

TUES
1503
T628d
1996
Ej. 2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
INGENIERIA MECANICA



**"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA
PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXION
ROTATIVA EN MATERIALES METALICOS"**

PRESENTADO POR:

13100861
15100861

JOSE MANUEL DE JESUS TOBAR RECINOS

PARA OPTAR AL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO



CIUDAD UNIVERSITARIA, ABRIL DE 1996

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR : DR. BENJAMIN LOPEZ GUILLEN

SECRETARIO GENERAL: LIC. ENNIO ARTURO LUNA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO : ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR

SECRETARIO : ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR : ING. RIGOBERTO VELAZQUEZ PAZ



**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

Trabajo de Graduación previo a la opción al grado de:

INGENIERO MECANICO

Título : "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA
PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXION
ROTATIVA EN MATERIALES METALICOS"

Presentado por : JOSE MANUEL DE JESUS TOBAR RECINOS

Trabajo de Graduación aprobado por:

Coordinación : ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

Asesor : ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES

SAN SALVADOR, ABRIL DE 1996

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Coordinador y Asesor: ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

Asesor : ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES

INDICE

CAPITULO I

	PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES Y ANTECEDENTES DE PRUEBAS DE FATIGA	
1.0	Propiedades mecánicas fundamentales de los materiales	1
1.1	La fatiga de los materiales mecánicos	3
1.1.1	Definición	4
1.1.2	Característica de la rotura	4
1.1.2.1	Endurecimiento de deformación	4
1.1.2.2	Bandas de deslizamiento	6
1.1.2.3	Iniciación y Propagación de la grieta	7
1.1.3	Resistencia y límite a la fatiga del hierro y del acero	10
1.1.4	Relación entre esfuerzo y deformación durante la fatiga	17
1.2	Máquinas para pruebas de fatiga	20
1.2.1	Antecedentes	20
1.2.2	Clasificación	26
1.2.2.1	Máquina de esfuerzos axiales	31
1.2.2.2	Máquinas de esfuerzo por flexión	42 •
1.2.2.3	Máquinas de esfuerzo por torsión	58
1.3	Probetas para efectuar ensayos de fatiga	70
1.3.1	Acabado superficial de las probetas	70 •
1.3.2	Tamaño de las probetas	72 •
1.3.3	Velocidad de ciclo en el ensayo	72 •
1.3.4	Formas de las probetas	73
1.3.5	Probetas para ensayos de esfuerzos axiales	73
1.3.6	Probetas para ensayos de flexión	75 •
1.4	Propuesta del prototipo para máquina de fatiga de flexión rotativa	82
1.5	Fabricación de la probeta	84
1.5.1	Proceso de fabricación de las probetas	85

CAPITULO II

ANALISIS Y DISEÑO DE LA MAQUINA

2.0	Diseño de máquina de pruebas de fatiga de flexión rotativa	89 °
2.1	Diseño del sistema mecánico	92
2.1.1	Determinación de la potencia de la máquina	92
2.1.1.1	Análisis estatico del eje	93
2.1.1.2	Selección de rodamiento	95
2.1.1.3	Potencia de rozamiento	97
2.1.2	Determinación del diámetro del eje	99
2.1.3	Selección de faja	107
2.1.3.1	Longitud de la faja	107
2.1.3.2	Número de fajas necesarias	108
2.1.4	Diseño de soporte de la máquina	109
2.1.5	Determinación de los materiales a ensayar	110
2.1.6	Diseño del sistema de carga	112
2.2	Diseño del sistema eléctrico	115
2.2.1	Factores a considerar para la selección del motor	113
2.2.2	Circuito eléctrico	115
2.2.2.1	Sistema de protección	116
2.2.2.2	Sistema de control	116
2.3	Diseño del sistema digital	117
2.3.1	Fuente de energia	118
2.3.2	Censor optico del motor	119
2.3.4	Conteo de ciclos	119
2.3.5	Transducción de falla	121

CAPITULO III

PROCESO DE FABRICACION Y MANUALES DE CONSTRUCCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO.

3.1	Proceso de fabricación	122
3.1.1	Objetivos	122

3.1.2	Programación	123
3.1.2.1	Metodos de programación de gantt	124
3.2	Manual de construcción	127
3.3	Manual de operación	144
3.4	Manual de mantenimiento	146

CAPITULO IV

PRUEBA Y ANALISIS DE RESULTADOS

4.0	Prueba y análisis de resultados	148
4.1	Generalidades	148
4.2	Preparación de la Probeta	149
4.3	Resultados de la Probeta	149
4.4	Características de la Fractura de las probetas	163
4.5	Observaciones	164
4.6	Conclusiones	165
4.7	Recomendaciones	166
	Guía de Laboratorio	167
	Bibliografía	173

ANEXOS

ANEXOS A

TABLAS:

