en donde se encontró la Norma ISO 1143 (ver anexo 2). Esta norma especifica las características que debe reunir la probeta de prueba, así como las condiciones bajo las cuales se debe realizar el ensayo, por lo cual se consideró que las pruebas que se realicen en la máquina deberán cumplir con esta norma.



## CAPITULO 2

### DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO

Para realizar el ensayo de fatiga se necesita inducir un esfuerzo flexionante en la probeta y hacerla girar para que exista una inversión de esfuerzos en ésta; asimismo se necesita contar el número de revoluciones durante el ensayo, ya que cada revolución equivale a un ciclo completo de inversión de esfuerzos.

En base a la información obtenida se proyectó una máquina que consta de los siguientes sistemas:

1. Sistema de transmisión: Es el encargado de transmitir el par desde el motor hasta la probeta; además debe transformar la velocidad del motor para obtener diferentes velocidades angulares en la probeta.
2. Sistema de sujeción de la probeta: Es el encargado de unir la probeta por un lado con el sistema motriz y por el otro con el sistema de carga. Debe permitir el fácil montaje y desmontaje de la probeta.
3. Sistema de carga: Es el encargado de inducir el esfuerzo en la probeta. Debe de ser capaz de variar el esfuerzo continuamente desde cero hasta un valor cercano a la resistencia última de los aceros.
4. Sistema de conteo de ciclos: Es el encargado de registrar el número de inversiones de esfuerzo a que se sometió la probeta durante el ensayo.

## 2.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION.

Como ya se mencionó anteriormente este sistema es el encargado de hacer girar la probeta a una velocidad de 18,000 rpm, puesto que se desea realizar un ensayo de un millón de ciclos en un tiempo máximo de una hora.

Los motores monofásicos comerciales de alta velocidad trabajan a 3,450 rpm, por lo que para obtener las 18,000 rpm se necesita una relación de velocidad de 5 a 1. Para lograr este aumento de velocidad existen tres elementos que son: engranes, cadenas y bandas.

Los engranes además de ser más costosos que las cadenas y las bandas, requieren lubricación, lo cual implica mantenerlos en un sistema cerrado.

Las cadenas no son aptas para trabajar a altas velocidades, además requieren lubricación y son más costosas que las bandas.

Las bandas son más baratas que los engranes y las cadenas, son fáciles de adquirir comercialmente, no requieren lubricación y satisfacen adecuadamente las necesidades del problema, por lo cual la transmisión por poleas y bandas es la que mejor se adapta al proyecto.

Existen tres tipos de bandas: Bandas de sección rectangular, bandas de sección trapezoidal y bandas dentadas. Las bandas dentadas requieren una polea dentada especial para montarlas, lo que implica mayor costo. Estas bandas tienen la ventaja de no permitir el deslizamiento y obtener relaciones de velocidad exactas. Las bandas planas requieren que las poleas sobre las que se monten estén paralelas, ya que de no estarlo la banda se saldría de las poleas. Las bandas trapezoidales son eficientes y permiten cierto desalineamiento

de las poleas; son aptas para trabajar a altas velocidades y se pueden adquirir comercialmente.

Tomando en cuenta los aspectos antes mencionados las bandas que mejor se adaptan a las necesidades del proyecto son las bandas trapezoidales.

El último elemento del sistema de transmisión es un árbol que transmite el movimiento de la polea a la probeta de prueba; este árbol necesita estar montado sobre dos rodamientos.

### 2.1.1. CALCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISION.

Para poder calcular los elementos de este sistema, se supone que se desea aplicar un esfuerzo máximo de  $10,000 \text{ Kg/cm}^2$  a la probeta en la sección de prueba. La probeta en ensayo se puede considerar como una viga en cantiliver (fig. 5), el esfuerzo predominante es el normal por flexión, la carga  $F$  necesaria para inducir el esfuerzo deseado bajo las condiciones mostradas en la figura 5 será la siguiente: considerando una probeta de prueba de sección circular uniforme en  $8 \text{ mm}$ . de diámetro y  $10 \text{ cm}$ . de longitud.

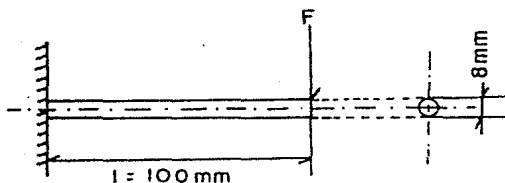


FIGURA-5 PROBETA En Cantiliver

El esfuerzo normal está dado por la expresión

$$\sigma = \frac{MC}{I} \quad (1)$$

Donde

$$\sigma = 10,000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$M = Fl = 10 F \text{ [Kg-cm]}$$

$$F = \text{Carga aplicada [Kg]}$$

$$c = \text{Radio de la probeta} = \frac{0.8}{2} = 0.4 \text{ cm.}$$

$$I = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi (0.4)^4}{4} = 0.02 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo valores en (1):

$$10,000 = \frac{10F(0.4)}{0.02}$$

Despejando F se tiene:

$$F = 50 \text{ Kg,}$$

Para determinar la mejor posición en que deberían acomodarse los elementos de este sistema, se analizaron diferentes alternativas de las cuales se eligió la mostrada en la figura No. 6.

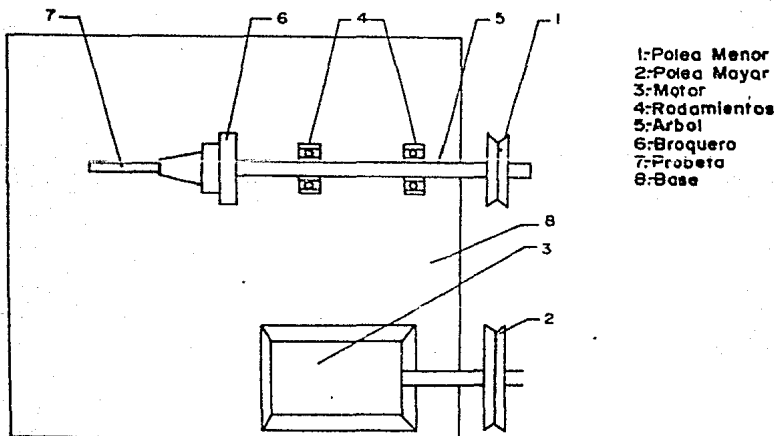


FIGURA: 6 Disposición de los elementos del sistema de transmisión



En la figura No. 7 se presenta una vista frontal del árbol de transmisión con sus rodamientos, la polea, el disco para el contador, el broquero y la probeta de prueba.

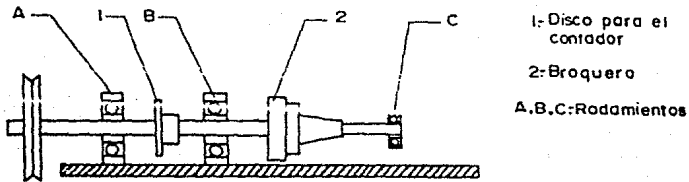


FIGURA-7 Vista lateral del árbol

#### CALCULO DEL ARBOL DE TRANSMISION.

Haciendo un diagrama de cuerpo libre del árbol de transmisión se tiene:

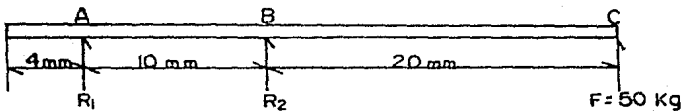


FIGURA-8 Diagrama de cuerpo libre del árbol

Haciendo suma de fuerzas en el eje vertical:

$$50 - R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 = 50 - R_2$$

(2)

Haciendo suma de momentos en el punto A:

$$10 R_1 = - 30 (50)$$

$$R_1 = - 150 \text{ Kg}_f$$

Sustituyendo  $R_1$  en (2):

$$- 150 = 50 - R_2$$

$$R_2 = 100 \text{ Kg}_f$$

Conociendo las reacciones se puede hacer una estimación del diámetro del árbol de transmisión que como se observa en la figura No. 7 tiene el punto crítico en B, considerando que en este punto está empotrado y aplicándole la fuerza máxima  $F = 50 \text{ Kg}$ . en el extremo de la probeta, los esfuerzos en este punto serán:

Normal por flexión:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{FLr}{\frac{\pi r^4}{4}} = \frac{4FL}{\pi r^3} \quad (3)$$

Sustituyendo valores:

$$\sigma = \frac{4(50)(20)}{\pi r^3}$$

$$\sigma = \frac{4000}{\pi r^3} \quad (4)$$

Evaluando (4) para diferentes valores de  $r$ , siendo  $r$  el diámetro del árbol de transmisión:

Para  $r = 0.5$  cm.

$$\sigma = 10,185.9 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Para  $r = 0.75$  cm.

$$\sigma = 3018.18 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Para  $r = 1$  cm.

$$\sigma = 1273.23 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Para  $r = 1.10$  cm.

$$\sigma = 956.61 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Para  $r = 1.25$  cm.

$$\sigma = 651.91 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

### CALCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL.

Como el árbol de transmisión está sometido a fatiga, el límite de resistencia a la fatiga será:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'e \quad (5)$$

Donde:

$S_e$  : Límite de resistencia a la fatiga del árbol de transmisión.

$S'e$ : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$K_a$  : Factor de superficie.

$K_b$  : Factor de tamaño.

$K_c$  : Factor de confiabilidad.

$K_d$  : Factor de temperatura.

$K_e$  : Factor de modificación por concentración de esfuerzo.

$K_f$  : Factor de efectos diversos.

### ESTIMACION DE $S'e$ :

Siempre que sea posible se deben realizar ensayos para determinar el límite de resistencia a la fatiga de un material. Cuando ésto no es posible debido al costo que ello implica, se pueden utilizar las relaciones obtenidas de la experiencia. Para el caso de aceros aleados sin tratamiento térmico se considera aceptable tomar como límite de resistencia a la fatiga, el 0.5 de su resistencia última a la tensión.

Seleccionando para el árbol de transmisión un acero 4140 con  $S_{ut} = 10,000 \text{ Kg/cm}^2$  y como no es posible realizar ensayos para determinar su límite de resistencia a la fatiga

Considerando un esmerilado como el acabado superficial del árbol de transmisión, de la gráfica No. 1 se obtiene:

$$K = 0.9$$

### FACTOR DE TAMAÑO.

La probeta para ensayo en viga rotatoria es de sección circular y tiene un diámetro que oscila entre 5.5 y 12.5 mm., de manera que los elementos de máquina que tienen un tamaño mayor o diferente sección transversal, rara vez se acercan a los valores obtenidos en pruebas estandar. Este efecto, debido a las dimensiones, la forma y el método de carga, se denomina factor de tamaño.

Si el elemento está sometido a flexión y/o torsión los valores experimentales de  $K_b$  que se han obtenido son:

$$K_b^* = \begin{cases} 0.869d^{-0.097} & 0.3 \text{ Pulg.} < d \leq 10 \text{ Pulg.} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ Pulg. o bien } d \leq 8 \text{ mm.} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm.} \end{cases}$$

Considerando un diámetro del árbol de transmisión de 20 mm. el factor  $K_b$  será:

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

$$K_b = 1.189(20)^{-0.097}$$

$$K_b = 0.89$$

se considera aceptable tomar como límite de resistencia a la fatiga, la mitad de su resistencia última.

$$S'e = 0.5 S_{ut}$$

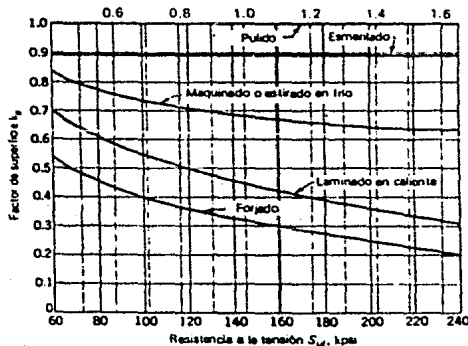
$$S'e = 0.5 (10,000)$$

$$S'e = 5,000 \text{ Kg/cm}^2$$

### FACTOR DE SUPERFICIE:

La superficie de la probeta para ensayo en viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimiento final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circumferencial. Los elementos mecánicos pocas veces tienen esta clase de acabado y por lo tanto su resistencia a la fatiga es diferente a la de una probeta del mismo material.

El factor de modificación por acabado de la superficie se puede obtener de la gráfica No. 1 en función del tipo de acabado y de la resistencia a la tensión.



GRAFICA 1. FACTOR DE MODIFICACION POR ACABADO SUPERFICIAL PARA LOS ACEROS<sup>(1)</sup>

(1) Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley y Mitchell, McGraw Hill, México, 1985, p.p.308.

**FACTOR DE CONFIABILIDAD.**

La confiabilidad se refiere a la probabilidad o al porcentaje de seguridad que se tiene de que el elemento mecánico no falle.

En la Tabla No. 1 se muestra el factor de confiabilidad  $K_c$  correspondiente a una desviación estandar del 8% del límite de fatiga.

<u>Confiabilidad</u>	<u>Factor de confiabilidad <math>K_c</math></u>
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.999 9	0.702
0.999 99	0.659
0.999 999	0.620
0.999 999 9	0.584
0.999 999 99	0.551
0.999 999 999	0.520

TABLA 1. FACTOR DE CONFIABILIDAD<sup>(1)</sup>

Considerando una confiabilidad del 90% de la Tabla 1 se obtiene:

$$K_c = 0.897$$

**FACTOR DE TEMPERATURA.**

Como es bien sabido la temperatura modifica todas las propiedades mecánicas de los materiales y se ha comprobado que no hay límite de resistencia a la fatiga para los materiales que operan a altas temperaturas.

(1) Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley y Mitchel, McGraw Hill, México, 1985, pp. 319.

Para los aceros, experimentalmente se han obtenido los siguientes valores para el factor de temperatura  $K_d$ .

$$K_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^\circ \text{C} (840^\circ \text{F}) \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ \text{C} < T \leq 550^\circ \text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ \text{F} < T \leq 1020^\circ \text{F} \end{cases}$$

Como el árbol de transmisión debe operar a temperatura ambiente, el factor de temperatura  $K_d = 1$ .

#### FACTOR DE MODIFICACION POR CONCENTRACION DE ESFUERZO.

Un gran número de elementos mecánicos tienen agujeros, ranuras, muescas u otra clase de discontinuidades que alteran la distribución de esfuerzos. Por ello debe incluirse un factor de concentración de esfuerzos para reducir el límite de resistencia a la fatiga.

En este caso el árbol de transmisión no presenta concentradores de esfuerzo por lo tanto el factor  $K_e$  será:

$$K_e = 1$$

#### FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS.

El factor de efectos diversos  $K_f$  no tiene un valor determinado. Básicamente se usa para recordar que existen otros



efectos que alteran el límite de resistencia a la fatiga. Estos factores pueden ser: Efectos residuales o remanentes, recubrimientos electrolíticos, esforzamiento cíclico, corrosión, etc.

De acuerdo a las condiciones de funcionamiento del árbol de transmisión, se considera al factor de efectos diversos como:

$$K_f = 1$$

Sustituyendo valores en la ecuación (5):

$$S_e = (0.9)(0.89)(1)(1)(1)(5000)$$

$$S_e = 3950 \text{ Kg/cm}^2$$

Que es el límite de resistencia a la fatiga del árbol de transmisión.

Para determinar el diámetro adecuado del árbol se evalúa el factor de seguridad para diferentes diámetros:

$$\text{Para } d = 15 \text{ mm; } \sigma = 3018.18 \text{ Kg/cm}^2$$

El factor de seguridad será:

$$n = \frac{3590}{3018.18} = 1.19$$

$$\text{Para } d = 20 \text{ mm; } \sigma = 1273.23 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{3590}{1273.23} = 2.82$$

$$\text{Para } d = 22 \text{ mm; } \sigma = 956.61 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$n = \frac{3590}{956.61} = 3.71$$

Del análisis anterior se concluye que el árbol de transmisión debe tener las siguientes características:

Material: Acero 4140

Diámetro 20 mm. en la sección crítica.

Factor de seguridad: 2.82 a la fatiga.

En el punto B de la flecha (Fig. 7), además del esfuerzo normal por flexión existe un cortante por flexión y un cortante directo que se pueden evaluar mediante las expresiones:

Cortante por flexión:

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A} \quad (6)$$

Donde:

V = Fuerza cortante = 50 Kg.

A = Area del árbol de transmisión.

Sustituyendo valores en (6):

$$\tau_{\max} = \frac{4(50)}{3(\pi r^2)} = \frac{200}{3\pi(1)^2}$$

$$\tau_{\max} = 21.22 \frac{\text{Kg.}}{\text{cm}^2}$$

Siendo máximo en el centro y cero en la periferia de la flecha, como se muestra en la figura 9.

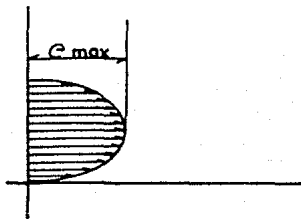


FIGURA-9 Distribución de esfuerzo cortante en la sección transversal del árbol

Cortante directo:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{50}{\pi (1)^2}$$

$$\tau = 15.91 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

y es uniforme en toda la sección del árbol de transmisión.

Como se puede observar, los valores del esfuerzo cortante son despreciables comparados con el esfuerzo normal, por lo tanto se considera correcto el diámetro del árbol, mismo que se muestra en la figura No. 10.

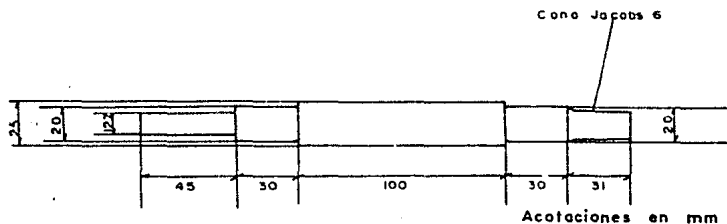


FIGURA-10 Arbol del sistema de transmisión

Los rodamientos adecuados para soportar el árbol en los puntos A y B de la figura 10, son dos rodamientos 600422 con las siguientes características:



Cabe aclarar que no se utilizaron chumaceras comerciales puesto que no se encontraron en el mercado unas que reunieran las características deseadas.

#### CALCULO DE LA POTENCIA.

La potencia necesaria para hacer girar la probeta es la consumida en los rodamientos, más la requerida para vencer la inercia de los elementos dinámicos. La potencia absorbida por los rodamientos se puede estimar de la siguiente manera:

Recordando que la potencia es:

$$P = Tw \quad (7)$$

Donde:

- P: Potencia para hacer girar los rodamientos.
- T: Es el par necesario para hacer girar el rodamiento cargado.
- w: Velocidad angular de la probeta.

El par está dado por la expresión:

$$T = Fr$$

En la que:

- F: Fuerza de fricción entre las bolas y las pistas del rodamiento.
- r: Radio de las bolas.

$$F = \mu N$$

$\mu = 0.01$  para acero sobre acero con lubricante.

$N =$  Normal a las bolas y es la reacción en cada rodamiento.

El par total será la suma del par en los puntos A, B y C de la figura No. 8.

$$F_A = \mu R_2 = 0.01(100) = 1 \text{ Kg.}$$

$$T_A = r_A F_A = 1(0.32) = 0.32 \text{ Kg-cm}$$

$$F_B = R_1 = 0.01(150) = 1.5 \text{ Kg.}$$

$$T_B = F_B r_B = 1.5(0.32) = 0.48 \text{ Kg-cm}$$

$$F_C = \mu F = 0.01(50) = 0.5 \text{ Kg.}$$

$$T_C = F_C r_C = 0.5(0.16) = 0.0863 \text{ Kg-cm}$$

El par total será:

$$T = T_A + T_B + T_C$$

$$T = 0.32 + 0.48 + 0.0863 = 0.8863 = 0.8863 \text{ Kg-cm}$$

$$T = 0.08694 \text{ N-m}$$

La velocidad angular del árbol de transmisión será:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 18000}{60}$$

$$\omega = 1884.96 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

La potencia será:

$$P = 0.08694 \times 1884.96$$

$$P = 163.88 \text{ W}$$

$$P = 0.2196 \text{ C.P.}$$

Del análisis anterior se concluye que para hacer girar la probeta se necesita un motor monofásico de 1/4 de C.P. a 3,450 rpm.

Del taller mecánico de la Facultad se obtuvo un motor de 1/4 de caballo de alta velocidad que formaba parte de un ventilador en desuso.

Para obtener la relación de velocidad de 5 a 1 que se necesita, se acudió a una casa comercial de poleas y bandas. En esta casa la polea más pequeña que se encontró fue de 2 pulgadas de diámetro exterior, por lo tanto para obtener la relación de velocidad deseada la polea mayor debería tener 10 pulgadas de diámetro exterior. Se compraron estas poleas y se pidió una banda que se adaptara a las poleas para completar el sistema de transmisión.

## 2.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECION.

La unión de la probeta con el árbol de transmisión del sistema motriz se puede lograr de diferentes formas, una de ellas consiste en hacer un orificio en el centro del árbol dentro del cual se pueda introducir la probeta con una holgura mínima. El árbol estaría provisto de un prisionero que sujetaría a la probeta dentro del orificio para evitar que ésta se deslizara o saliera del mismo.

Este tipo de sujeción permite montar y desmontar la probeta con mucha facilidad, pero tiene algunos inconvenientes; uno de ellos es que el orificio del árbol se debe maquinarse con mucha precisión pues cualquier pequeño desalineamiento provocará vibración en la probeta, por otro lado, ésta debe estar provista de un pequeño plano en el cual asiente el prisionero lo que implica un mayor trabajo y tiempo en la elaboración de la misma.

Un segundo tipo de sujeción que se consideró fue el de emplear una boquilla como en el caso de las fresadoras, lo cual duplicaba también un mayor trabajo en cuanto a montar la boquilla en el árbol y alinearla respecto a éste. Otro inconveniente es que para montar un elemento en la boquilla se necesitan herramientas adicionales, además de que está provista de varias piezas que al igual que las herramientas se pueden extraviar.

Un tercer tipo de sujeción que se consideró fue el de utilizar un broquero, lo que presenta las siguientes ventajas sobre los sistemas anteriores:

- a) No tiene problema de desalineamiento con respecto al árbol de transmisión.
- b) Es fácil de montar en éste.



- c) La probeta se monta con mucha facilidad.
- d) No está conformado por muchas piezas que puedan extraviarse.
- e) Prácticamente no requiere mantenimiento.
- f) Se puede adquirir comercialmente.

Existe una variante en los broqueros que consiste en el tipo de entrada, la cual puede ser roscada o cónica. En este caso, el emplear una entrada roscada representaba tener concentradores de esfuerzo a lo largo de ésta, lo cual se debe evitar al máximo. Es por eso que se decidió utilizar un broquero con entrada cónica que facilita aun más su montaje en el árbol.

El sistema de sujeción de la probeta con el sistema de carga, deberá ser de tal forma que permita a la probeta girar libremente y al mismo tiempo aplicarle la carga. Considerando esto, se decidió que un pequeño rodamiento podía resolver el problema, ya que si se sujeta la probeta sobre la pista interior, ésta puede girar libremente y la carga se puede aplicar a través de la pista exterior sujetándola de alguna manera.

Para montar la probeta sobre la pista interior del rodamiento, existen dos opciones; una consiste en montarla directamente sobre la pista, lo cual implica el tener que maquinar todas las probetas con el ajuste necesario para poder quedar fija dentro de ésta.

Otra opción consiste en poner algún elemento en sujeción entre el rodamiento y la probeta, de tal forma que este elemento sea el que tenga el ajuste y siempre esté fijo al mismo.

Considerando esta segunda opción, se decidió utilizar un pequeño cilindro metálico que estaría fijo a la pista inte-

rior y provisto de un orificio de 8 mm. de diámetro en el cual se pueda introducir la probeta y después fijarla apretando dos prisioneros situados en los extremos del mismo, para así evitar que ésta se salga o deslice dentro de éste. Ver Figura 12.

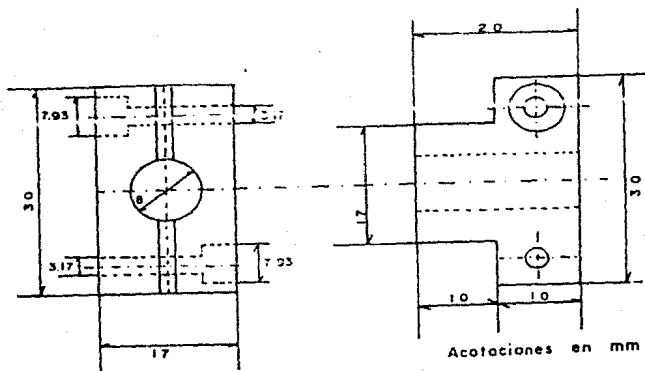


FIGURA: 12 Cilindro sujetador de la probeta

### 2.3. DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGA.

El rodamiento que se utiliza en el sistema de sujeción es el elemento de unión con el sistema de carga, ya que como se dijo anteriormente, sobre la pista interior se hace la sujeción de la probeta y sobre la pista exterior se aplicará la carga.

Para poder aplicar la carga es necesario sujetar la pista exterior de alguna forma, para lo que se decidió utilizar una pequeña caja en la cual se alojara el rodamiento y que debería tener el ajuste necesario para evitar que éste se deslizará en su interior. Esta caja también estaría provista de una pequeña ceja situada en uno de sus lados y que servirá para poder aplicar la carga, ya sea sacándola o empujándola (figura 13).

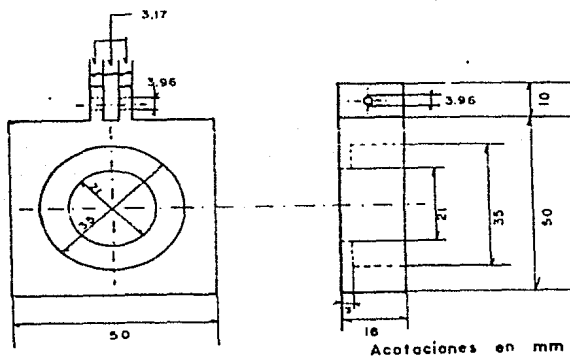


FIGURA-13 Caja con alojamiento para el rodamiento

Para inducir el esfuerzo a la probeta se pensó primeramente en utilizar una serie de discos con un peso determinado

cada uno, los que estarían colocados sobre una pequeña base, la que a su vez colgaría de la ceja de la caja. Al variar el número de discos sobre la base, se varía por consiguiente el esfuerzo inducido a la probeta, lo que permite aplicar un amplio rango de esfuerzos.

Posteriormente se pensó inducir el esfuerzo utilizando una báscula con resorte que estaría sujeta en su parte inferior a la ceja de la caja y en su parte superior a un tornillo, que al subir y bajar aplicaría la carga a la caja y por lo tanto induciría el esfuerzo a la probeta.

Se optó por utilizar la báscula de resorte porque su empleo presentaba las siguientes ventajas sobre los discos: La báscula se puede obtener comercialmente y ya viene calibrada; los discos hay que fabricarlos de acuerdo al brazo de palanca utilizado y al esfuerzo que se desee inducir por lo cual no se pueden obtener comercialmente. Con la báscula se puede ir graduando la carga desde 0 hasta el valor deseado, cosa que no se puede lograr con los discos que proporcionan una variación escalonada de la carga.

Para poder utilizar la báscula de resorte, se diseñó el sistema de carga de la siguiente manera:

Como se dijo anteriormente, la báscula estaría sujeta en su parte inferior a la ceja de la caja del rodamiento y en su parte superior a un tornillo, el cual al subir y bajar aplicaría la carga a la probeta.

Para poder subir y bajar el tornillo se diseñó un soporte formado por dos barras paralelas cada una de las cuales estaría unida a la base de la máquina por medio de tuercas. Estas barras estarían separadas entre sí lo suficiente para poder colocar entre ellas a la báscula y estarían unidas en

su parte superior por una barra horizontal provista de un orificio en el centro, a través del cual se haría pasar el tornillo sujeto a la parte superior de la báscula. Al tornillo se le pondría una tuerca que al girar movería a éste hacia arriba o hacia abajo para hacer variar la carga.

Primeramente para poder dimensionar el sistema se adquirió una báscula capaz de soportar hasta 50 Kg.

Una vez que se obtuvo la báscula y de acuerdo a las dimensiones de ésta, se dimensionaron los demás elementos, quedando como se muestra en la figura 14.

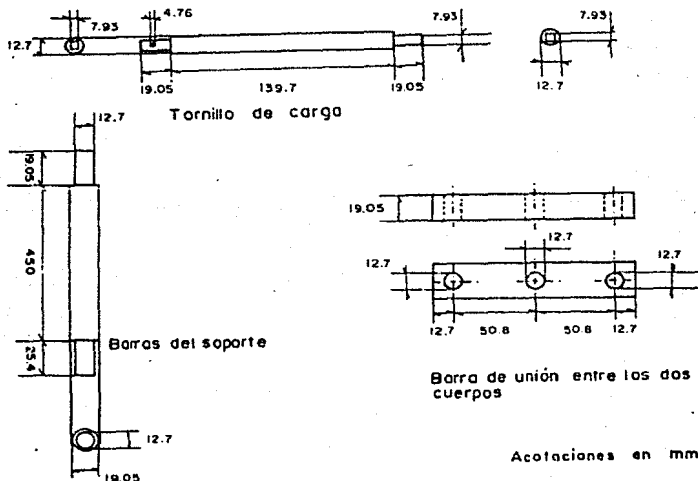


FIGURA-14 Elementos del sistema de carga

Una vez ensamblado el sistema de carga, presenta la configuración mostrada en la figura 15.

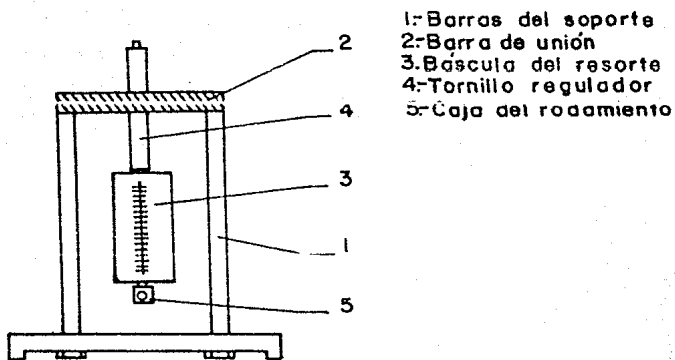


FIGURA-15 Sistema de carga

## 2.4. SISTEMA DE CONTEO DE CICLOS.

Para contar el número de ciclos durante el ensayo, existen dos métodos: El método mecánico y El método electrónico. Para el método mecánico los contadores que se encontraron tienen como máximo 6 dígitos, lo cual implica realizar una reducción en la cantidad de revoluciones, ya que de lo contrario, el contador sólo podría contar hasta 1 millón de ciclos. Además, se presenta el problema de acoplar el contador al árbol del motor o del sistema de transmisión. Por otro lado, el contador mecánico no puede trabajar más de 3,000 r.p.m.

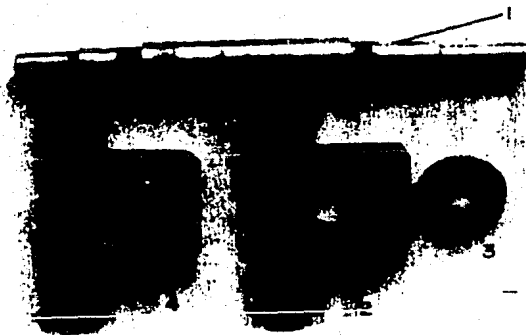
El contador electrónico puede trabajar a cualquier velocidad y no tiene problema de capacidad, ya que se puede poner el número de dígitos que se deseen. Puede empezar a contar los ciclos en el momento en que el operador lo decida; aunque la máquina esté trabajando, se detiene en el momento exacto en que la probeta se rompe; no importa que la máquina siga trabajando. Para contar el número de ciclos se coloca en el árbol de transmisión un pequeño recorte de papel aluminio.

Cada vez que el aluminio pasa por un sensor, éste envía una señal a un circuito electrónico que la procesa y la registra en una pantalla digital en la que se puede leer directamente el número de ciclos que se realizaron durante el ensayo. Este contador sería diseñado y construido por un ingeniero en electrónica.

Una vez que se obtuvieron todos los elementos que conforman la máquina y, tomando en cuenta las dimensiones de éstos, se dedujo que la base debería tener una superficie de 45 x 50 cm. Esta base se fabricó de lámina calibre No. 10, con unos dobleces en forma de U en sus extremos, para darle mayor rigidez y que a la vez sirvieran de apoyo. Posteriormente se le colocaron unos pequeños apoyos de hule para disminuir la vibración.

## 2.5. PUESTA EN MARCHA DEL PROTOTIPO Y DETECCION DE FALLAS.

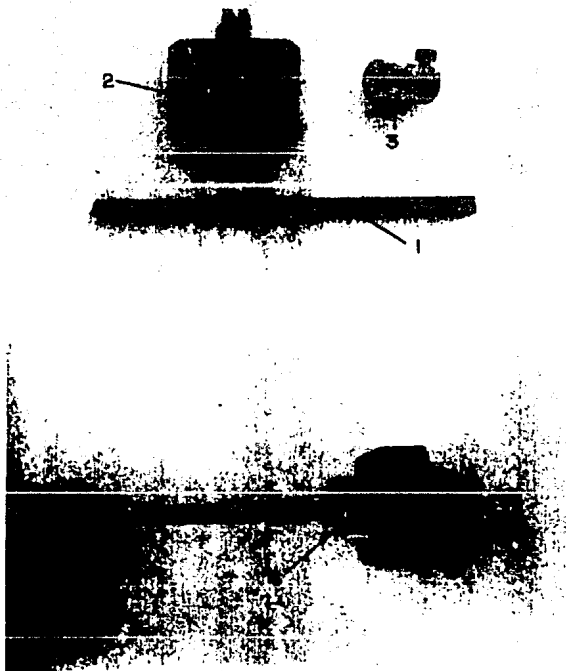
Se mandaron fabricar los elementos de la máquina de acuerdo a las dimensiones establecidas en las secciones anteriores, quedando como se muestra en la siguiente figura:



1. Arbol de transmisión.
2. Soporte para el rodamiento.
3. Rodamiento.
4. Rodamiento montado en el soporte.

FIGURA 16. ARBOL DE TRANSMISION CON SUS SOPORTES.





1. Probeta de prueba.
2. Rodamiento de carga montado en su alojamiento.
3. Cilindro sujetador de la probeta.
4. Sistema de sujeción ensamblado.

FIGURA 17. SISTEMA DE SUJECION DE LA PROBETA.



1. Tornillo regulador de carga.
2. Barra de unión entre soportes.
3. Báscula de resorte.
4. Barras del soporte.
5. Sistema de sujeción de la probeta.

FIGURA 19. SISTEMA DE CARGA.

Una vez fabricadas las piezas se procedió a ensamblarlas. Primeramente al intentar montar los rodamientos en sus soportes, éstos no entraron pues las tolerancias estaban incorrectas. Se montaron los soportes en el torno y se les rebajó con lija poco a poco hasta que después de probar varias veces los rodamientos entraron. Después, al montar los rodamientos ya con sus soportes, sobre el árbol de transmisión, entraron muy ajustados, lo cual provocó que las bolas de los mismos

se apretaran contra las pistas y no giraran libremente. Por lo tanto, se montó el árbol en el torno para rebajarlo con lija paulatinamente hasta que después de varias pruebas giró libremente.

Una vez ensamblado el árbol sobre sus soportes, se procedió a ensamblar el sistema de carga. Primeramente se montó el cilindro sujetador sobre la pista interior del rodamiento sin ningún problema. Después al intentar montar el rodamiento dentro de la caja del sistema de carga, se encontró que también las tolerancias estaban equivocadas ya que el rodamiento no entró en la caja. Se rebajó el alojamiento de la caja progresiva y minuciosamente con lija, montada en el torno, hasta que después de varias pruebas el rodamiento entró en la caja.

El ensamble del soporte del sistema de carga no presentó ningún problema.

Una vez ensamblados estos elementos, se procedió a montarlos sobre la base, según la disposición mostrada anteriormente en la figura 6.

Al colocar los soportes y árbol sobre la base, la polea menor, situada en un extremo del árbol, pegaba sobre la base, por lo que fue necesario poner unas calzas debajo de los soportes para levantarlos un poco y que así la polea quedara libre.

Al sujetar los soportes sobre la base, se observó que el árbol giraba con mucha dificultad. Se dedujo que ésto era debido a que existía algún tipo de desalineamiento entre los soportes y también a que la base sobre la cual se montaron no estaba perfectamente uniforme. Se intentó corregir el problema calzando los soportes con laminillas muy delgadas, reduciendo el problema parcialmente pero no en su totalidad.

Hecho ésto, se decidió poner en marcha el motor para realizar algunas pruebas. Al conectar el motor se observó que éste no giraba, por lo cual se desmontó la banda y se probó únicamente con la polea, observando que tampoco así giraba, se desmontó la polea y se volvió a probar, observando ahora que el motor giraba perfectamente.

Se llegó a la conclusión de que el motor era de muy bajo par de arranque, incapaz de vencer la masa de la polea sin carga.

Del taller de diseño se obtuvo, prestado, un motor de 1/4 C.P. de arranque con capacitor. Este motor sí pudo vencer la masa de la polea sin carga, pero al ser montado sobre la base y colocarle la banda, tampoco pudo hacer girar al sistema.

Se consiguieron también, como préstamo del taller de diseño mecánico, un par de poleas más ligeras fabricadas en lámina, la mayor con 120 mm. de diámetro y menor con 36 mm. de diámetro. También se obtuvo una banda usada tipo 3L que embonaba sobre las poleas.

Se ensambló nuevamente el sistema ahora utilizando estas poleas y banda. Se conectó el motor y esta vez sí giró.

Al utilizar estas poleas, la relación de velocidad disminuyó y en vez de 18,000 rpm ahora se tenían 11,600 rpm. Se optó por conservarlo así, pues el sistema ya estaba funcionando.

Puesto que el motor era prestado, fue necesario acudir al comercio para adquirir uno. Comercialmente un motor con bomba centrífuga es más barato que el mismo motor sin bomba; y también la diferencia en el costo entre un motor de 1/4 C.P.

y uno de 1/2 C.P. es mínima; por lo cual se optó por comprar un motor con bomba centrífuga de 1/2 C.P.

Para poder montar al motor la polea, se desmontó la bomba centrífuga. Una vez hecho ésto, se colocó el motor sobre la base junto con todo el sistema, quedando como se muestra en la figura 19.



FIGURA 19. SISTEMA DE TRANSMISION, SUJECION Y CARGA ENSAMBLADOS EN LA BASE.

Se hizo funcionar el sistema durante diferentes intervalos de tiempo para observar su comportamiento. Después de varias sesiones de prueba, se detectaron las siguientes fallas:

1. Producía ruido y vibración muy intensos.

2. Los rodamientos de soporte del árbol de transmisión se calentaban excesivamente con poco tiempo de funcionamiento.
3. El árbol se deslizaba sobre las pistas interiores de los rodamientos.
4. El cilindro sujetador se deslizaba del rodamiento de carga.
5. El rodamiento del sistema de carga giraba dentro de la caja.
6. La balanza producía un ruido muy intenso debido al exceso de vibración.
7. Las mordazas del broquero se aflojaban y la probeta se deslizaba dentro de éstas.

A pesar de las anomalías que el equipo presentaba, se decidió realizar algunos ensayos. Cabe aclarar que las probetas utilizadas fueron hechas a partir de un trozo de varilla de 8 mm. de diámetro que se encontró en el almacén de material del laboratorio de corte de materiales. Esta varilla fue cortada en tramos de 15 cm. de longitud para que al montarlos en el broquero y en rodamiento de carga quedaran 10 cm. de brazo de palanca efectivo.

En la figura 20 se muestra la sección de falla de una probeta a la cual se le aplicó una carga de 30 Kg. El esfuerzo inducido a esta sección, debido a la carga y al brazo de palanca, es el siguiente:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (8)$$

Donde: M = Fl

c = r

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

F = Fuerza aplicada o carga.

ℓ = Longitud del brazo de palanca.

r = Radio de la probeta.

Para este caso:

$$F = 30 \text{ Kg. } \ell = 10 \text{ cm. } r = 0.4 \text{ cm.}$$

Sustituyendo valores en (8):

$$\sigma = \frac{F \ell r}{\pi r^3} = \frac{4 F \ell}{\pi r^2} = \frac{4(30)(10)}{\pi(0.4)^2} = 5968.31 \text{ Kg/cm}^2$$

Esfuerzo inducido a la sección de prueba:

$$\sigma = 5968.31 \text{ Kg/cm}^2$$

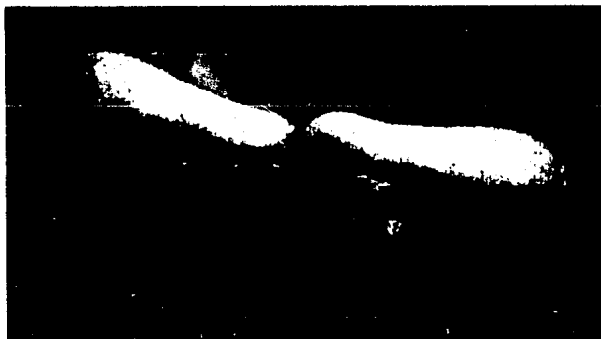


FIGURA 20. SECCION DE FALLA DE UNA PROBETA DE 8 mm. DE DIAMETRO, LA CUAL SE LE INDUJO UN ESFUERZO DE 5968.3 Kg/cm<sup>2</sup>.

Esta probeta tardó en fallar aproximadamente 5 minutos, lo que equivale a 58,000 ciclos.

Se puede apreciar en la figura la concentración de esfuerzos provocada por las mordazas del broquero, así como la fractura de fatiga a la periferia y la fractura estática al centro.

En la figura 21 se muestra la sección de falla de otra probeta a la cual se le aplicó una carga de 15 Kg., aumentándola paulatinamente hasta 25 kg. El esfuerzo inducido debido a estas cargas fue el siguiente:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{4Fl}{\pi r^3} \quad (9)$$

Para 15 kg. se tiene:

$$\sigma = \frac{4(15)(10)}{\pi(0.4)^3} = 2984.155 \text{ Kg/cm}^2$$

Para 25 Kg. se tiene:

$$\sigma = \frac{4(25)(10)}{\pi(0.4)^3} = 4973.59 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo inducido a la sección de prueba fue:

$$\sigma = 2984.155 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{a} \quad \sigma = 4973.59 \text{ Kg/cm}^2$$



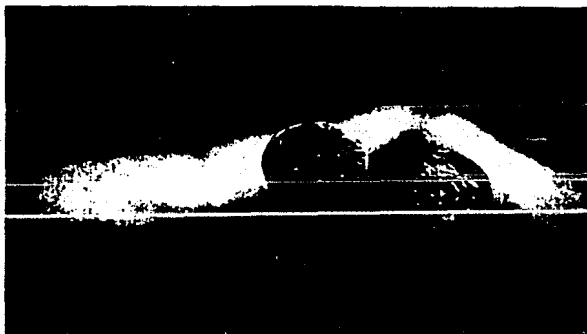


FIGURA 21. SECCION DE FALLA DE UNA PROBETA DE 8 mm. DE DIAMETRO A LA CUAL SE LE INDUJO UN ESFUERZO DE 2984.155 A 4973.59 Kg/cm

En esta prueba la probeta tardó en fallar de 20 a 25 min., que son 232,000 a 290,000 inversiones de esfuerzo. En la figura se puede apreciar muy claramente la fractura tanto estática como de fatiga, así como los anillos concéntricos formados alrededor de la fractura estática.

Se puede considerar que los resultados obtenidos en las probetas son bastante aceptables dadas las condiciones tan insatisfactorias del funcionamiento del equipo.

Se decidió hacer el rediseño del equipo corrigiendo al máximo todas las fallas que se presentaron. El proceso seguido para lograr ésto se presenta a partir de la siguiente sección.

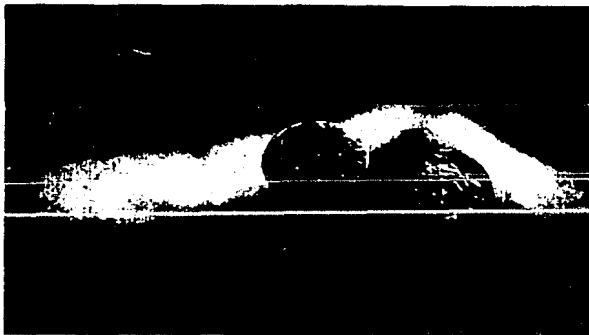


FIGURA 21. SECCION DE FALLA DE UNA PROBETA DE 8 mm. DE DIAMETRO A LA CUAL SE LE INDUJO UN ESFUERZO DE 2984.155 A 4973.59 Kg/cm

En esta prueba la probeta tardó en fallar de 20 a 25 min., que son 252,000 a 290,000 inversiones de esfuerzo. En la figura se puede apreciar muy claramente la fractura tanto estática como de fatiga, así como los anillos concéntricos formados alrededor de la fractura estática.

Se puede considerar que los resultados obtenidos en las probetas son bastante aceptables dadas las condiciones tan insatisfactorias del funcionamiento del equipo.

Se decidió hacer el rediseño del equipo corrigiendo al máximo todas las fallas que se presentaron. El proceso seguido para lograr ésto se presenta a partir de la siguiente sección.

## CAPITULO 3

## REDISEÑO DEL PROTOTIPO.

Dado que el prototipo construido funcionó insatisfactoriamente, ésto es, presentaba algunos problemas, se decidió analizar por separado cada elemento y corregir sus fallas, logrando con ésto el funcionamiento deseado en la máquina.

## 3.1. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR.

El primer elemento que se analizó fue el motor. Se puso en marcha sin carga y sin polea, observando un funcionamiento normal, es decir, el ruido y la vibración producidos se consideraron aceptables. Posteriormente se procedió a montar la polea en el motor. Al ser puesto en marcha se detectó una vibración fuera de lo normal, de lo cual se concluyó que la polea tenía algún desperfecto y se optó por cambiarla.

Se acudió a una casa comercial y sin realizar cálculos previos, se pidió una polea de 5 pulgadas de diámetro exterior, con entrada para flecha de 5/8 de pulgada y con garganta para banda tipo 3L, ya que era la banda que se tenía y con la cual el sistema funcionaba. Cabe aclarar que esta polea se tuvo que maquinar para darle las dimensiones deseadas, ya que este tipo de poleas no se manejan de línea.

El diámetro de 5 pulgadas se eligió puesto que ese era el diámetro de la polea anterior y con esas dimensiones se obtenía una velocidad de 12,000 rpm en la probeta. Una vez obtenida la polea se procedió a montarla en el motor y a ponerlo en marcha, observando un funcionamiento adecuado. Cabe aclarar que al montar la polea directamente sobre la flecha

del motor, se presentaron problemas de estanquidad entre éstas. Para evitarlos se apretó considerablemente el prisionero de la polea, teniendo como resultado que éste marcara sobre la flecha y que la polea, sin prisionero, se desmontara con dificultad.

Tomando en cuenta estas experiencias y analizando sistemas similares se decidió tallar un plano en la flecha para que en este lugar asentara el prisionero, fijara firmemente a la polea y no se tuvieran problemas al desmontarla.

Para maquinar el plano en la flecha fue necesario desarmar el motor para poder montar el rotor en la fresa y maquinarse el plano. Esta fue una nueva experiencia, ya que se practicó el desensamble y ensamble de un motor sincrónico con rotor jaula de ardilla y arranque por capacitor.

Teniendo resuelto el problema del motor y la polea del mismo, se instalaron en la máquina, quedando como se muestra en la figura No. 22. Nuevamente se puso en marcha la máquina, disminuyendo un poco la vibración pero persistía el ruido.



FIGURA No. 22. VISTA GENERAL DE LA MAQUINA CON LA POLEA NUEVA.

### 3.2. ANALISIS DE LOS RODAMIENTOS.

Como ya se mencionó anteriormente, los rodamientos se calentaban excesivamente y producían un ruido muy intenso. También se mencionó en los párrafos anteriores que el problema se debía a la mala alineación entre éstos. De este análisis se desprende la necesidad de utilizar rodamientos autoalineables.

Se acudió a la compañía de rodamientos SKF Mexicana en busca de asesoría, en donde se obtuvieron catálogos y manuales con toda la información técnica necesaria sobre rodamientos.

#### 3.2.1. SELECCION DE LOS RODAMIENTOS Y SOPORTES PARA LA FLECHA MOTRIZ.

De acuerdo a los requisitos de operación de la máquina, se necesitan rodamientos autoalineables que soporten velocidades de 12,000 rpm, una carga radial de 150 kg. y que puedan ser montados en un eje de 20 mm. de diámetro.

Para satisfacer los requisitos descritos se necesita una unidad completa que contenga rodamientos, soportes, anillos de fijación y sellos. Las unidades que mejor se adaptan a este trabajo son las chumaceras con soporte bipartido SNH que tiene las siguientes características:

Diámetro eje  $d = 20$  mm.

Rodamiento: 1705 K.

Capacidad de carga: 12,000 N.

Límite de velocidad:

Lubricados con grasa: 13,000 rpm.

Lubricados con aceite: 16,000 rpm.

Manguito II 305 JGO

SopORTE: SNH 505

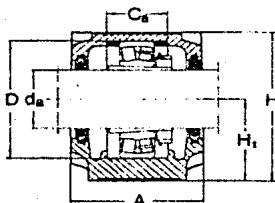
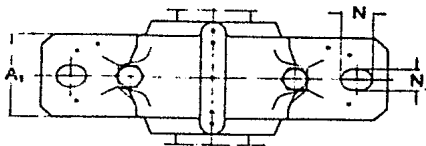
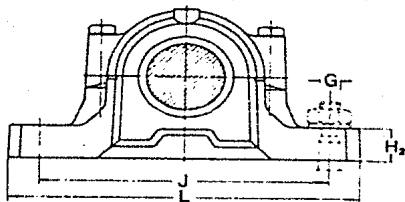
Anillos guía: FRB 5/52 p.

Juego de sellos: TSNA 505A

Tapa ASNA 505

Peso total de la unidad: 1.56 kg.

Las dimensiones del soporte de la chumacera se muestran en la figura No. 23.



D = 52	H <sub>2</sub> = 19
A = 67	J <sub>2</sub> = 130
A <sub>1</sub> = 46	L = 165
C <sub>a</sub> = 25	N = 20
H = 71	N <sub>1</sub> = 15
H <sub>1</sub> = 40	G = 12

FIGURA No. 23. DIMENSIONES EN mm. DEL SOPORTE SNH 505.  
(REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

Esta chumacera presenta las siguientes ventajas:

1. El rodamiento se monta sobre un manguito de fijación, lo cual permite al eje sobre el que se monte, una tolerancia considerablemente amplia. Por lo tanto, el maquinado del eje es más económico.
2. El rodamiento es de doble hilera de bolas a rótula, lo que permite un considerable desalineamiento del eje sobre el que se monta.

### 3.2.2. CALCULO DE LA VIDA UTIL DEL RODAMIENTO.

La vida útil del rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas de servicio a una velocidad constante determinada) antes del primer signo de fatiga en una de sus pistas o elementos rodantes.

La vida nominal en millones de revoluciones del rodamiento se puede calcular con la siguiente expresión:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (10)$$

Donde:

- $L_{10}$  = Vida nominal en millones de revoluciones.
- $C$  = Capacidad de carga dinámica del rodamiento en N.
- $P$  = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.
- $p$  = Exponente de la ecuación (10).
- $p$  = 3 Para rodamientos de bolas.
- $p$  = 10/3 Para rodamientos de rodillos.

## CAPACIDAD DE CARGA DINAMICA.

La capacidad de carga dinámica de un rodamiento es aquella carga radial, constante en magnitud y dirección, que puede soportar el rodamiento alcanzando una duración nominal de un millón de revoluciones, éste es un dato que el fabricante proporciona. Para el rodamiento 1205 K este valor es de 12,000 N.

## CARGA DINAMICA EQUIVALENTE.

Si la carga "F" sobre el rodamiento previamente calculada cumple las propiedades de la carga dinámica "C", es decir, es constante en magnitud y dirección y actúa radialmente sobre un rodamiento radial, entonces  $P = F$  en la ecuación No. 10. En todos los demás casos es necesario calcular la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, que se define como la hipotética carga radial constante en magnitud y dirección que producirá sobre la duración del rodamiento el mismo efecto que las cargas reales.

Con frecuencia los rodamientos están sometidos a cargas radiales y axiales simultáneamente. Cuando la magnitud y dirección de las cargas resultantes son constantes, la carga dinámica equivalente se obtiene mediante la ecuación:

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde:

$P$  = Carga dinámica equivalente en N.

$F_r$  = Carga radial real en N.

$F_a$  = Carga axial real en N.

$X$  = Factor radial.

$Y$  = Factor axial.



Los valores apropiados de los factores X y Y se pueden obtener de las Tablas No. 2 y No. 3.

### Factores X e Y para rodamientos de bolas

Tipos de rodamientos

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

X Y X Y e

Rodamientos de bolas  
a rótula

1204-05	1	2.3	0.65	3.6	0.27
06-07		2.7		4.2	0.27
08-09		2.9		4.5	0.21
10-12		3.4		5.2	0.19
13-22		3.6		5.6	0.17
24-30		3.3		5	0.2
2205-07	1	1.7	0.65	2.6	0.37
08-09		2		3.1	0.31
10-13		2.3		3.5	0.28
14-20		2.4		3.8	0.26
21-22		2.3		3.5	0.28
1304-05	1	2.2	0.65	3.4	0.29
06-09		2.5		3.9	0.25
10-22		2.8		4.3	0.23
2305-10	1	1.5	0.85	2.3	0.43
11-18		1.6		2.5	0.22

TABLA No. 2.

### Factores X e Y para rodamientos de rodillos

Tipos de rodamientos

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

X Y X Y e

Rodamientos de rodillos  
a rótula

22206 CC-22207 CC	1	2.1	0.67	3.1	0.32
08 CC--09 CC		2.5		3.7	0.27
10 CC--20 CC		2.9		4.4	0.23
22 CC--44 CC		2.6		3.9	0.26
23218 CC-23220 CC	1	2.2	0.67	3.3	0.31
22 CC--84 CC		2		3	0.34
21304 CC-21305 CC	1	2.8	0.67	4.2	0.24
06 CC--10 CC		3.2		4.8	0.21
11 CC--19 CC		3.4		5	0.2
20 CC--22 CC		3.7		5.5	0.18
22308 CC-22310 CC	1	1.8	0.67	2.7	0.37
11 CC--15 CC		1.9		2.9	0.35
18 CC--40 CC		2		3	0.34

TABLA No. 3.

(REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA)

En este trabajo los rodamientos sólo soportan cargas radiales, como se muestra en la figura No. 8. La carga máxima que soportan los rodamientos es de 150 Kg; por lo tanto la carga dinámica equivalente es de 150 Kg.

Sustituyendo valores en la ecuación No. 10, se tiene que la vida nominal de los rodamientos será:

$$L_{10} = \left[ \frac{12000}{150 \times 9.81} \right]^3$$

$$L_{10} = 542.33 \text{ millones de revoluciones.}$$

Cuando el rodamiento funciona a velocidad constante es más conveniente expresar la duración en horas de servicio. Para calcularla se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_{10n} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p \quad .11.$$

Donde:

$L_{10n}$ : Vida nominal en horas de servicio.

$n$ : Velocidad en rpm.

Los demás parámetros son los utilizados en la ecuación 10.

Considerando que la flecha gira a una velocidad constante de 12,000 rpm, para estimar la vida nominal se sustituyen valores en la ecuación 11, obteniéndose:

$$L_{10n} = \frac{10^6}{(60 \times 12000)} \left( \frac{12000}{150 \times 9.81} \right)^3$$

$$L_{10n} = 753.23 \text{ horas de servicio.}$$

La vida nominal también se puede obtener en función de  $C/P$  y  $n$ , utilizando la gráfica para el cálculo de la duración que se muestra en la figura 24.

Gráfico para el cálculo de duración

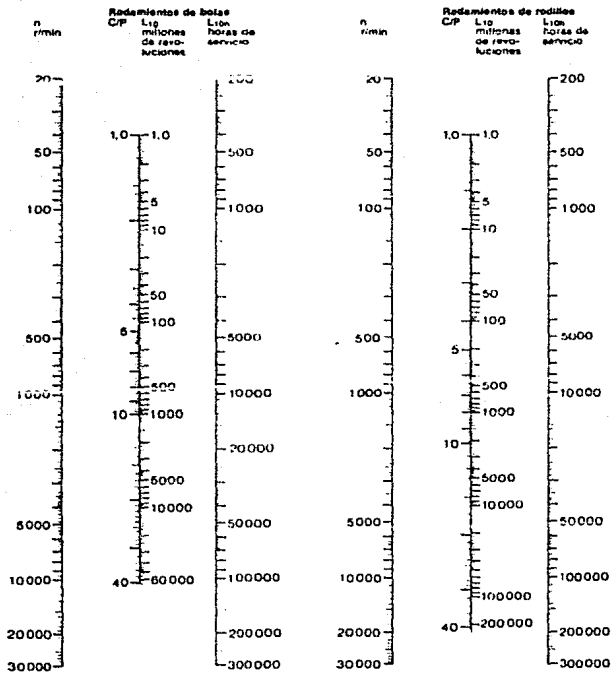


FIGURA No. 24. (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

Para determinar la duración de los rodamientos utilizando la figura No. 24 se traza una recta que une los puntos  $n$  y  $C/P$ , prolongándola hasta cruzar las líneas de  $L_{10}$  y  $L_{10h}$  en donde se lee la duración en millones de revoluciones y en horas de servicio respectivamente. En este trabajo con  $n = 12,000$  y  $C/P = 8.15$  se obtiene:

$L_{10} = 550$  millones de revoluciones.

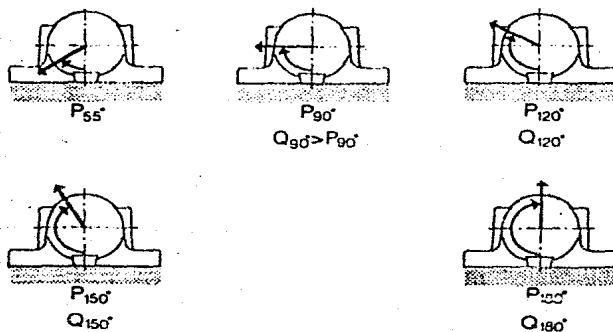
$L_{10h} = 750$  horas de servicio.

Es conveniente aclarar que la práctica ha demostrado que la vida promedio de un rodamiento es cinco veces su vida nominal, lo que en este trabajo representa 2,700 millones de revoluciones o 3,750 horas de servicio.

### 3.2.3. CAPACIDAD Y DIRECCION DE CARGA EN EL SOPORTE.

Cuando un soporte deba soportar una carga en dirección distinta a la normal a la base, hay que analizar la influencia que esto tiene sobre el propio soporte, sobre los tornillos que mantienen unidas las dos mitades y sobre los tornillos de fijación.

En la figura No. 25 se ilustra la carga "P" actuando en diferentes direcciones, así como los valores necesarios para llevar el soporte hasta la rotura.



Cuspo del soporte Número	P <sub>55°</sub>	P <sub>90°</sub>	P <sub>120°</sub>	P <sub>150°</sub>	P <sub>180°</sub>
	kN				
505	130	80	60	50	65
506-605	140	85	65	55	70
507-606	160	95	70	65	80
508-607	180	110	80	70	90
509	190	115	85	75	95
510-608	220	130	100	90	110
511-609	230	140	105	95	115
512-610	250	150	110	100	125
513-611	280	170	125	110	140
515-612	340	205	155	135	170
516-613	360	215	160	145	180
517	400	240	180	160	200
518-615	460	280	210	180	230
519-616	480	290	220	190	240
520-617	520	310	230	210	260
522-619	620	370	280	250	310
524-620	720	430	320	290	360
526	820	490	370	330	410
528	960	570	430	390	480
530	1 100	660	490	440	550
532	1 300	780	580	520	650

FIGURA No. 25. CARGA DE ROTURA PARA SOPORTES SNH  
(REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE  
SKF MEXICANA).

Los tornillos utilizados por SKF en la unión de los soportes SNH son tornillos estandar SAE grado 5. En la tabla número 4 se indican los valores de la carga "Q" que al ser aplicada en algunas direcciones llevan a los tornillos hasta su límite elástico. En la tabla No. 5 se muestran los valores de la máxima fuerza "F" recomendada sobre los tornillos.

Cuerpo del soporte Número	Q <sub>120</sub>	Q <sub>150</sub>	Q <sub>180</sub>
kN			
505	150	85	75
506-605	150	85	75
507-606	150	85	75
508-607	150	85	75
509	150	85	75
510-608	150	85	75
511-609	220	125	110
512-610	220	125	110
513-611	220	125	110
515-612	220	125	110
516-613	220	125	110
517	220	125	110
518-615	400	230	200
519-616	400	230	200
520-617	620	360	310
522-619	620	360	310
524-620	620	360	310
526	900	500	450
528	900	500	450
530	900	500	450
532	900	500	450

TABLA No. 4. LIMITE DE ELASTICIDAD PARA LOS DOS TORNILLOS DE UNION DEL SOPORTE SNH (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

Cuerpo del soporte Número	F <sub>120</sub>	F <sub>150</sub>	F <sub>180</sub>
	kN		
505	50	30	25
506-605	50	30	25
507-606	50	30	25
508-807	50	30	25
509	50	30	25
510-808	50	30	25
511-609	80	45	40
512-610	80	45	40
513-611	80	45	40
514-812	80	45	40
516-613	80	45	40
517	80	45	40
518-615	170	100	85
519-616	170	100	85
520-617	260	150	130
522-619	260	150	130
524-620	260	150	130
525	380	220	190
528	380	220	190
530	380	220	190
532	380	220	190

TABLA No. 5. MAXIMA CARGA RECOMENDADA PARA LOS DOS  
TORNILLOS DE UNION DEL SOPORTE SNH  
(REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE  
SKF MEXICANA).

En este trabajo la fuerza máxima aplicada es de 1471.5 N a 180° por lo que el factor de seguridad en el soporte será:

$$n = \frac{65000}{1471.5} = 44.17 \quad \text{ó} \quad n = 4417\%$$

el factor de seguridad en los tornillos será:

$$n = \frac{25000}{1471.5} = 16.98$$

O bien:

$$n = 1698\%$$

Es conveniente aclarar que el criterio de elección para los soportes no es su capacidad de carga, sino la velocidad de trabajo del rodamiento. Sin embargo, este análisis es ilustrativo para aquellos casos en que las cargas son considerables.

### 3.2.4. LUBRICACION DE LOS RODAMIENTOS.

Los rodamientos deben lubricarse para evitar el contacto metálico entre los elementos en movimiento, para evitar el desgaste, para proteger el rodamiento contra la corrosión y en algunos casos para ayudar a la refrigeración.

En principio todos los rodamientos pueden lubricarse con grasa o con aceite. La elección del lubricante más adecuado depende de las condiciones de trabajo, prefiriéndose la grasa en condiciones de velocidad, carga y temperaturas normales. Además, la grasa puede ayudar a la obturación, impidiendo la entrada de agua o impurezas al interior del rodamiento. El aceite es preferible cuando la temperatura y la velocidad son elevadas, o bien cuando la máquina en que se van a instalar los rodamientos se debe lubricar con aceite.



### 3.2.4.1. LUBRICACION CON GRASA.

Las grasas lubricantes son aceites espesados con diversas sustancias, por lo general jabones metálicos. Para la elección adecuada del tipo de grasa deben tenerse en cuenta el rango de temperaturas en el cual puede usarse la grasa y su propiedad anticorrosiva en presencia de agua. Las grasas más comunes pueden usarse a temperaturas hasta de +70° C aunque existen grasas especiales que tienen un rango de -40 a +120° C.

Los rodamientos sellados designados 2Z ó 2RS están lubricados con la cantidad adecuada de grasa y no es necesario relubricarlos. La grasa empleada en estos rodamientos tiene propiedades que le dan una vida útil igual a la del rodamiento y en algunos casos incluso mayor. Se debe tener cuidado de que estos rodamientos no se calienten durante el montaje y que sus temperaturas de operación no sean elevadas porque se corre el riesgo de que el rodamiento pierda la grasa.

En espacio que queda libre entre el rodamiento y el alojamiento sólo debe llenarse parcialmente de grasa (del 30% al 50%). Un exceso de grasa produce un rápido incremento de temperatura a velocidades elevadas. Para calcular la cantidad correcta de grasa puede utilizarse la siguiente expresión:

$$G = 0.005DB^*$$

Donde:

G: Cantidad de grasa en gr.

D: Diámetro exterior del rodamiento en mm.

B: Ancho del rodamiento en mm.

\*Ecuación obtenida del Catálogo MX261 de SKF "SNH Chumaceras con Soporte Bipartido", México, 1986. p.p.21.

## INTERVALOS DE RELUBRICACION.

El tiempo que un rodamiento engrasado funciona satisfactoriamente sin reengrase, depende del tipo, tamaño, velocidad y temperatura de funcionamiento del rodamiento, del ambiente, disposición de las obturaciones y tipo de grasa.

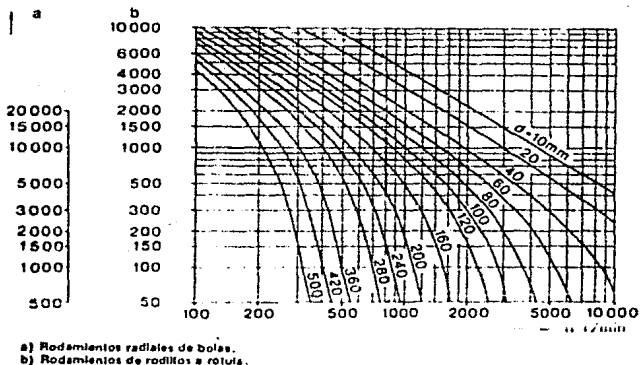
La gráfica No. 2 muestra los intervalos de lubricación adecuados, expresados en horas de servicio.

El intervalo obtenido de este diagrama es válido para rodamientos en máquinas estacionarias en que las condiciones de carga son normales. El diagrama está basado en el empleo de una grasa de calidad media, resistente a la oxidación y sólo es válido para temperaturas hasta de 70° C medidas en el aro exterior del rodamiento.

Los intervalos deberán reducirse a la mitad por cada 15° C de incremento por encima de los 70° C, teniendo cuidado de no rebasar la temperatura máxima permisible de la grasa.

Cuando las temperaturas de funcionamiento son menores a los 50° C, los intervalos de relubricación pueden ser hasta lo doble del valor obtenido en la gráfica No. 2, dependiendo de la calidad de la grasa empleada.

Cuando exista el riesgo de que la grasa se contamine, el intervalo de relubricación debe acortarse. Cuando se relubrica se debe tener cuidado de que la grasa nueva desaloje completamente a la grasa usada, de ser necesario se desmonta el rodamiento para lavarlos y lubicarlo adecuadamente.



GRAFICA No. 2. INTERVALOS DE LUBRICACION (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA)

### 3.2.4.2. LUBRICACION CON ACEITE.

Cuando por alguna razón la grasa no es adecuada para lubricar un rodamiento se recurre al aceite. Una de las razones más frecuentes para lubricar con aceite es una elevada temperatura de funcionamiento. Uno de los factores que conducen a una temperatura de funcionamiento elevada es una alta temperatura del ambiente; otro factor es el aumento de temperatura debido al rozamiento producto de una alta velocidad o una fuerte carga. También se emplea lubricación con aceite cuando los intervalos de lubricación con grasa son demasiado cortos.

Existen diferentes métodos para lubricar con aceite. El método más simple es el baño de aceite, adecuado para velocidades bajas. El aceite es recogido por los elementos giratorios del rodamiento, y después de circular a través de éste vuelve a caer al depósito de aceite. Cuando el rodamiento no gira el nivel de aceite debe estar ligeramente por debajo del centro del elemento rodante que ocupa la posición más baja. Se debe recordar que demasiado aceite provoca aumento de rozamiento y por tanto, aumento de temperatura, mientras que una pequeña cantidad de aceite da lugar a un rozamiento mínimo.

Cuando la temperatura del rodamiento es elevada, el aceite se oxida con mayor facilidad, perdiendo sus propiedades. Para evitar intervalos de cambio de aceite excesivamente cortos, se puede mantener el aceite en circulación. Después de pasar el aceite por el rodamiento es filtrado y en algunos casos refrigerado antes de volver al rodamiento. Por lo general se requiere una bomba para hacer circular al aceite.

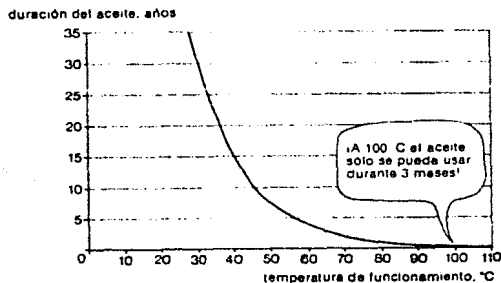
En altas velocidades el aceite tiende a salirse del rodamiento. Un método para asegurar la cantidad adecuada de lubricante para retirar el calor generado es inyectar el lubricante a presión mediante inyectores. La velocidad del chorro de aceite debe ser alta para que pueda penetrar a través del aire que rodea al rodamiento en régimen turbulento.

Un método muy efectivo para hacer llegar la cantidad mínima necesaria de aceite al rodamiento es la lubricación con niebla de aceite. El aceite es atomizado y transportado por una corriente de aire hasta el rodamiento en donde las pequeñas gotas de aceite lubrican y el aire refrigera el rodamiento, reduciendo prácticamente a cero el rozamiento debido al lubricante. Para este trabajo se consideró conveniente utilizar la lubricación con baño de aceite, ya que este método

es sencillo, no requiere de equipo adicional y puede satisfacer adecuadamente los requisitos de lubricación exigidos en este problema.

### DURACION DEL ACEITE.

La vida útil del aceite depende principalmente de las condiciones de funcionamiento y de su calidad. En la gráfica No. 3 se muestra la duración del aceite en años, dependiendo de la temperatura de funcionamiento. Podemos observar que para una temperatura de 30°C la vida del aceite es de 30 años y se reduce la vida a la mitad por cada 10°C de incremento en la temperatura, por ejemplo, a 100°C el aceite sólo se puede usar durante 3 meses.



GRAFICA No. 3. VIDA UTIL DEL ACEITE A DIFERENTES TEMPERATURAS. (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

En este trabajo los rodamientos funcionarán a temperatura ambiente. El incremento en la temperatura dependerá sólo del rozamiento interno, producto de la velocidad de operación, considerando que la máxima temperatura alcanzada por el rodamiento sea de 60°C, según la gráfica 3 se dispone de 2 años de vida útil del aceite operando continuamente y sin que el aceite se contamine con partículas extrañas. Dado que el sistema es sellado, la posibilidad de contaminación es mínima y como el uso de la máquina es intermitente, se considera adecuado un periodo de 3 años entre cada cambio de aceite; recomendando destapar las chumaceras y lavar con petróleo refinado tanto el soporte como el rodamiento cada vez que se cambie el aceite.

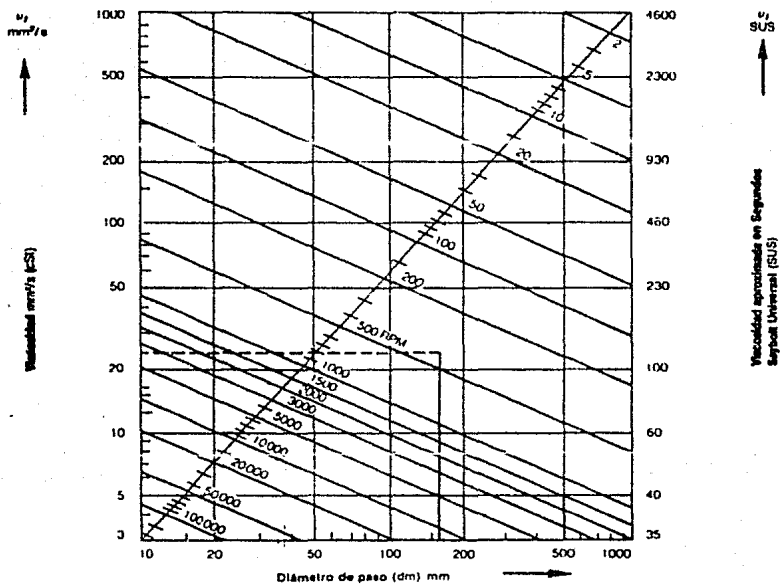
#### SELECCION DEL ACEITE.

Un aceite lubricante se selecciona sobre la base de viscosidad requerida para asegurar una adecuada lubricación a la temperatura de funcionamiento.

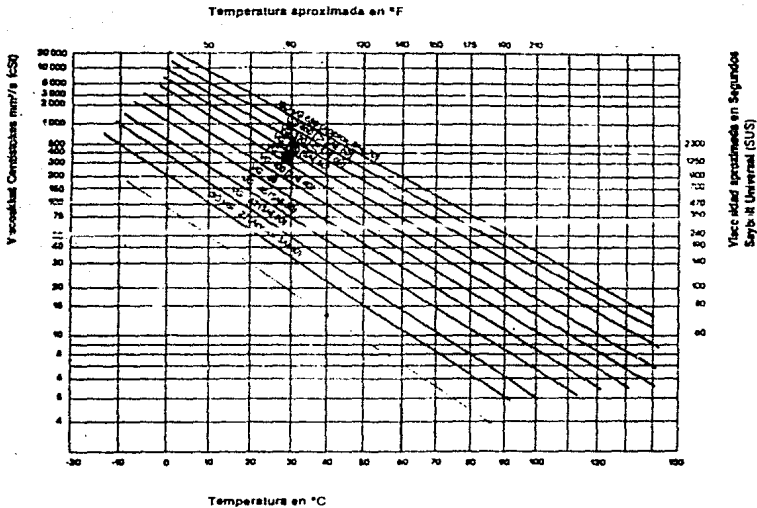
Para que se forme una película de aceite en la zona de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, de espesor suficiente, el aceite deberá conservar un mínimo de viscosidad a la temperatura de funcionamiento.

La viscosidad cinemática  $\nu$  a la temperatura de funcionamiento, necesaria para asegurar una lubricación adecuada, puede determinarse con ayuda de la gráfica No. 4, siempre que se emplee aceite mineral.

Conociendo la temperatura de funcionamiento, el valor de la viscosidad correspondiente a la temperatura de 40°C y 100°C (normalizadas internacionalmente) se puede obtener de la gráfica No. 5.



GRAFICA No. 4. SELECCION DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA EN FUNCION DEL DIAMETRO MEDIO Y LA VELOCIDAD DE GIRO. (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).



GRAFICA No. 5. SELECCION DEL ACEITE EN FUNCION DE LA VISCOSIDAD. (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

Al seleccionar un aceite se deberán tener en cuenta los siguientes aspectos: Se puede aumentar la duración del rodamiento si se selecciona un aceite con una viscosidad a la temperatura de funcionamiento algo mayor que la viscosidad cinemática  $\nu$ , obtenida de la gráfica 5. Por otro lado, un incremento en la viscosidad también significa un aumento en la temperatura de funcionamiento. Por ello hay un límite en la práctica hasta el cual la lubricación se puede mejorar.



Para ilustrar el uso de las gráficas 4 y 5 se seleccionará el aceite que deben utilizar los rodamientos de la máquina, partiendo de los siguientes datos:

Rodamiento: 1205 K.  
 Velocidad: 12,000 r.p.m.  
 Temperatura aprox. de operación: 70°C  
 Diámetro interno  $d = 25$  mm.  
 Diámetro externo  $D = 52$  mm.

El procedimiento general es el siguiente:

1. Primero se determina el diámetro medio del rodamiento mediante:

$$dm = 0.5 (D+d)$$

En este caso:

$$dm = 0.5(52+25) = 0.5(77) = 38.5 \text{ mm.}$$

2. Se busca  $dm = 38.5$  en el eje horizontal de la gráfica 4. Se traza una perpendicular hasta cortar a diagonal de 12,000 r.p.m.
3. Desde el punto de intersección, se traza una horizontal hasta llegar al eje vertical, donde se puede leer la viscosidad cinemática necesaria  $\nu$ , en este caso  $6.8 \text{ mm}^2/\text{seg (cst)}$ , así se puede determinar la viscosidad a la temperatura de referencia.
4. Situándose en la gráfica No. 5 y en el punto del eje horizontal correspondiente a la temperatura de funcionamiento (en este caso 70°C), se traza una perpendicular

hasta cortar a la horizontal correspondiente a  $6.8 \text{ mm}^2/\text{seg.}$  del eje vertical. Desde este punto se traza una paralela a las líneas inclinadas de la gráfica hasta cortar a la vertical correspondiente a  $40^\circ \text{ C.}$  Desde este nuevo punto se traza una horizontal hasta cortar el eje vertical que nos indica una viscosidad de  $13 \text{ mm}^2/\text{seg.}$  a  $40^\circ \text{ C.}$  Se prolonga la línea inclinada hasta cortar a la vertical de  $100^\circ \text{ C.}$  Desde este nuevo punto se traza una horizontal hasta cortar el eje vertical que indica una viscosidad de aproximadamente  $0.0 \text{ mm}^2/\text{seg}$  a  $100^\circ \text{ C.}$

El aceite comercial que más se aproxima a los requisitos de la máquina es un aceite SAE 10 para uso industrial que tiene las siguientes características:

Aceite SAE 10:

Viscosidad a  $40^\circ \text{ C}$   $v = 21 \text{ mm}^2/\text{seg.}$

Viscosidad a  $100^\circ \text{ C}$   $v = 4.5 \text{ mm}^2/\text{seg.}$

### 3.2.5. MONTAJE DE RODAMIENTOS.

Para que el rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es indispensable que se utilice en su montaje el método correcto. Un método incorrecto de montaje o la utilización de herramientas inadecuadas reducirá drásticamente la vida de rodamiento, inclusive se puede dañar de tal forma que antes de funcionar esté inutilizable. El montaje debe efectuarse con extrema limpieza. Para limpiar las piezas a montar debe utilizarse un trapo limpio, sin hilachas y nunca utilizar estopa.

De ser posible, el montaje debe realizarse en un local limpio, exento de polvo y otras impurezas. Por lo tanto, el lugar de trabajo no debe estar cerca de máquinas que desprendan viruta o polvo.

Un rodamiento nuevo debe permanecer en su embalaje original hasta el momento de montarlo. Se debe tener cuidado de no quitar el agente antioxidante que protege el rodamiento, excepto en el agujero y la superficie exterior. Se limpian éstos con petróleo refinado y filtrado y se deja escurrir.

#### **MONTAJE DE RODAMIENTOS DIRECTO AL EJE.**

En los rodamientos de agujero cilíndrico que se monten directamente al eje debe seguirse las siguientes recomendaciones:

1. Primero se limpia perfectamente el eje y el alojamiento del rodamiento; de ser necesario, se lavan los elementos y las herramientas a utilizar, con petróleo refinado y filtrado, dejándolas escurrir.
2. Se verifican las tolerancias de eje y el alojamiento.
3. Es conveniente colocar un poco de aceite en las superficies antes del montaje; esto facilitará la operación. Si se dispone de una prensa hidráulica o mecánica, se coloca el rodamiento sobre el eje y para aplicar la presión se utiliza un manguito como se muestra en la figura 26, teniendo cuidado de apoyarlo en la pista que se está montando, esto es, cuando se monta el rodamiento en el eje, la presión se debe ejercer sobre la pista interior, nunca en la pista exterior, ya que esto dañaría los caminos de rodadura y los elementos rodantes. Cuando el rodamiento se va a instalar en su aloja-

miento la presión se aplica sobre la pista exterior. También se debe verificar que el rodamiento entre paralelo al eje y nunca inclinado.

Si no se dispone de una prensa se puede utilizar un martillo para montar el rodamiento como se ilustra en la figura 27.

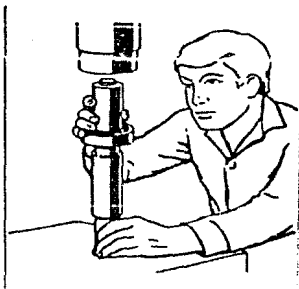


FIGURA 26. MONTAJE CON PRENSA, (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

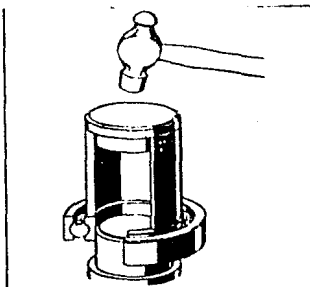
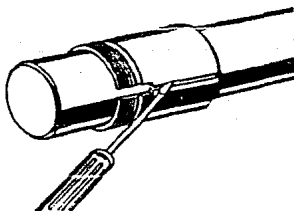


FIGURA 27. MONTAJE CON MARTILLO (REPRODUCCION CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

4. Una vez terminado el montaje se verifica que el eje gire libremente. Se pone en marcha durante media hora vigilando que el ruido y la temperatura de operación sean normales. Si al término de este tiempo el rodamiento está funcionando satisfactoriamente se puede decir que la operación ha concluido con éxito.

#### **MONTAJE DE RODAMIENTO SOBRE MANGUITO.**

Para montar los rodamientos de bolas a rótula con agujero cónico y sobre manguito de fijación y teniendo preparado el montaje, ésto es, lavados perfectamente todos los elementos involucrados en la operación y chequeadas las tolerancias, se desliza el manguito sobre el eje hasta la posición que debe ocupar. Esto se facilita abriendo un poco la hendidura con un destornillador como se ilustra en la figura 28. Posteriormente se pasa el rodamiento sobre el maguito y se atornilla la tuerca como se ilustra en la figura 29.



**FIGURA 28. MONTAJE DEL MANGUITO (CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).**

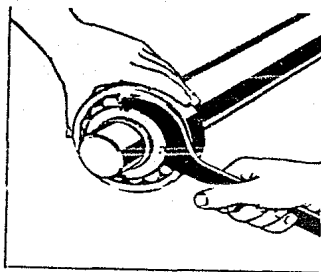


FIGURA 29. MONTAJE DEL RODAMIENTO SOBRE EL MANGUITO  
(CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA)

Al montar rodamientos de bolas a rótula sobre manguito de fijación, se comprobará la reducción del juego girando y ladeando el aro exterior durante el calado como se muestra en la figura No. 30. Cuando la presión de la tuerca sea la apropiada el aro exterior debe girar con facilidad, pero ofrecer cierta resistencia al ladearlo. En este momento se desatornilla la tuerca y se coloca la arandela procediendo a atornillar nuevamente la tuerca apretando sólo hasta el tope. Para evitar que la tuerca se afloje, se dobla una lengüeta de la arandela sobre una muesca de la tuerca. Para hacer coincidir muesca y lengüeta se aprieta un poco más la tuerca en vez de aflojarla. En la figura No. 31 se muestra el orden en que queda instalado el rodamiento.

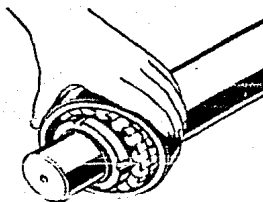


FIGURA 30. COMPROBACION DEL JUEGO INTERNO (CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

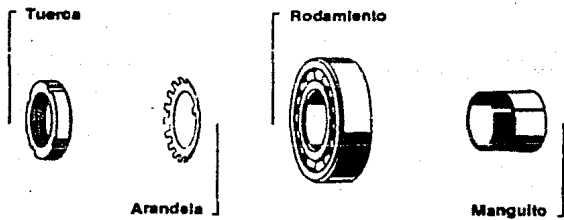


FIGURA 31. ORDEN DE LOS ELEMENTOS PARA EL MONTAJE DE RODAMIENTOS (CON AUTORIZACION DE SKF MEXICANA).

En un eje sólo debe existir un rodamiento fijo axialmente. Para fijar el aro exterior del rodamiento en el soporte cuando se utilizan chumaceras SNH, se emplean anillos guía, montando uno a cada lado exterior del rodamiento. El aro exterior de los rodamientos montados sin fijación axial, debe estar colocado en la parte media del alojamiento en el soporte.

### 3.2.6. CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA PARA HACER GIRAR LOS RODAMIENTOS SIN CARGA.

La potencia consumida por un rodamiento cuando éste gira sin carga se puede estimar con la siguiente expresión:

$$P_o = 10^{-3} M_o \omega \quad (12)$$

Donde:

$P_o$ : Potencia en watts.

$M_o$ : Par independiente de la carga en Nmm.

$\omega$ : Velocidad angular en radianes/segundo.

El par  $M_o$  se puede evaluar con la expresión (13):

$$M_o = 10^{-7} f_o (\nu n)^2 / 3 \text{ dm}^3 \quad (13)$$

Donde:

$dm$ : Diámetro medio del rodamiento  $= 0.5(D+d)$  en mm.

$f_o$ : Coeficiente que depende del tipo de rodamiento y de su lubricación (ver tabla No. 5).

$n$ : Velocidad del rodamiento en r/min.

$\nu$ : viscosidad cinemática del aceite a temperatura de funcionamiento  $\text{mm}^2/\text{seg}$ .



En este trabajo se tiene:

$$d_m = 0.5(52+25) = 38.5 \text{ mm.}$$

$f_0 = 1.75$  obtenido de la tabla No. 6.

$n = 12,000 \text{ r/min.}$

$v = 15 \text{ mm}^2/\text{sag.}$  en las condiciones de operación.

Tabla	Coefficiente $f_0$			
Tipos de rodamientos	Coefficiente $f_0$ <sup>1)</sup> Lubricación con niebla de aceite	Lubricación con baño de aceite o con grasa	Lubricación con baño de aceite (eje vertical) o con chorro de aceite	
Rodamientos rígidos de bolas				
Rodamientos de bolas a rótula	0.7 a 1	1.5 a 2	3 a 4	
Rodamientos de bolas con contacto angular				
de una hilera	1	2	4	
de dos hileras	2	4	6	
Rodamientos de rodillos ci- lindricos				
con jaula	1 a 1.5	2 a 3	4 a 6	
llenos de rodillos	-	2.5 a 4	-	
Rodamientos de rodillos a rótula	2 a 3	4 a 6	8 a 12	
Rodamientos de rodillos cónicos	1.5 a 2	3 a 4	6 a 8	
Rodamientos axiales de bolas	0.7 a 1	1.5 a 2	3 a 4	
Rodamientos axiales de rodillos cilindricos	-	2.5	5	
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	-	3 a 4	6 a 8	

<sup>1)</sup> Los valores más bajos son para los rodamientos de las series ligeras y los más altos para los de las series pesadas.

**SKF**

TABLA No. 6. COEFICIENTE  $f_0$  (CON AUTORIZACION DE  
SKF MEXICANA)

Sustituyendo valores en (13) se tiene:

$$M_o = 10^{-7}(1.75)(15 \times 12000)^{2/3}(38.5)$$

$$M_o = 0.0214788 \text{ N.mm}$$

La velocidad angular de los rodamientos será:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \times 12000 = 1256.63 \text{ rad/seg.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (12) se tiene:

$$P_o = 10^{-7}(0.0214788)(1256.63)$$

$$P_o = 0.02699 \text{ Watts}$$

Puesto que se tienen dos rodamientos la potencia total será:

$$P_T = 2 P_o = 2(0.02699)$$

$$P_T = 0.05398 \text{ Watts}$$

Como se puede observar la potencia consumida por los rodamientos es despreciable. Sin embargo, los sellos presentan un rozamiento considerable y no se tiene forma de evacuarlo.

### 3.3. ANALISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISION.

En la literatura sobre fatiga, algunos autores sostienen que la frecuencia con que se invierte el estado de esfuerzos de un material no influye en su comportamiento a la fatiga, mientras que otros autores afirman lo contrario.

Por otra parte, la norma ISO 1143 recomienda que los ensayos de fatiga en viga rotatoria se realicen dentro de un rango de 1000 a 9000 inversiones de esfuerzo por minuto.

Ante esta situación, resulta de gran interés comprobar experimentalmente, la influencia del esfuerzo cíclico en el comportamiento a la fatiga de cualquier material.

Para poder variar la frecuencia de la inversión de esfuerzos, la probeta bajo ensayo debe tener la posibilidad de girar a diferentes velocidades. Se consideran adecuadas 1020, 1633, 3000, 4083, 7500 y 12000 RPM; es conveniente aclarar que una revolución equivale a una inversión completa del estado de esfuerzos en la probeta.

Aun cuando 12000 RPM se encuentra fuera de lo establecido por la norma, es importante que el equipo cuente con esta posibilidad para estudiar el comportamiento del material en alta velocidad y comparar con los resultados en baja velocidad.

Como es requisito la facilidad de operación del equipo se debe diseñar un sistema de transmisión con banda de sección trapezoidal que proporcione las velocidades antes mencionadas y además satisfaga las siguientes restricciones:

- a) Potencia máxima a transmitir = 0.5 c.p.
- b) Distancia entre centros = 194.31 mm. debido a las dimensiones de la base de la máquina.

- c) Banda tipo 3L de 660.4 mm. de longitud; ya se cuenta con ella.
- d) Diámetro del árbol = 15.875 mm. en la sección para el montaje de la polea.
- e) Diámetro del eje del motor = 15.875 mm.
- f) Se debe poder instalar y retirar la banda sin modificar la distancia entre centros.

### 3.3.1. CALCULO DE LAS POLEAS.

Para los siguientes cálculos la máquina mantiene la configuración mostrada en la figura No. 6.

#### POTENCIA DE DISEÑO.

La potencia de diseño se obtiene multiplicando la potencia a transmitir por un factor de servicio que depende de las condiciones de operación.

En este caso el servicio es intermitente, la carga es uniforme y aplicada gradualmente, no se presentan choques; por lo tanto el factor de servicio es uno.

La potencia de diseño se puede calcular con la siguiente expresión:

$$P_D = P_T \cdot F_S \quad (14)$$

Sustituyendo valores en (14) se tiene:

$$P_D = 0.5 \times 1 = 0.5 \text{ C.P.}$$

Relación de velocidad.

$$R = \frac{\omega_a}{\omega_m} = \frac{D_p}{d_p} \quad (15)$$

Donde:

- R : Relación de velocidad cuando la velocidad de salida es mayor que la de entrada.
- $\omega_a$ : Velocidad angular del árbol en RPM.
- $\omega_m$ : Velocidad angular del motor en RPM.
- $D_p$ : Diámetro de paso de la polea mayor en mm.
- $d_p$ : Diámetro de paso de la polea menor en mm.

#### DIAMETRO DE LAS POLEAS.

El diámetro exterior mínimo recomendado para una banda tipo 3L es de 38.1 mm.

La longitud de la banda, la distancia entre centros y los diámetros exteriores de las poleas se relacionan en la siguiente ecuación:

$$L = 3C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (16)$$

Donde:

- L: Longitud exterior de la banda en mm.
- C: Distancia entre centros en mm.
- D: Diámetro exterior de la polea mayor en mm.
- d: Diámetro exterior de la polea menor en mm.

La relación entre el diámetro de paso y el diámetro exterior de una polea está dado por:

$$D_p = D - 3.81^* \quad (17)$$

Cálculo del juego de poleas que proporcionen 12,000 y 1,020 RPM en el árbol.

Sustituyendo valores en (15) se tiene:

$$R = \frac{12000}{3500} = \frac{D_p}{d_p} \quad (18)$$

Sustituyendo (17) en (18) se tiene:

$$3.4285 = \frac{D - 3.81}{d - 3.81}$$

$$D = 3.4285 d - 9.2526 \quad (19)$$

Sustituyendo valores y (19) en (16) se tiene:

$$660.4 = 2(194.31) + 1.57(4.4285d - 9.2526) + \frac{(2.4285d - 9.2526)^2}{4(194.31)}$$

$$d = 39.76 \text{ mm.}$$

Sustituyendo d en 19 se tiene:

$$D = 3.4285(39.76) - 9.2526$$

$$D = 127.09 \text{ mm.}$$

Cuando se desee que la probeta gire a 12,000 RPM se coloca la polea de 127 mm. de diámetro en el motor y la de 39.76 mm. en el árbol.

\* Esta relación sólo es válida para poleas con ranura tipo 3L. Valor tomado del Manual Universal de la Técnica Mecánica, LABOR, España, 1984. pp.1032.

Si se desea que la probeta gire a 1020 RPM basta con invertir la posición de las poleas, o sea, la de 127 mm. de diámetro se instala en el árbol y la de 39.76 en el motor, de esta forma se realiza una reducción de velocidad expresada por la siguiente ecuación:

$$e = \frac{\omega_a}{\omega_m} = \frac{d_p}{D_p} \quad (20)$$

Donde:

e: Reducción de velocidad.

Sustituyendo el valor de los diámetros en (20) se tiene:

$$\frac{39.76 - 3.81}{127 - 3.81} = \frac{\omega_a}{3500}$$

$$\omega_a = 1020 \text{ RPM}$$

NOTA: Se recuerda que para el cálculo de las relaciones de velocidad se deben emplear los diámetros de paso.

Cálculo de los diámetros de las poleas para 1633 y 7500 RPM en el árbol.

Sustituyendo valores en (15) se tiene:

$$R = \frac{7500}{3500} = \frac{D_p}{d_p} \quad (21)$$

Sustituyendo (17) en (21) se tiene:

$$2.1428 = \frac{D - 3.81}{d - 3.81}$$

$$D = 2.1428 d - 4.3540 \quad (22)$$

Sustituyendo valores y (22) en (16) se tiene:

$$660.4 = 2(194.31) + 1.57(3.1428d - 4.3540) + \frac{(1.1428d - 4.3540)^2}{4(194.31)}$$

$$d = 55.55 \text{ mm.}$$

Sustituyendo d en (22) se tiene:

$$D = 2.1428(55.55) - 4.3540$$

$$D = 114.68 \text{ mm.}$$

Cuando se desea que la probeta gire a 7,500 RPM se coloca la polea de 114.68 mm. de diámetro en el motor y la de 55.55 mm. en el árbol. Si se desea que la probeta gire a 1,633 RPM basta con invertir la posición de las poleas.

Cálculo de los diámetros de las poleas para 3000 y 4083 RPM en el árbol.

Sustituyendo valores en (7) se tiene:

$$e = \frac{3000}{3800} = \frac{d_p}{D_p} \quad (23)$$

Sustituyendo (17) en (23) se tiene:

$$0.8571 = \frac{d - 3.81}{D - 1.81}$$

$$d = 0.8571 D + 0.5444 \quad (24)$$

Sustituyendo valores y (24) en (16) se tiene:

$$660.4 = 2(194.31) + 1.57(1.8571D + 0.5444) + \frac{(0.1429D - 0.5444)^2}{4(194.31)}$$

$$D = 92.85 \text{ mm.}$$



Sustituyendo D en (24) se tiene:

$$d = 0.8571(92.85) + 0.5441.$$

$$d = 80.12 \text{ mm.}$$

Para que la probeta gire a 3000 RPM se debe colocar la polea de 92.85 mm. de diámetro en el árbol y la de 80.12 mm. en el motor. Cuando se desee que la probeta gire a 4083 RPM sólo se invierte la posición de las poleas.

#### VELOCIDAD DE LA BANDA.

La velocidad lineal de la banda se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$v = \frac{\pi(\text{RPM})(D_p)}{1000} \quad (25)$$

donde:

v: Velocidad de la banda en m/min.

RPM de la polea.

D<sub>p</sub>: Diámetro de paso de la misma polea en mm.

En la tabla No. 6 se muestra la velocidad lineal de la banda en función de la velocidad angular del árbol.

RPM DEL ARBOL.	VELOCIDAD DE LA BANDA m/min.
1020	406
1633	588
3000	875
4083	1027
7500	1308
12000	1499

TABLA No. 6. VELOCIDAD LINEAL DE LA BANDA EN FUNCION DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL ARBOL.

La máxima velocidad de la banda recomendada por el fabricante es de 1829 m/min. por lo que la máxima velocidad de trabajo 1499 m/min. se encuentra dentro de lo recomendado.

#### POTENCIA NOMINAL.

La potencia nominal por banda es la potencia que teóricamente puede transmitir una sola banda y depende del diámetro de la polea menor y de la velocidad lineal de la banda.

Una banda tipo 3L con una velocidad de 1499 m/min y un diámetro de 39.76 mm. en la polea menor, puede transmitir una potencia nominal de 0.55 C.P.\*

#### ARCO DE CONTACTO.

Cuando el arco de contacto en una polea es menor a  $180^\circ$  se debe calcular para determinar el factor de corrección por

\*Obtenido del Manual Universal de la Técnica Mecánica, Labor, España, 1984, pp.1033.

arco de contacto.

$$\text{Arco de contacto} = 180^\circ \frac{(D-d)(60)}{C} \quad (26)$$

La ecuación No. 26 se puede utilizar para calcular el arco de contacto. En la tabla No. 7 se muestra el arco de contacto y el factor de corrección por arco de contacto para cada juego de poleas.

DIAMETRO DE LAS POLEAS <small>mm</small>	ARCO DE CONTACTO EN GRADOS	FACTOR DE CORRECCION POR ARCO DE CONTACTO*
127 y 39.76	153	0.93
114.68 y 55.55	161.74	0.95
92.85 y 80.12	176	0.99

TABLA No. 7. ARCO DE CONTACTO SOBRE LAS POLEAS.

#### POTENCIA REAL POR BANDA.

La potencia que realmente puede transmitir una banda de sección trapezoidal se obtiene multiplicando la potencia nominal por el factor de corrección por arco de contacto, en forma de ecuación se tiene:

$$P_R = P_N G \quad (27)$$

En este sistema de transmisión se tienen 3 valores diferentes de G, se toma el menor porque éste representa la condición de trabajo más crítica de la banda.

\*Tomado del Manual Universal de la Técnica Mecánica, Labor, España, 1984, p.p. 1035.

Sustituyendo  $P_N = 0.55$  C.P. y  $G = 0.93$  en (27) se tiene:

$$P_R = 0.55 \times 0.93$$

$$P_R = 0.511 \text{ C.P.}$$

Si se compara la potencia de diseño  $P_D = 0.50$  C.P. con la potencia real se puede transmitir la banda en condiciones extremas de operación  $P_R = 0.511$  C.P. se puede concluir que el tipo de banda es correcto.

#### TOLERANCIA MINIMA PARA INSTALACION Y MANTENIMIENTO.

Las bandas trapezoidales requieren que la distancia entre centros tenga una distancia minima para instalaci3n y el posterior mantenimiento. Una banda tipo 3L de 660 mm. de longitud necesita una tolerancia de  $-19.05\text{mm}^*$  para su instalaci3n y  $+12.7^*$  para el mantenimiento posterior.

#### TRACCION DE LA BANDA.

La tracci3n resultante de la banda es la suma vectorial de la tracci3n en el lado tenso m1s la tracci3n en el lado de retorno, la forma m1s com1n de obtenerla es la suma gr1fica como se muestra en la figura No. 32.

La tensi3n en el lado tenso  $T_1$  y en el lado de retorno  $T_2$  se pueden calcular con las siguientes ecuaciones:

$$T_1 = 41,250 \left( \frac{HP}{GV} \right)^* \quad (28)$$

$$T_2 = 33,000 (1.25-G) \left( \frac{HP}{GV} \right)^* \quad (29)$$

\*Tomado del Manual Universal de la T3cnica Mec1nica, Labor, Espa1a, 1984, pp. 1032.

Donde:

- $T_1$ : Tensión en el lado tenso en Lb.  
 $T_2$ : Tensión en el lado de retorno en Lb.  
 HP: Potencia de diseño en HP.  
 $G$ : Factor de corrección por arco de contacto.  
 $V$ : Velocidad de la banda en ft/min.

La tracción máxima se presenta cuando el árbol gira a 1020 RPM, por lo tanto las tensiones serán:

Sustituyendo valores en (28) se tiene:

$$T_1 = 41,250 \left( \frac{0.5}{0.93 \times 1335} \right)$$

$$T_1 = 16.61 \text{ Lb} = 75.43 \text{ N}$$

Sustituyendo valores en (29) se tiene:

$$T_2 = 33,000 (1.25 - 0.93) \left( \frac{0.5}{0.93 \times 1335} \right)$$

$$T_2 = 4.25 \text{ Lb} = 19.32 \text{ N}$$

La tracción resultante es de 91 N, obtenida gráficamente como se muestra en la figura No. 32.

Donde:

$T_1$ : Tensión en el lado tenso en Lb.

$T_2$ : Tensión en el lado de retorno en Lb.

HP: Potencia de diseño en HP.

G : Factor de corrección por arco de contacto.

V : Velocidad de la banda en ft/min.

La tracción máxima se presenta cuando el árbol gira a 1020 RPM, por lo tanto las tensiones serán:

Sustituyendo valores en (28) se tiene:

$$T_1 = 41,250 \left( \frac{0.5}{0.93 \times 1335} \right)$$

$$T_1 = 16.61 \text{ Lb} = 75.43 \text{ N}$$

Sustituyendo valores en (29) se tiene:

$$T_2 = 33,000 (1.25 - 0.93) \left( \frac{0.5}{0.93 \times 1335} \right)$$

$$T_2 = 4.25 \text{ Lb} = 19.32 \text{ N}$$

La tracción resultante es de 91 N, obtenida gráficamente como se muestra en la figura No. 32.

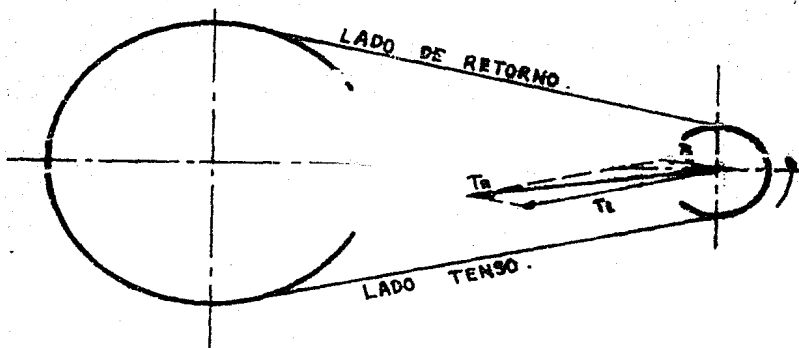


FIGURA No. 32. SUMA GRAFICA DE LAS TENSIONES EN LA BANDA.

#### RANURA PARA LAS POLEAS.

Como los diámetros y la forma de la ranura para las poleas no son comerciales, se adquieren poleas comerciales con las dimensiones próximas a las requeridas y se maquinan a las medidas especificadas.

La forma de la ranura así como las dimensiones generales de la polea para una banda tipo 3L se muestra en el plano No. 1 del anexo No. 1.

**ARBOL DE TRANSMISION.**

El movimiento de la polea es transmitido a la probeta por el árbol de transmisión como ya se explicó en capítulos anteriores. La geometría original del árbol se debe modificar manteniendo las dimensiones en la sección crítica, de manera que se puedan montar los rodamientos sin problemas. La nueva geometría se muestra en el plano No. 2 del anexo No. 1. Como la sección crítica se sigue manteniendo, los cálculos anteriores continúan siendo válidos.



### **3.4. ANALISIS DEL SISTEMA DE SUJECION SISTEMA DE SUJECION ENTRE EL ARBOL Y LA PROBETA.**

Como se mencionó anteriormente los principales problemas en este punto consistían en que las mordazas del broquero se aflojaban por efecto del sentido de giro y la vibración, por lo cual la probeta se deslizaba entre éstas.

Se planteó la posibilidad de eliminar el broquero y utilizar otro sistema de sujeción que no presentara estas fallas.

Después de analizar distintos sistemas se llegó a la conclusión de sujetar la probeta haciendo una perforación axial en el extremo del árbol. En esta perforación se introducirá la probeta con una holgura mínima y se sujetará por medio de dos opresores situados transversalmente al árbol y opuestos uno al otro. A la probeta se le tallarán dos planos opuestos entre sí, en donde asentarán los opresores para así evitar que ésta se deslice o gire dentro de la perforación.

De acuerdo a las dimensiones obtenidas para el montaje de rodamientos y poleas, y una vez determinado el sistema de sujeción a utilizarse, la geometría del árbol se modificó, quedando como se muestra en el plano No. 2.

### **SISTEMA DE SUJECION ENTRE LA PROBETA Y EL SISTEMA DE CARGA.**

Teniendo en cuenta la sencillez del sistema de sujeción de la probeta con el árbol se optó por utilizar este mismo sistema entre la probeta y el sistema de carga. Para tal efecto se modificó el elemento de unión entre la probeta y el rodamiento del sistema de carga.

Para poder determinar la longitud de este elemento así como la de la probeta, se necesita conocer la distancia a la cual se debe aplicar la fuerza para inducir el esfuerzo deseado a la probeta.

Se decidió que el brazo de palanca tuviera una longitud tal que al aplicar una carga de 1 gr. en su extremo indujese a la sección de prueba de la probeta un esfuerzo de 1 Kg/cm<sup>2</sup>. También se decidió que el esfuerzo máximo a inducirse en la sección de prueba de la probeta fuese de 11,000 Kg/cm<sup>2</sup> para lo cual se deberá tener una carga de 11 Kg. en el extremo del elemento de sujeción.

El cálculo de esta longitud se realizó utilizando la fórmula 1, despejando la longitud se tiene.

$$L = \frac{\sigma l}{F c}$$

De acuerdo a la norma ISO 1143 se decidió tener una sección de prueba con un diámetro igual a 6 mm. por lo tanto:

$$\sigma = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$F = 0.001 \text{ Kg.}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$c = 0.3 \text{ cm.}$$

Sustituyendo valores:

$$L = \frac{(1)(\pi)(0.6)^4}{(0.001)(0.3)(64)} = 21.20 \text{ cm.}$$

Para poder dimensionar por completo el elemento de sujeción fue necesario establecer el diámetro y tolerancia de la sección de montaje del rodamiento del sistema de carga.

### SELECCION DEL RODAMIENTO DEL SISTEMA DE CARGA.

Como el único problema que presentó el rodamiento fue el de tener un calentamiento excesivo, se decidió cambiarlo por uno menor y que tuviera un juego interno mayor del normal. Para tal efecto se seleccionó el siguiente rodamiento:

Rodamiento Rígido de Rolas 6200-2Z-C3

C3: Juego interno mayor del normal.

Diámetro interior  $d = 10$  mm.

Diámetro exterior  $D = 30$  mm.

Ancho  $B = 9$  mm.

Capacidad de carga:

Dinámica  $C = 3900$  N

Estática  $C = 2240$  N

Límite de velocidad: 24000 R.P.M.

Masa: 0.032 Kg.

Temperatura máxima de operación: 110°C

Cálculo de la vida útil del rodamiento.

La vida útil del rodamiento se obtendrá a partir de la figura 24. Para poder utilizar esta figura es necesario obtener la relación C/P.

Capacidad de carga dinámica.

De las características del rodamiento citadas anteriormente:

$C = 3900$  N

**CARGA DINAMICA EQUIVALENTE.**

Para determinar la carga dinámica equivalente es necesario conocer la carga axial y radial a que está sometido el rodamiento. Estas cargas se calcularon de la siguiente manera:

Como la carga máxima que se aplicará sobre el rodamiento será de 107.91 N, la deflexión de la probeta será:

$$Y = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (30)$$

Donde:

- Y = Deflexión máxima en mm.
- F = Carga aplicada en N
- E = Módulo de elasticidad en N/mm<sup>2</sup>
- J = Momento de inercia en mm.
- l = Longitud del brazo de palanca en mm.

Sustituyendo valores en 30 se tiene:

$$Y = \frac{(107.91)(212)^3}{3(21000) \left( \frac{\pi(6)^4}{64} \right)} = 25.65 \text{ mm.}$$

La probeta flexionada quedará como se muestra en la figura 33.

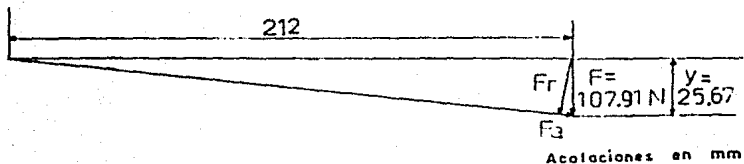


FIGURA 33. DIAGRAMA DE LA PROBETA FLEXIONADA.

Por lo tanto:

$$\theta = \text{ANG TAN } \frac{25.65}{212} = 6.898^\circ$$

La carga radial será:

$$F_r = (\cos 6.898^\circ)(107.91) = 107.13 \text{ N}$$

La carga axial será:

$$F_a = (\text{SEN } 6.898^\circ)(107.91) = 12.96 \text{ N}$$

El fabricante establece que la carga axial en rodamientos rígidos de bolas pequeños no debe exceder de 0.25 C.; en este caso la carga axial tiene un valor de 0.00578 C., por lo cual se considera despreciable y la carga dinámica equivalente será igual a la carga radial, por lo tanto:

$$P = 107.13 \text{ N}$$

De la figura 24 y con C/P = 36.4 se obtiene una duración de:

$$L_{10} = 48000 \text{ millones de revoluciones.}$$

De acuerdo a las condiciones de operación del rodamiento, el fabricante recomienda que las tolerancias para el montaje del mismo sean las siguientes:

Para montar sobre eje:

Límite superior: + 0.004 mm.

Límite inferior: - 0.002 mm.

Para montaje en alojamiento enterizo:

Límite superior: + 0.002 mm.

Límite inferior: - 0.011 mm.

Una vez conocidos los valores de las tolerancias, así como el del brazo de palanca, se decidió que el elemento de sujeción tuviera las dimensiones y configuración que se muestra en el plano 3 del anexo No. 1. A este elemento se le dió el nombre de eje de sujeción.

Respetando las especificaciones que la norma ISO 1143 establece, la probeta de prueba tendrá las dimensiones y configuración que se muestra en el plano 4 del anexo No. 1.

### 3.5. ANALISIS DEL SISTEMA DE CARGA.

Para poder definir la configuración del soporte del rodamiento del sistema de carga era necesario saber cómo se iba a aplicar ésta.

Teniendo en cuenta los problemas que se presentaron al utilizar la balanza de resorte, se optó por utilizar unos pesos previamente calibrados. Con esta forma de aplicar la carga se elimina el ruido y vibración producidos por la balanza, además de que el valor de la carga aplicada es preciso.

Después de analizar diferentes alternativas de cómo colocar la carga, se llegó a la conclusión de colocar los pesos sobre el soporte del rodamiento. Al soporte se le colocará una varilla roscada para apoyar los pesos y estará libremente apoyada en su parte superior a una barra guía que no le permitirá girar hacia los lados. La configuración de estos elementos se muestra en el plano 5.

Los pesos serán de forma cilíndrica y se les tallará una ranura radial desde el centro hasta su extremo para que al colocarlos sobre el soporte, la varilla roscada pase a través de ellos, ver el plano 6 del anexo No. 1.

### 3.6. ESFUERZOS EN LA PROBETA.

Debido al peso de los elementos del sistema de sujeción y de carga, se induce en la sección de prueba un cierto esfuerzo. Para calcular este esfuerzo se sumarán los esfuerzos inducidos por el peso de las diferentes secciones de estos elementos, ver figura 34.

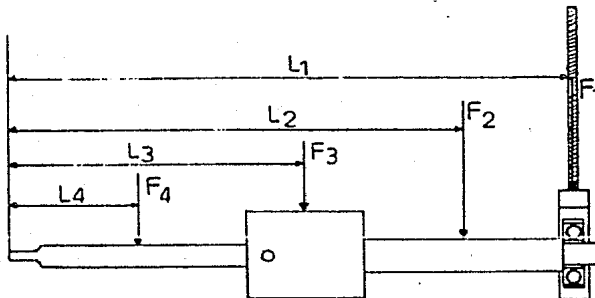


FIGURA 34. FUERZAS DISTRIBUIDAS DEBIDAS AL PESO DE CADA UNO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUJECION Y CARGA.

Experimentalmente se obtuvo el peso específico del material que es de:

$$p = 7.557 \text{ Kg/dm}^3$$



En base a este valor se obtuvo que:

$$F_1 = 0.0171 \text{ Kg.}$$

$$F_2 = 0.101 \text{ Kg.}$$

$$F_3 = 0.0872 \text{ Kg.}$$

$$F_4 = 0.289 \text{ Kg.}$$

Las longitudes de cada una de las fuerzas al centro de la probeta son respectivamente:

$$L_1 = 4 \text{ cm.}$$

$$L_2 = 10.2 \text{ cm.}$$

$$L_3 = 16.1 \text{ cm.}$$

$$L_4 = 21.2 \text{ cm.}$$

Los momentos provocados a la sección de prueba por cada una de las fuerzas son:

$$M_1 = F_1 L_1 = (0.0171)(4) = 0.0684 \text{ Kg. cm.}$$

$$M_2 = F_2 L_2 = (0.101)(10.2) = 1.0302 \text{ Kg. cm.}$$

$$M_3 = F_3 L_3 = (0.0872)(16.1) = 1.404 \text{ Kg. cm.}$$

$$M_4 = F_4 L_4 = (0.289)(21.2) = 6.127 \text{ Kg. cm.}$$

Por lo tanto:

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = 8.629 \text{ Kg. cm.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 1 se tiene:

$$\sigma = \frac{(8.629)(0.03)}{\pi \frac{(0.6)^2}{64}} = 40.94 \text{ Kg/cm}^2$$

Este esfuerzo es considerando... una probeta de acero; para una probeta de aluminio se tiene:

$$\sigma = 404.87 \text{ Kg/cm}^2$$

Para una probeta de bronce se tiene:

$$\sigma = 407.13 \text{ Kg/cm}^2$$

Para una probeta de cobre se tiene:

$$\sigma = 407.52 \text{ Kg/cm}^2$$

Cuando se tenga una probeta de otro material, distinto a los mencionados anteriormente, el esfuerzo se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\sigma = [p(0.4266) + 403.72] \text{ Kg/cm}^2$$

Donde:

p: es la densidad del material en  $\text{Kg/dm}^3$

#### ESFUERZOS CORTANTES EN LA PROBETA.

Debido a la forma de aplicar la carga, en la probeta se induce un esfuerzo cortante por flexión y un cortante directo.

El cortante por flexión será máximo cuando se aplique la carga máxima (11 Kg.) en el sistema de carga. Sustituyendo valores en la ecuación 6 se obtiene la magnitud de este esfuerzo.

$$\tau_{\max} = \frac{4(11)}{3\pi(0.3)^2} = 51.87 \text{ Kg/cm}^2$$

La distribución de este esfuerzo en la sección de la probeta es parabólica como se muestra en la figura 6, siendo máximo en el eje neutro y nulo en la superficie.

El cortante directo es uniforme en toda la sección y será máximo cuando se aplique la carga máxima:

$$\tau_{\max} = \frac{11}{\pi(0.3)^2} = 38.9 \text{ Kg/cm}^2$$

Recordando que el esfuerzo normal es máximo en la periferia de la sección y nulo en el eje neutro, sólo se sumará con el cortante directo.

Utilizando el círculo de Mohr para encontrar el esfuerzo máximo se tiene:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Sustituyendo valores:

$$\sigma = \frac{11,000}{2} + \sqrt{\left(\frac{11,000}{2}\right)^2 + (38.9)^2}$$

$$\sigma = 11,000.137 \text{ Kg/cm}^2$$

Como se puede observar la influencia del esfuerzo cortante es despreciable.

#### ESFUERZOS EN EL ARBOL DE TRANSMISION.

Al modificar el sistema de carga, se modificó el estado de esfuerzos en la sección crítica del árbol. Utilizando

$$\sigma = 401.96 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad correspondiente será:

$$\eta = \frac{3590}{401.96} = 8.93$$

Como se puede apreciar este factor de seguridad es muy alto, pero no es posible reducirlo ya que las chumaceras más pequeñas que se pueden obtener comercialmente son para elementos de 20 mm. de diámetro.

El esfuerzo cortante por flexión se obtiene a partir de la ecuación 6:

$$\tau = \frac{4(11)}{3(2)} = 1.167 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante directo será:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{11}{(2)} = 0.875 \text{ Kg/cm}^2$$

Como se puede observar los valores de los esfuerzos cortantes son despreciables comparados con el valor del esfuerzo normal por flexión.

Puesto que la carga máxima en los rodamientos se redujo de 150 kg. a 35.079 kg. la vida útil de éstos es de acuerdo a la figura 24, de 48 millones de revoluciones.

### 3.7. ENSAMBLE DEL PROTOTIPO.

Una vez concluido el diseño de los diferentes elementos del prototipo, se procedió a ensamblarlos sobre la base que ya se tenía, para ello fue necesario practicar nuevas perforaciones, así como agregar un refuerzo a la base, quedando como se muestra en el plano No. 7. Ver anexo No. 1.

Primeramente se montan los rodamientos en el árbol de transmisión siguiendo las instrucciones antes descritas, posteriormente se coloca el árbol con los rodamientos sobre los soportes, como se muestra en la figura No. 35. A continuación se coloca el motor y las poleas, se instala la banda teniendo cuidado de alinear las poleas correctamente y dar la tensión adecuada a la banda antes de fijar el motor, ver figura No. 36.

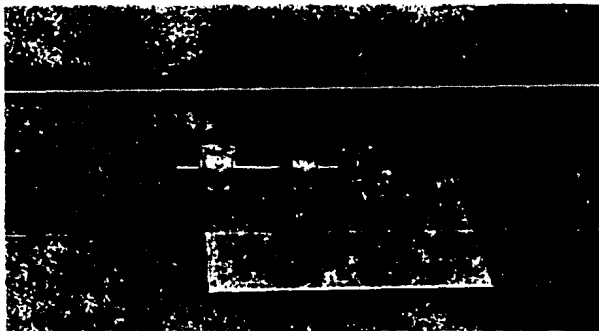


FIGURA No. 35 ENSAMBLE DE LAS CHUMACERAS SOBRE LA BASE.

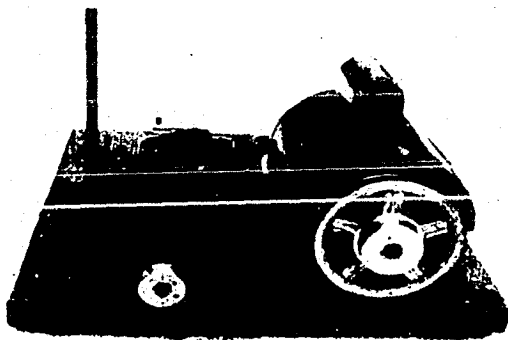


FIGURA No. 36. ENSAMBLE DEL MOTOR Y LAS POLEAS.

Antes de ensamblar el sistema de carga se puso en marcha el motor para verificar su funcionamiento, el de la banda y el de los rodamientos, observando un funcionamiento satisfactorio.

Para el ensamble del sistema de carga se monta el rodamiento en su alojamiento y enleje de sujeción posteriormente se coloca la varilla y la barra guía, se coloca la probeta y finalmente una pesa como se muestra en la figura No. 37.

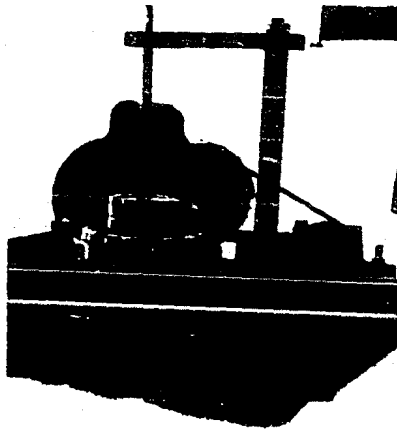


FIGURA No. 37. ENSAMBLE DEL SISTEMA DE CARGA.

#### INSTALACION ELECTRICA.

Para facilitar la operación de la máquina el circuito eléctrico debe reunir las siguientes características:

- a) Arrancar y parar la máquina cuando el operador lo desee.
- b) Que el contador inicie el registro de los ciclos cuando el operador decida, aun cuando el motor esté en marcha.
- c) Registrar en forma precisa las inversiones de esfuerzo en la probeta.
- d) Detener automáticamente tanto el motor como el contador en el preciso instante en que la probeta se rompa.

Para satisfacer estas exigencias se diseñó el circuito mostrado en el plano No. 8, ver anexo No. 1, y consta de los elementos que se describen a continuación.

Un motor que se puede poner en marcha o detener con el interruptor No. 3, asimismo el motor se detiene automáticamente cuando la probeta se rompe y activa el interruptor No. 1.

El contador fue diseñado y construido por un ingeniero en electrónica, por ello no se describe en este trabajo. Para su operación tiene 2 interruptores manuales, uno sirve para ponerlo en posición de cuenta y para borrar el número en la pantalla, el otro sirve para fijar el número en la pantalla y poder tomar lecturas con la máquina en operación. Aun cuando se fije el número en la pantalla, en la memoria del contador continúan registrándose los ciclos.

El interruptor No. 2 se activa automáticamente cuando la probeta se rompe, deteniendo instantaneamente la cuenta en la pantalla del contador.

Para detectar las inversiones de esfuerzo se colocó un pedazo de papel aluminio sobre el árbol de transmisión y cada vez que este pasa frente al sensor se manda una señal que el contador procesa y aparece en la pantalla. En la figura No. 38 se muestra el sensor y los interruptores de paro automático.

Con el fin de evitar accidentes y proteger las partes delicadas de la máquina, se colocaron protecciones para cubrir la banda, el sensor electrónico y la probeta de ensayo. Estas protecciones se muestran en la figura No. 39.



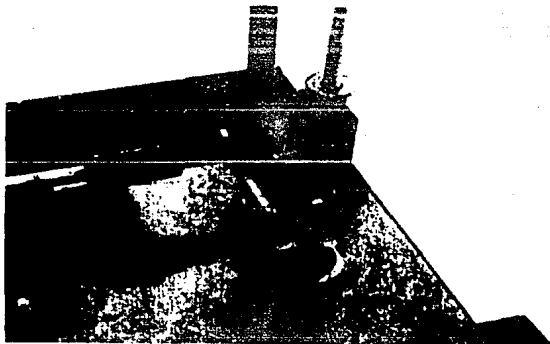
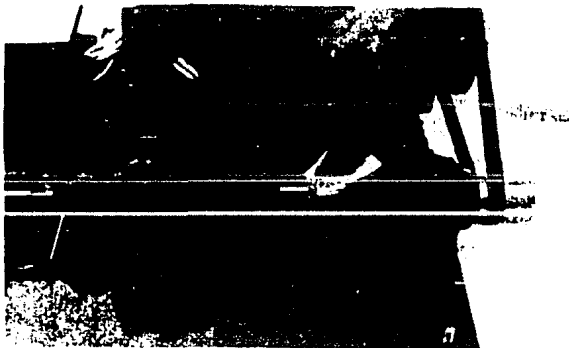


FIGURA 38. SENSOR ELECTRONICO Y LOS INTERRUPTORES DE PARO AUTOMATICO.



FIGURA 39. PROTECCIONES DE LA MAQUINA.

Concluido el ensamble se procedió a realizar las pruebas finales del equipo, obteniendo los resultados esperados. Se ensayaron diferentes probetas hasta la ruptura como se muestra en la figura No. 40. Se mantuvo en operación la máquina por espacio de 10 horas continuas sin problemas, esto es, la temperatura en los rodamientos del árbol de transmisión se estabiliza en 50 C, medida sobre el soporte, lo que representa 61 C en las bolas del rodamiento y el aceite lubricante, por lo tanto la vida útil del aceite es de 22 meses de uso continuo.



FIGURA No. 10. PROBETAS ROTAS DURANTE LAS PRUEBAS DEL EQUIPO.

En el rodamiento del sistema de carga la temperatura se mantuvo igual a la del ambiente, el motor operó dentro de los parámetros establecidos.

Es conveniente aclarar que la probeta de ensayo debe estar perfectamente bien maquinada, ya que cualquier falla o deformación de ésta provocará un ruido y una vibración anormal en la máquina, incluso si la deformación es excesiva por efecto de la fuerza centrífuga la probeta se flexionará y golpeará sobre la protección deteniendo el motor.

#### 4. MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE LA MAQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA MF-87.

La MF-87 es un equipo diseñado y construido de tal forma que se puede ensayar cualquier material obteniendo resultados 100% confiables y normalizados (según ISO 1143). Por lo tanto, se puede emplear para fines didácticos, así como para la investigación.

La MF-87 está equipada con un motor de 0.5 C.P. y 3,500 RPM, transmisión con banda de sección trapezoidal y 6 velocidades diferentes, árbol de transmisión contruido en acero de alta resistencia soportado por rodamientos de bolas que lo hace muy estable y con una vida infinita, un contador electrónico de 9 dígitos que registra el número de inversiones de esfuerzo directamente en el árbol de transmisión, un micro-interruptor que detiene automáticamente la cuenta en el preciso instante en que la probeta se rompe, un sistema de carga calibrado para variar de 25 en 25 Kg/cm<sup>2</sup> el esfuerzo en la probeta hasta 11,500 Kg/cm<sup>2</sup>, un interruptor para cortar la corriente al motor en el momento en que la probeta se rompe.

Para la correcta operación de la MF-87 siga las instrucciones que se muestran a continuación:

- i. Verifique que los interruptores No. 1 y No. 2 estén en posición "0" y el interruptor No. 3 en posición "1" como se muestra en la figura No. 41. Conecte la máquina a un tomacorriente.

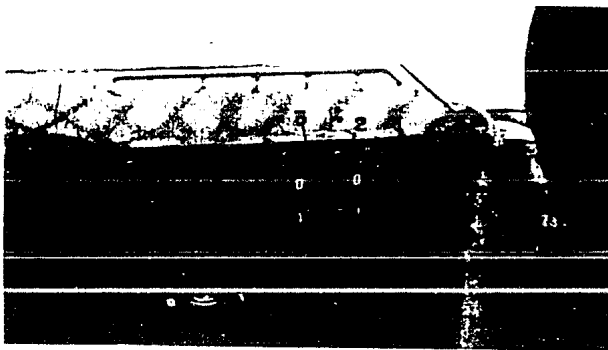


FIGURA No. 41. INTERRUPTORES DE CONTROL.

2. Determine el esfuerzo que desea inducir en la probeta.
3. Seleccione la pesa o conjunto de pesas que proporcione el esfuerzo deseado. Recuerde que los elementos del sistema inducen un esfuerzo de  $406.94 \text{ Kg/cm}^2$  si la probeta es de acero, para una probeta de aluminio el esfuerzo inducido será  $404.87 \text{ kg/cm}^2$ , si es de cobre:  $407.52 \text{ kg/cm}^2$  si es de bronce  $407.13 \text{ kg/cm}^2$ . Si se desea ensayar un material diferente, el esfuerzo inducido en la sección de prueba se puede calcular con la siguiente expresión.

$$\sigma = [p(0.4266)+403.72]\text{kg/cm}^2$$

Donde:

p: Peso específico del material en  $\text{kg/dm}^3$

Por cada gramo de peso en la pesa se induce un esfuerzo a la probeta de  $1 \text{ kg/cm}^2$ .

Ejemplo: Para inducir  $3500 \text{ kg/cm}^2$  a una probeta de acero se tiene:

Esfuerzo de los elementos =  $406.94 \text{ kg/cm}^2$

$3500 - 406.94 = 3093.06 \text{ kg/cm}^2$

Seleccione:

1 Pesa de 2 Kg.

1 Pesa de 1 Kg.

1 Pesa de 0.100 Kg.

y el esfuerzo total inducido será:

Debido a las pesas =  $3100 \text{ kg/cm}^2$

Debido a los elementos =  $406.94 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo real inducido =  $3506.94 \text{ kg/cm}^2$

4. Seleccione la velocidad deseada, para ello coloque las poleas como se muestra en la siguiente tabla:

RPM DEL ARBOL.	POLEA EN EL ARBOL.	POLEA EN EL MTOR
1020	1 A	1 M
1633	1.6 A	1.6 M
3000	3 A	3 M
4083	4 A	4 M
7500	7.5 A	7.5 M
12000	12 A	12 M.

Para cambiar las poleas retire la banda manualmente como se muestra en la figura No. 42, no se necesita

mover el motor ni las chumaceras. Coloque las poleas deseadas e instale nuevamente la banda teniendo el cuidado de alinear las poleas correctamente, de ser necesario auxiliase con un regla como se muestra en la figura No. 43.

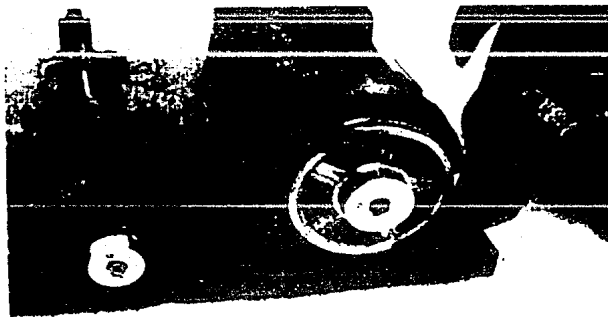


FIGURA No. 42. DESMONTAJE MANUAL DE LA BANDA.



FIGURA No. 43. ALINEACION DE LAS POLEAS.

5. Coloque la probeta de ensayo en el eje de sujeción, ver figura No. 44, atornille los opresores sólo a mano.



FIGURA No. 44 MONTAJE DE LA PROBETA EN EL EJE DE SUJECION.



6. Introduzca la probeta en el árbol de transmisión, coloque la barra guía, verifique que la marca del alojamiento y que la sección de prueba coincidan con las marcas correspondientes. Atornille fuertemente los opresores tanto los del árbol como los del eje de sujeción, auxiliándose con una llave allen. Ver figura No. 45.

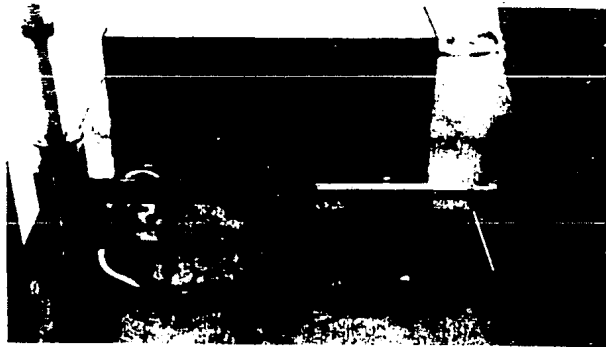
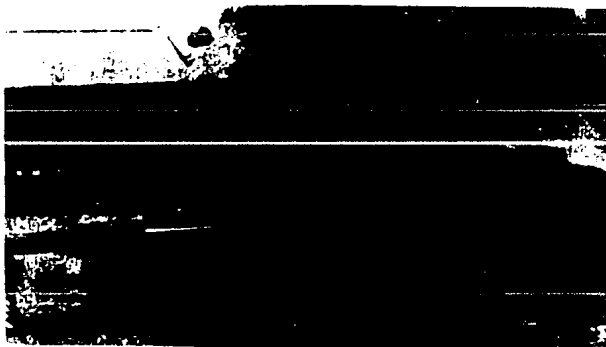


FIGURA No. 45. MONTAJE DE LA PROBETA EN EL ARBOL DE TRANSMISION.

7. Atornille fuertemente con la llave correspondiente la tuerca sobre la barra guía, teniendo cuidado de centrar la varilla ruscada. Ver figura No. 46.

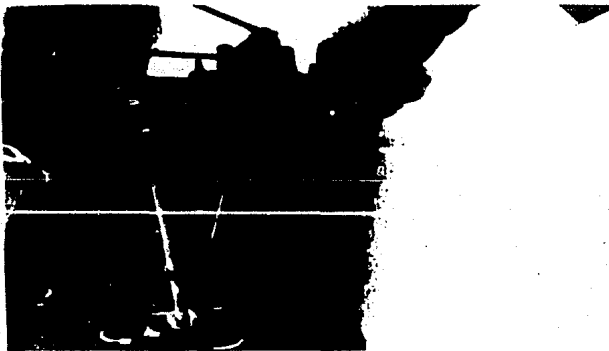


FIGURA No. 46. COLOCACION DE LA TUERCA SOBRE LA BARRA GUIA.

8. Coloque la protección de la probeta.
9. Coloque el interruptor No. 1 en la posición "1" para poner en marcha el motor, accione el interruptor No. 2 para que el contador inicie el registro de las inversiones de esfuerzo. Inmediatamente después coloque las pesas previamente seleccionadas sobre el alojamiento y atornille la tuerca. Ver figura No. 47.

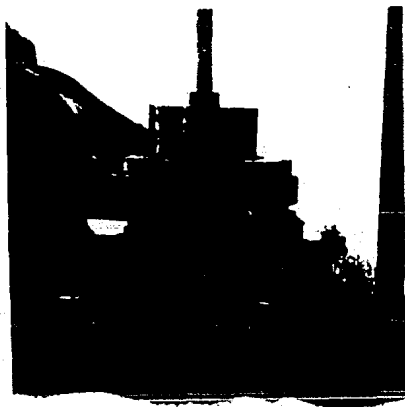


FIGURA 47. CARGAS COLOCADAS SOBRE EL ALOJAMIENTO.

**IMPORTANTE:**

Al concluir el ensayo automáticamente se detiene el motor y el contador, antes de retirar la probeta rota. Regrese el interruptor No. 1 a la posición "0", ya que de no hacerlo en el momento de retirar el eje de sujeción el motor arrancará nuevamente.

El interruptor No. 3 sirve para detener el número en la pantalla del contador cuando éste está trabajando, aun cuando el número en la pantalla esté fijo, el contador continúa registrando los ciclos en la memoria. En el momento en que el interruptor No 3 se regresa a la posición "1" se observará en la pantalla el registro de ciclos. Se recomienda que el interreuptor No.3 permanezca en la posición "1" para evitar confuciones y sólo se accione cuando se desee observar el número en la pantalla.

10. Concluido el ensayo anote el número que aparece en la pantalla del contador, este número corresponde a las inversiones de esfuerzo que el material soportó. Para borrar el número coloque el interruptor No. 2 en posición "0".

**NOTA:**

Es necesario que la probeta esté correctamente maquinada y con las dimensiones mostradas en el plano No. 4, ya que cualquier falla o deformación en ésta, provocará un ruido y una vibración anormal en la máquina, incluso si la deformación es excesiva, por efecto de la fuerza centrífuga, la probeta se flexionará y golpeará en la protección deteniendo el motor.

**MANTENIMIENTO.**

La MF-87 está diseñada para requerir un mínimo de mantenimiento. A continuación se detallan las instrucciones para proporcionar el mantenimiento adecuado.

**MANTENIMIENTO A LA BANDA.**

Cuando la banda haya perdido su tensión y sea necesario aumentarla, afloje los tornillos que sujetan el motor, proporcione la tensión adecuada a la banda, verifique la linealidad de ésta y apriete los tornillos. En ningún caso mueva las chumaceras de su lugar. El mismo procedimiento se sigue cuando sea necesario cambiar la banda (la banda utilizada por la máquina es una banda marca Gates No. 1260).

**MANTENIMIENTO A LOS RODAMIENTOS.**

el aceite de los rodamientos que soportan el árbol de transmisión es un SAE No. 10 para uso industrial que se debe

cambiar cada 5,000 horas de trabajo, para ello se recomienda el siguiente procedimiento:

1. Retire las protecciones, la probeta en su caso, la banda y la polea del árbol.
2. Retire la tapa de los rodamientos, teniendo cuidado de no mezclarlas ya que no son intrercambiables. Ver figura No. 48.

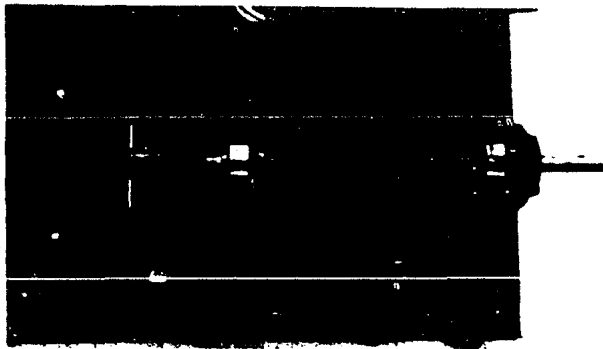


FIGURA No. 48. DESMONTAJE DE LAS TAPAS DE  
DE LOS RODAMIENTOS.

3. Retire el árbol con los rodamientos y lave éstos con petróleo refinado y filtrado, dejándolos escurrir sobre un trapo limpio. Ver figura No. 49.



FIGURA No. 49: LIMPIEZA DE LOS RODAMIENTOS.

NOTA:

No desmonte los rodamientos ni los sellos del árbol, ya que no es necesario y pueden perder su ajuste.

4. Con un trapo limpio y humedecido en petróleo limpie la base del soporte. Nunca debe usar estopa.
5. Coloque el árbol sobre el soporte y agreguese aceite. El nivel del aceite debe ser tal que cubra la mitad del elemento rodante que ocupe la posición más baja; un exceso de aceite provocará calentamiento en los rodamientos.

6. Aplique sellador en las orillas del soporte y la tapa, por ejemplo shellac para juntas, coloque las tapas y atornillelas. Ver figura No. 50. Finalmente coloque las protecciones.

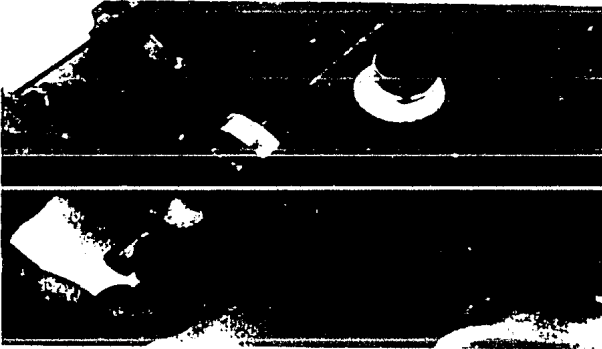


FIGURA No. 50. APLICACION DE SELLADOR AL SOPORTE Y A LA TAPA.

#### MANTENIMIENTO AL SISTEMA ELECTRONICO.

Con cierta frecuencia verifique la operación del contador, para ello auxíliese con un cronómetro o un reloj. Con el árbol girando verifique que el número de revoluciones mostrado en la pantalla del contador en un minuto, corresponda a las revoluciones marcadas en las poleas. Recuerde que la velocidad marcada en las poleas es aproximada y depende entre otros factores de la tensión de la línea donde esté conectada la máquina.

Si la diferencia es mayor al 5% se puede pensar en una falla en el conteo, para corregirla, primero con un pañuelo desechable limpie el pedazo de papel aluminio que se encuentra sobre el árbol. Ver figura No. 51.

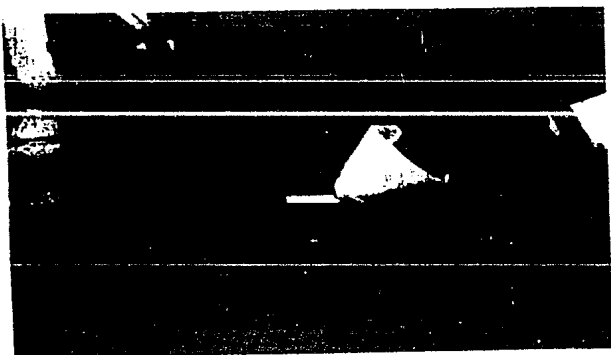


FIGURA No. 51. LIMPIEZA DEL REFLEJANTE.

Si la falla continúa afloje el tornillo que sujeta el sensor y con el motor en marcha mueva ligeramente el sensor hacia adelante, hacia atrás y también angularmente, hasta corregir la falla, una vez encontrada la posición correcta del sensor, apriete nuevamente el tornillo que lo sujeta. Si la falla continua reemplace el sensor.

**NOTA IMPORTANTE:**

Para verificar el contador los interruptores No. 2 y No. 3 deben estar en posición "1" y el interruptor de paro automático no debe estar activado.



## CAPITULO 5

## C O S T O S

Concluido el prototipo y probado a entera satisfacción, resulta de gran interés conocer el costo de reproducirlo, para ello se enlistan los costos de cada elemento que se adquiere ya fabricado, así como el costo de aquellos que se deben mandar maquilar.

Motor monofásico de 0.5 C.P. y 3450 RPM.	\$ 50,000.00
Dos chumaceras SNH 1505-M20G	137,710.00
Juego de poleas diferentes medidas	22,669.00
Maquila de las poleas	6,000.00
Banda Truflex No. 1260	1,948.00
Material para árbol y eje de sujeción	5,620.00
Maquila de árbol y eje de sujeción	35,000.00
Base de la máquina	26,000.00
Maquila de la base	7,000.00
Material para el sistema de carga	3,700.00
Maquila del sistema de carga	9,500.00
Material para las pesas	24,000.00
Maquila de las pesas	22,000.00
contador e instalación eléctrica	320,000.00
Rodamiento 6200-2Z-C3	5,625.00
Tornillería	9,000.00
Protecciones	14,000.00
Ensamble	15,000.00
Pintura	20,000.00
Material para 10 probetas	3,230.00
Maquila de 10 probetas	<u>15,000.00</u>

T O T A L : \$752,772.00

Con base en el análisis anterior, el costo de reproducir este equipo será de \$752,772.00.

**NOTA:**

Este costo se obtuvo con precios vigentes en agosto de 1987.

## C O N C L U S I O N E S

Al concluir este trabajo se superaron ampliamente los objetivos propuestos al inicio. Originalmente se propuso el diseño de un equipo de carácter didáctico, sin embargo, a lo largo del desarrollo se observó la posibilidad de crear un equipo confiable, exacto, normalizado y que podría utilizarse para fines de investigación.

El equipo desarrollado recibe el nombre de MF-87, que significa Máquina de Fatiga 1987. Comparando las características técnicas de la MF-87 con equipos similares de importación, éstos son superados en muchos aspectos, por ejemplo la MF-87 posee 6 velocidades diferentes que van desde 1,000 hasta 12,000 RPM mientras que los equipos de importación sólo operan a una velocidad.

La MF-87 puede variar el esfuerzo inducido a la probeta desde 450 hasta 11,500 kg/cm<sup>2</sup> en intervalos de 25 en 25 Kg/cm<sup>2</sup>, los equipos de importación inducen un esfuerzo máximo de 6,000 Kg/cm<sup>2</sup>.

La MF-87 está equipada con un contador electrónico de 9 dígitos que registra los ciclos de uno en uno y se detiene en el preciso instante en que la probeta se rompe, proporcionando resultados exactos. En los equipos de importación se eliminan los dos primeros dígitos y la cuenta se detiene unos instantes después que la probeta se rompe.

El costo de la MF-87 en agosto de 1987 fue de \$752,772.00 y el 100% de sus componentes se consigue en el mercado nacional. El costo de uno de los equipos de importación es de 2,860 libras esterlinas, entregado en puerto británico. En pesos \$7'200,473.00

El diseño y fabricación de la MF-87 representó muchas horas de trabajo, se pusieron en práctica muchos de los conocimientos adquiridos en la Facultad al mismo tiempo que se profundizó en temas específicos.

Al concluir exitosamente las pruebas finales del equipo se comprueba una vez más que es posible desarrollar una tecnología nacional propia, acorde a las necesidades del país y en algunos casos hasta superar la tecnología extranjera.

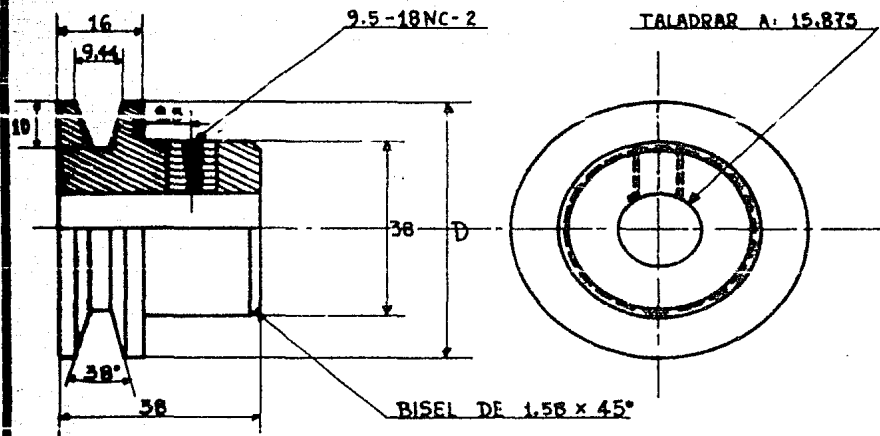
Con este trabajo también se comprueba que en la Universidad existen los recursos humanos con la capacidad suficiente para desarrollar proyectos importantes, pero por falta de recursos económicos y las facilidades necesarias éstos se ven relegados. Sería benéfico que la Facultad apoyara económicamente proyectos de esta naturaleza y de esta forma contribuir a generar tecnología nacional.

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

- Byars y Snyder, "Mecánica de Cuerpos Deformables", Representaciones y Servicios de Ingeniería, México, 1978.
- Dobrovolski V. Zblonski K., Radchik A., Erlij L., "Elementos de Máquinas", Mir, Moscú, 1980.
- Faires V.M.. "Diseño de Elementos de Máquinas", Montaner y Simón, Barcelona, 1977.
- Gates, "Manual para Diseño de Transmisiones con Bandas y Servicio-Pesado", México, 1979.
- Kurt Gieck, "Manual de Fórmulas Técnicas", Representaciones y Servicios de Ingeniería, México, 1982.
- Marks, "Manual del Ingeniero Mecánico", McGraw Hill, México, 1986.
- Oberg E., Jones F.D. y Horton H.L., "Manual Universal de la Técnica Mecánica", Labor, España, 1984.
- Popov Egor P., "Introducción a la Mecánica de Sonidos", Limusa, México, 1982.
- Shames Irving H., "Introducción a la Mecánica de los Sólidos", Prentice-Hall Internacional, Colombia, 1979.
- SKF, "Catálogo General", Alemania, 1982. "Manual de Mantenimiento y Recambio de Rodamientos", Jarrold Printing, Inglaterra, 1977. "Lubricación de Rodamientos", Suecia, 1985. "SNH Chumaceras con Soporte Bipartido", México, 1986.

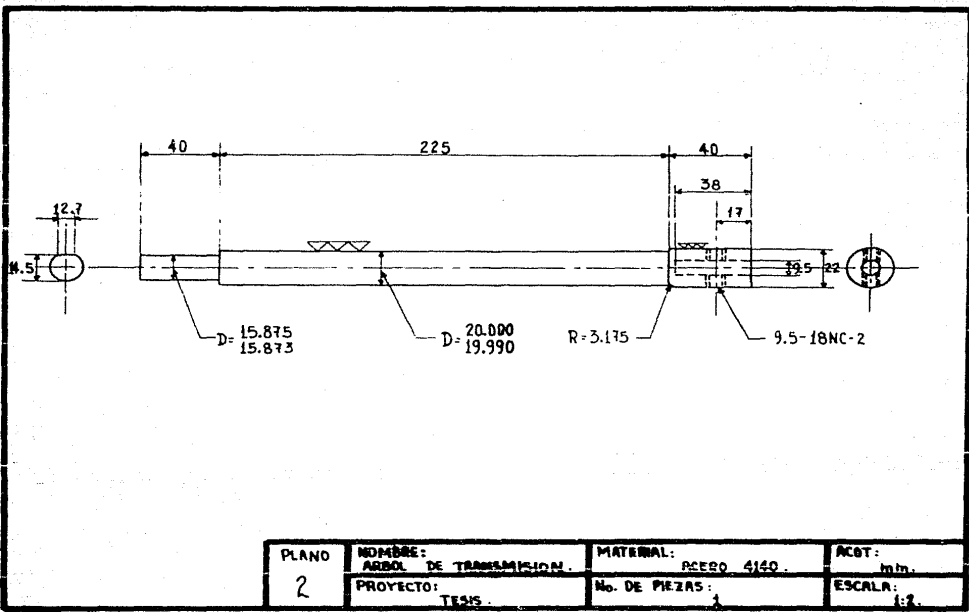
ANEXO I

PLANOS



$D_1 = 39.76$   
 $D_2 = 55.55$   
 $D_3 = 80.12$   
 $D_4 = 92.85$   
 $D_5 = 114.68$   
 $D_6 = 127.09$

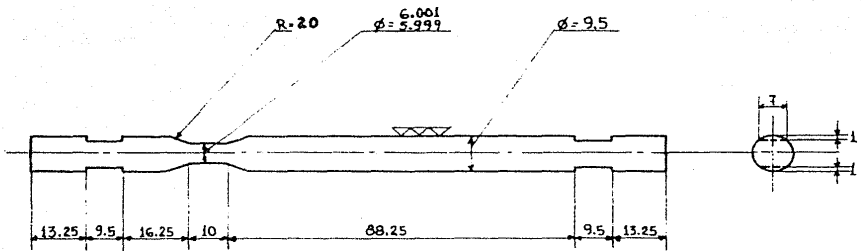
PLANO 1	NOMBRE: POLEAS.	MATERIAL: ALUMINIO.	ACOT: mm.
	PROYECTO: TESIS.	No. DE PIEZAS: 6.	ESCALA: 1:1.



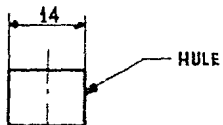
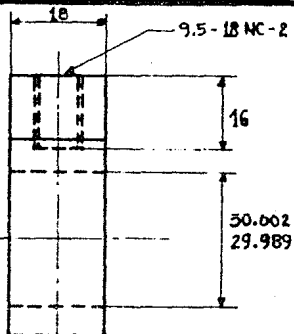
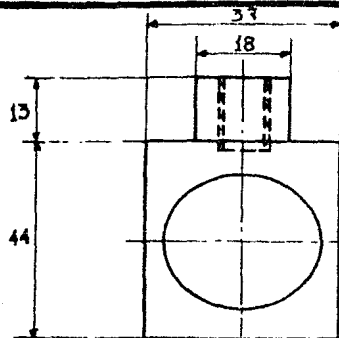
PLANO 2	NOMBRE: EJE DE TRANSMISION	MATERIAL: ACERO 4140	ACOT: mm.
	PROYECTO: TESIS	No. DE PIEZAS: 1	ESCALA: 1:1



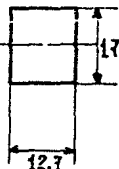
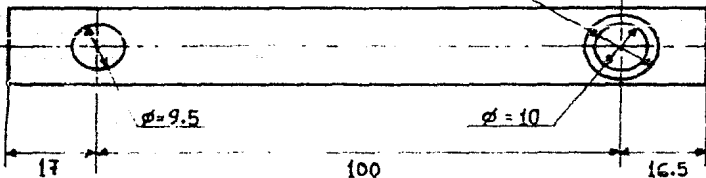




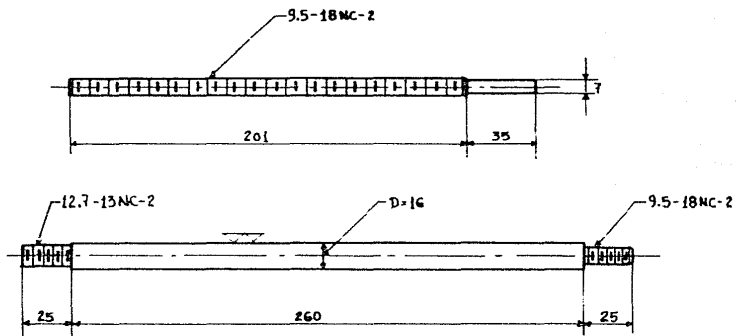
PLANO	NOMBRE:	MATERIAL:	ACOT:
4.	PROBETA.	CUALQUERA.	mm.
	PROYECTO:	No. DE PIEZAS:	ESCALA:
	TESIS.	1	1:1



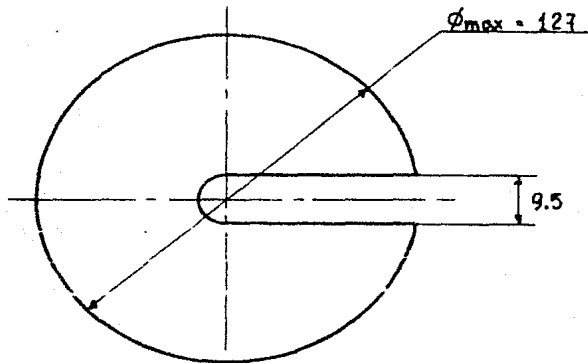
$\phi = 14$



PLANO 5	NOMBRE: SISTEMA DE CARGA.	MATERIAL: ACERO 1018	ACOT: mm.
	PROYECTO: TESIS.	No. DE PIEZAS: 1 c/a.	ESCALA: 1:1.



PLANO	NOMBRE :	MATERIAL :	ACOT :
5	SISTEMA DE CARRA.	ACERO 1018	en cm.
	PROYECTO :	No. DE PUEBOS :	ESCALA :
	TESIS.	4 Cm.	1:2.



No. DE PESAS

PESO (kg).

1	0.025
1	0.050
1	0.100
2	0.200
1	0.500
1	1
3	2
1	3

PLANO  
6

NOMBRE:  
PESAS.

MATERIAL:  
ACERO.

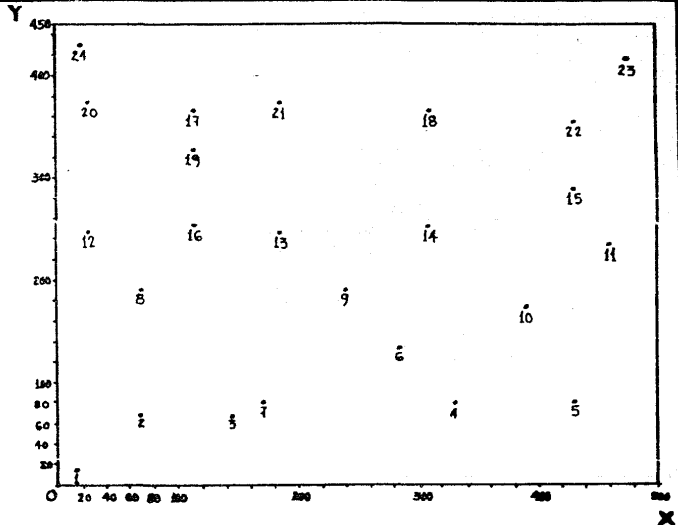
ACOT:  
mm

PROYECTO:  
TESIS.

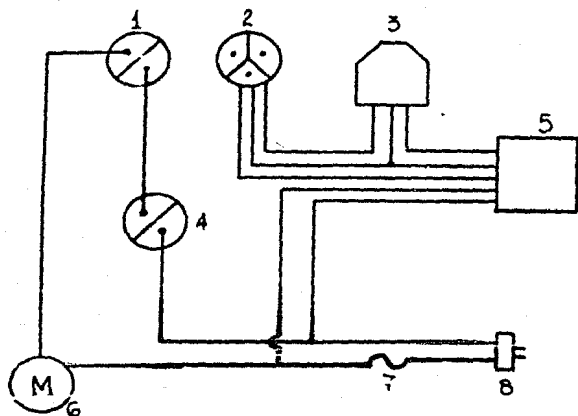
No. DE PESAS:  
11

ESCALA:

BARRENO	Ø	COORDENADAS	
		X	Y
1	6.35	15	15
2	9.5	70	70
3	9.5	145	70
4	3.175	330	80
5	3.175	430	80
6	9.5	285	135
7	9.5	170	180
8	9.5	70	192
9	9.5	240	192
10	11.11	390	175
11	9.5	460	235
12	9.5	26	245
13	9.5	186	245
14	6.35	310	255
15	3.175	430	290
16	6.35	115	255
17	6.35	115	365
18	6.35	310	365
19	12.7	115	330
20	9.5	26	375
21	9.5	186	375
22	6.35	430	355
23	12.7	474	417
24	6.35	20	430



PLANO 7	NOMBRE: BASE.	MATERIAL: ACERO, ESPESOR: 3.175	ACOT: mm
	PROYECTO: TESIS.	No. DE PIEZAS: 1	ESCALA: 1:3.333



- 1 Interruptor de paro automático del motor.
- 2 Interruptor de paro automático del contador.
- 3 Senear electrónico.
- 4 Interruptor para el arranque y paro del motor.
- 5 Contador.
- 6 Motor.
- 7 Fusible.
- 8 Toma corriente.

PLANO 8	NOMBRE: INSTALACION ELECTRICA.	MATERIAL:	ACOT:
	PROYECTO: TESIS.	No. DE PIEZAS:	ESCALA:

A N E X O 2

NORMA ISO 1143





INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

## Metals — Rotating bar bending fatigue testing

*Métaux — Essais de fatigue par flexion rotative de barreaux*

First edition — 1975-11-15

UDC 669 : 620.178.3

Ref. No. ISO 1143-1975 (E)

Descriptors : metal products, metal bars, tests, bend tests, fatigue tests

## FOREWORD

ISO (the International Organization for Standardization) is a worldwide federation of national standards institutes (ISO Member Bodies). The work of developing International Standards is carried out through ISO Technical Committees. Every Member Body interested in a subject for which a Technical Committee has been set up has the right to be represented on that Committee. International organizations, governmental and non-governmental, in liaison with ISO, also take part in the work.

Draft International Standards adopted by the Technical Committees are circulated to the Member Bodies for approval before their acceptance as International Standards by the ISO Council.

Prior to 1972, the results of the work of the Technical Committees were published as ISO Recommendations; these documents are now in the process of being transformed into International Standards. As part of this process, Technical Committee ISO/TC 17 has reviewed ISO Recommendation R 1143 and found it technically suitable for transformation. International Standard ISO 1143 therefore replaces ISO Recommendation R 1143:1969 to which it is technically identical.

ISO Recommendation R 1143 was approved by the Member Bodies of the following countries:

Australia	Israel	South Africa, Rep. of
Brazil	Italy	Spain
Canada	Japan	Sweden
Czechoslovakia	Korea, Rep. of	Switzerland
Denmark	Netherlands	Thailand
Finland	Norway	Turkey
Egypt, Arab Rep. of	Peru	United Kingdom
Germany	Poland	U.S.A.
Hungary	Portugal	U.S.S.R.
India	Romania	

The Member Bodies of the following countries expressed disapproval of the Recommendation on technical grounds:

Belgium\*  
France

\*Subsequently, this Member Body approved the Recommendation.

The Member Body of the following country disapproved the transformation of ISO/R 1143 into an International Standard:

Japan

# Metals — Rotating bar bending fatigue testing

## 1 SCOPE

This International Standard specifies the conditions for carrying out rotating bar bending fatigue tests on test pieces having a nominal diameter between 5 mm (0.2 in) and 12,5 mm (0.5 in) without deliberately introduced stress concentrations. The tests are carried out at room temperature, in air, the test piece being rotated.

Results of fatigue tests may be affected by atmospheric conditions and where controlled conditions are required, sub clause 2.1 of ISO/R 554 applies.

## 2 FIELD OF APPLICATION

Tests are made to determine fatigue properties such as the *S/N* curve described in ISO/R 373.

## 3 REFERENCES

ISO/R 373, *General principles for fatigue testing of metals.*

ISO/R 554, *Standard atmospheres for conditioning and/or testing — Standard reference atmosphere — Specifications.*

## 4 PRINCIPLE OF TEST

Nominally identical test pieces are used, each being rotated and subjected to a bending moment. The forces giving rise to the bending moment do not rotate. The test piece may be mounted as a cantilever, with single-point or two-point loading, or as a beam, with four-point loading. The test is continued until the test piece fails or until a pre-determined number of stress cycles has been exceeded. (See clause 11.)

NOTE — For definitions of failure, see ISO/R 373.

## 5 SYMBOLS AND DEFINITIONS

In this International Standard the following symbols are used:

Symbol	Definition
$D$	Diameter of the gripped or loaded end of the test piece
$d$	Diameter of the test piece where the stress is a maximum
$r$	Radius <sup>11</sup> at the ends of the test section which starts the transition from the test diameter $d$

Further symbols and definitions relating to fatigue testing are given in ISO/R 373.

## 6 SHAPE AND SIZE OF TEST PIECE

### 6.1 Forms of test section

The test section may be

- a) cylindrical, with tangentially blending fillets at one or both ends (see figures 1, 4 and 5);
- b) tapered (see figure 2);
- c) toroidal (see figures 3, 6 and 7).

In each case the test section shall be of circular cross-section.

The form of test section may be dependent on the type of loading to be employed. While cylindrical or toroidal test pieces may be loaded as beams, or as cantilevers with either single-point or two-point loading, the tapered form of test

<sup>11</sup> This radius need not be a true arc of a circle over the whole of the length between the end of the test section and the start of the enlarged ends for the test pieces shown in figures 1, 4 and 5.

piece is used only as a cantilever with single-point loading. Figures 1 to 7 show, in schematic form, the bending moment and nominal stress diagrams for the various practical cases.

The volumes of material subjected to high stresses are not the same for different forms of test piece, and they may not necessarily give identical results. The test in which the largest volume of material is highly stressed is preferred.

Experience shows that, for threaded test pieces of certain material, a ratio of at least 3 : 1 between the cross sectional areas of the test portion and the threaded section is desirable.

**NOTE** - In tests on certain materials a combination of high stress and high speed may cause excessive heating of the test piece. This effect may be reduced by subjecting a smaller volume of the material to the specified stress. If the test piece is cooled, the medium shall be such that it does not react with the material of the test piece.

## 6.2 Diameter of test piece

All the test pieces employed for a fatigue determination shall have the same nominal diameter,  $d \pm 0,05$  mm (0,002 in).

The nominal value of the diameter,  $d$ , shall be between 5 mm (0,2 in) and 12,5 mm (0,5 in). The recommended values of  $d$  are 6 mm (0,25 in), 7,5 mm (0,3 in), and 9,5 mm (0,375 in).

For the purpose of calculating the load to be applied to obtain the required stress, the actual minimum diameter of each test piece shall be measured to an accuracy of 0,01 mm (0,000 5 in). Care shall be taken during the measurement of the test piece prior to testing to ensure that the surface is not damaged.

On cylindrical test pieces subject to constant bending moment (see figures 4 and 5) the parallel test section shall be parallel within 0,025 mm (0,001 in). For other forms of cylindrical test pieces (see figure 1) the parallel test section shall be parallel within 0,05 mm (0,002 in). The transition fillets at the ends of the test section shall have a radius not less than  $3d$ . For toroidal test pieces, the section formed by the continuous radius shall have a radius not less than  $5d$ .

## 7 PREPARATION OF TEST PIECE

### 7.1 Method of machining

It is necessary to ensure that any cutting or machining operation required, either to rough the test piece out from a blank or to machine it to size, does not alter the metallurgical structure or properties of the test piece. All cuts taken in machining shall be such as to minimize work-hardening of the surface of the test piece. Grinding may be used particularly in finishing to size test pieces of the harder steels, but an adequate supply of coolant shall be ensured so as to avoid undue heating of the surface. (See sub clause 4.2 of ISO/R 373.)

Throughout any machining or grinding procedures, the tool or cutter sharpness and setting, the conditions of the wheel and the grinding machine and speeds and feeds shall conform with good workshop practice for the material commensurate with the requirements of 7.2, 7.3 and 7.4.

### 7.2 Turning

It is recommended that the following procedures should be adopted:

7.2.1 In rough turning the test piece from a diameter  $x + 5$  mm ( $x + 0,2$  in) ( $x$  will generally be the diameter,  $d$ , plus a suitable allowance for surface finishing) to  $x + 0,5$  mm ( $x + 0,02$  in), a succession of cuts of decreasing depth should be made, the recommended depths of cuts being as follows:

1,25 mm	(0,05 in)
0,75 mm	(0,03 in)
0,25 mm	(0,01 in)

7.2.2 From a diameter of  $x + 0,5$  mm ( $x + 0,02$  in) to  $x$ , a further succession of cuts of decreasing depth should be made, the recommended depths of these cuts being as follows:

0,125 mm	(0,005 in)
0,075 mm	(0,003 in)
0,05 mm	(0,002 in)

For these finishing cuts, a feed not exceeding 0,06 mm (0,002 5 in) per revolution should be used.

### 7.3 Grinding

For test pieces in material which cannot be readily turned, it is recommended that the finishing operations be carried out by grinding. Where the strength properties of the material are developed in heat treatment, this heat treatment may be carried out after rough turning to a diameter of  $x + 0,5$  mm ( $x + 0,02$  in).

The test piece shall then be ground to size. A succession of cuts of decreasing depth shall be made, the recommended values being as follows:

- 0,030 mm (0,001 2 in) depth of cut to 0,1 mm (0,004 in) oversize;
- 0,005 mm (0,000 2 in) depth of cut to 0,025 mm (0,001 in) oversize;
- 0,002 5 mm (0,000 1 in) depth of cut to size.

### 7.4 Surface finishing

When the test piece has been machined or ground to diameter  $x$ , it shall be polished either by hand or by machine, using successively finer grades of abrasive papers or cloths. The polishing shall generally be in the longitudinal direction, although intermediate stages may be done in any direction to ensure that longitudinal scratches made by the coarser grades of abrasive papers or cloths are removed.

The polishing sequences employed shall be such that the finished test section has a surface texture of at least  $0,025 \mu\text{m}$  (centreline average). It will usually be found satisfactory to arrange the sequence of polishing so that the last paper used is 600 grade waterproof, silicon carbide paper.

### 7.5 Storage prior to testing

If there is an interval between final preparation and testing of the test pieces, they shall be examined by appropriate means to ensure that no deterioration of the surface has taken place during the storage period. If there is any deterioration, the test piece shall be re-polished to remove any surface defects, for example corrosion pits.

**NOTE** - The procedures given in 7.2, 7.3 and 7.4 represent standard practice for a wide range of materials. It should not be inferred that they are wholly applicable to all materials and to all heat-treated conditions of these materials. For example, the allowance of  $0,5 \text{ mm}$  ( $0,02 \text{ in}$ ) on diameter, for heat treatment prior to final grinding to size, may not be adequate. The purpose of this allowance is to permit the removal of surface phenomena associated with the heat treatment procedure, such as decarburization, distortion, etc.; the allowance used in practice shall be sufficient to ensure the complete removal of any features associated with such effects.

Some fatigue investigations may be undertaken to study the behaviour of material with particular surface finishes (for example rough machined, fine machined or in the "as received" condition) in which case special conditions would apply.

### 8 MOUNTING OF TEST PIECE

Each test piece shall be mounted in the testing machine in such a manner that stresses at the test section other than those imposed by the applied load are avoided.

If the bearings transmitting the load are secured to the test piece by means of split collets, in certain cases it may be desirable for these to be positioned and fully tightened before the test piece is mounted in the testing machine, in order to prevent an initial torsional strain being imparted. A similar practice may be necessary if the method of securing is by means of an interference fit.

To avoid vibration during the test, co-axiality of the test piece and the driving shaft of the testing machine shall be maintained within close limits. Permissible tolerances are  $\pm 0,025 \text{ mm}$  ( $\pm 0,001 \text{ in}$ ) at the chuck end and  $\pm 0,013 \text{ mm}$  ( $\pm 0,0005 \text{ in}$ ) at the free end - if there is one - for single-point and some types of two-point loading testing machines. For other types of rotating bending fatigue testing machines, the tolerance on eccentricity measured at two places along the actual test section is  $\pm 0,013 \text{ mm}$  ( $\pm 0,0005 \text{ in}$ ). The required degree of co-axiality shall be established before applying any load.

**NOTE** - The recommendations of the test machine manufacturer shall be followed when mounting test pieces in the machine.

### 9 SPEED OF TESTING

It is recommended that tests be carried out within the

speed range 1 000 to 9 000 cycles per minute. Speeds which cause whirling of the test piece shall be avoided.

### 10 APPLICATION OF LOAD

The general procedure for attaining full-load running conditions shall be the same for each test piece. The testing machine shall be switched on and the desired speed attained before application of load is commenced. The load shall then be applied incrementally or continuously until the required value is attained without shock and as quickly as is convenient. Small adjustments in operating speed can then be made if a particular frequency is required.

The accuracy of the applied bending moment shall be 1 %.

### 11 ENDURANCES

The predetermined number of cycles at which a test is discontinued will generally depend on the material being tested. The  $S/N$  curve for certain materials shows a distinct change in slope in a given number of cycles such that the latter part of the curve is parallel to the horizontal axis. With other materials the shape of the  $S/N$  curve may be a continuous curve which will eventually become asymptotic with the horizontal axis. Where  $S/N$  curves of the first type are experienced, it is recommended that the endurance to be used as a basis for the determination be  $10^7$  cycles and, for the second type,  $10^8$  cycles.

### 12 TEST REPORT

In reporting fatigue data, the test conditions shall be clearly defined and the test report shall include details of the following:

12.1 The material tested and its metallurgical characteristics. Reference can usually be made to the appropriate International Standard to which the material was produced.

12.2 The method of stressing and the type of machine used. When calibration of the testing machine does not comply with the appropriate part of this International Standard, the method used shall be indicated.

12.3 The type, dimensions and surface condition of the test piece and the points of load application.

12.4 The frequency of the stress cycles.

12.5 When practicable, the temperature of the test piece, if this is significantly higher than that of the test environment.

12.6 The range of relative humidity if this is outside the range of 50 to 70 %. The range of relative humidity shall be measured every day throughout the duration of the test.

**12.7** The criterion of the end of the test, i.e. its duration (for example  $2 \times 10^4$  cycles), or complete failure of the test piece, or some other criterion (see note 1).

**12.8** Any deviations from the required conditions during the test.

**12.9** Thermal treatment, if any, given to the test piece.

**NOTES**

1 In the majority of fatigue determinations the criterion of failure is either the occurrence of a visible fatigue crack or complete fracture. It should be noted, however, that in particular applications other criteria, for example plastic deformation of the test piece or rate of crack propagation, may be adopted to determine the end of the test.

2 Test results may be presented graphically. Appropriate forms of presentation are illustrated in ISO/R 373.

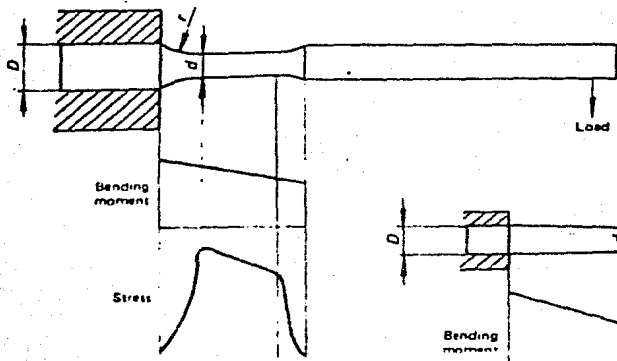


FIGURE 1 - Parallel test piece - single-point loading

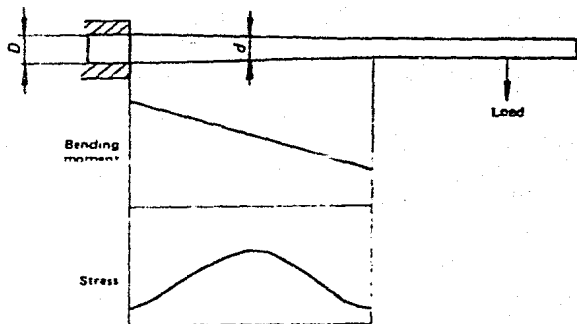


FIGURE 2 - Tapered test piece - single point loading

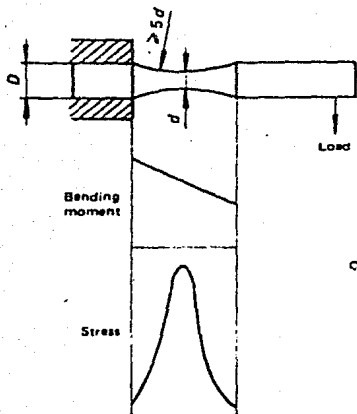


FIGURE 3 - Toroidal test piece - single-point loading

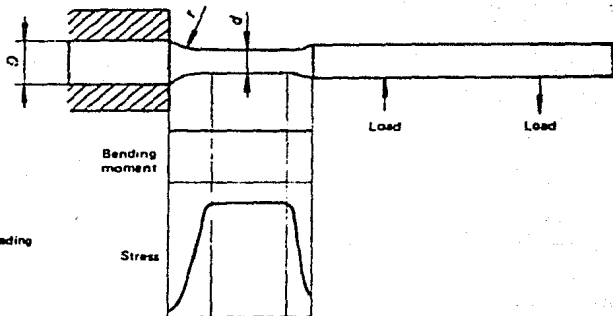


FIGURE 4 - Parallel test piece - two-point loading

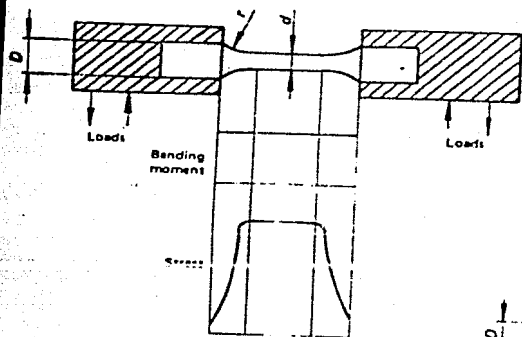


FIGURE 5 - Parallel test piece - four-point loading

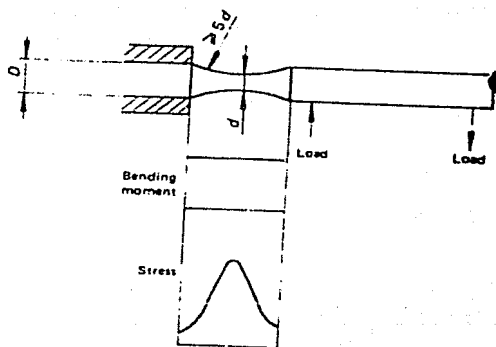


FIGURE 6 - Toroidal test piece - two-point loading

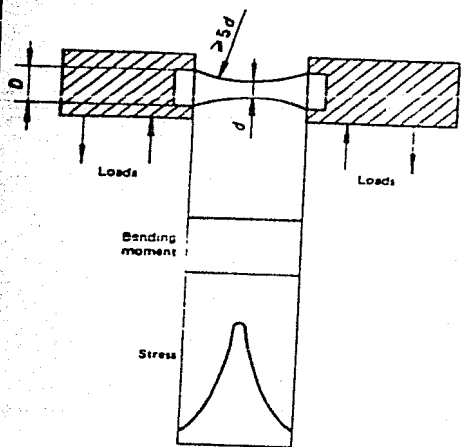


FIGURE 7 - Toroidal test piece - four-point loading