A-1	Valores de Duración L10 para diferentes clases de Máquina	176
A-2	Selección de rodamiento de bola o rótula	177
A-3	Selección de rodamiento de bola a rótula con manguito de fijación	177
A-4	Selección de Soporte de pie	178
A-5	Coefficiente de fricción para rodamientos	178

ANEXO B

FIGURAS:

B-1	Acabado superficial	179
B-2	Consentradores de esfuerzos para barra de sección circular con agujero	179

B-3	Concentradores de esfuerzo para de sección circular con estrechamiento	180
B-4	Curvas de sensibilidad a la Muesca	180
B-5	Propiedades de sección para ejes	181

TABLAS

B-1	Factores generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales	181
-----	--	-----

ANEXO C

FIGURAS

C-1	Factores de Corección K1, para el ángulo de contacto en bandas	182
-----	--	-----

TABLA

C-1	Factores de Servicio	183
C-2	Elección de la Sección	183
C-3	Designación de Correas	184
C-4	Potencia transmisible por banda	184
C-5	Factor de corrección K2 para longitud de banda	185

ANEXO D

TABLAS

E-1	Selección de equipo para protección de motores	188
E-2	Selección de contactores	189

ANEXO F

Planos	190
--------	-----------	-----

INTRODUCCION

El desarrollo industrial conlleva al uso y producción de nuevos materiales de ingeniería como por ejemplo: materiales de alta resistencia empleados para la fabricación de elementos de máquinas, componentes estructurales, etc., originando así, la necesidad de conocer con mayor exactitud, el comportamiento mecánico del material a utilizar.

Dicho comportamiento mecánico del material se puede conocer a través de sus propiedades mecánicas fundamentales.

Las cuales se determinan en pruebas de ensayo que se efectúan en máquinas especiales bajo condiciones controladas de laboratorio.

Estas propiedades específicas del material, representan parte primordial del diseño de cada elemento, volviéndose más exigente, cuando existen condiciones que generan esfuerzos combinados que varían con el tiempo. Esto nos lleva a un detallado análisis del fenómeno de la fatiga, que es el estudio de los materiales cuando están sujetos a cargas que varían con el tiempo para evitar posibles fallas del metal o del elemento.

Resulta entonces de mucha importancia, poder obtener resultados, específicamente de resistencia a la fatiga, de materiales metálicos producidos por la industria nacional.

Debido a la inexistencia de máquinas para pruebas de ensayo de fatiga en materiales metálicos en nuestro país es que se hace la propuesta, en el presente trabajo de graduación de diseñar y construir una máquina para efectuar dichas pruebas de fatiga.

Por lo tanto, el trabajo contempla en el capítulo I un estudio del fenómeno Fatiga, sus características, etapas y factores; así como una revisión de la historia, máquinas de ensayos desarrolladas y Probetas, que optimicen la selección, diseño y construcción de una máquina tipo flexión rotativa de acuerdo a necesidades, requerimientos de construcción y funcionamiento que más se adecuen a nuestro medio.

El Capítulo II se basa en el diseño y dimensionamiento de la máquina de prueba de fatiga, por flexión rotativa, con carga de voladizo, partiendo de la condición de que un valor de carga establecido es aplicado a la máquina y considerando la viabilidad de que esta máquina sea económica, práctica y sencilla.

El Capítulo III incluye primeramente los diferentes factores que influyen en la decisión de selección del proceso de fabricación para la máquina de pruebas de flexión rotativa, posteriormente se contempla la construcción de esta, la cual comprende la presentación de las instrucciones para elaborar cada componente, y finalmente, se elaboro el manual de instrucciones de operación y mantenimiento, con el propósito de garantizar la correcta utilización de la máquina y el alargamiento de su vida útil.

Y en el Capítulo IV se presentan los resultados obtenidos de las pruebas de fatiga de flexión rotativa, así como conclusiones y recomendaciones basadas en dichos resultados; además, se ha elaborado una guía de laboratorio para trazar la gráfica (S-N) de un material determinado.

CAPITULO I

**PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES
Y ANTECEDENTES DE PRUEBAS DE FATIGA**

1.0 PROPIEDADES MECANICAS FUNDAMENTALES DE LOS MATERIALES

En la historia de la humanidad el Renacimiento constituye una etapa importante debido a que marca el inicio del desarrollo de las ciencias, época en que se efectúan las primeras experiencias documentadas sobre el estudio de los materiales. Fué así que hombres de ciencia, como Galileo, Hook, Mariotte, John y Jacob Bernulli, plantearon los primeros conocimientos básicos relacionados con el comportamiento, resistencia y otras propiedades mecánicas de los materiales, iniciándose así los ensayos de materiales.

Conocer el comportamiento de un material involucra el estudio de sus propiedades mecánicas bajo un amplio rango de condiciones; así como la realización de ensayos específicos necesarios para obtener una información completa.

No debe inferirse, excepto en casos particulares, de que todas las propiedades deban determinarse, ya que para un propósito específico, solo es necesario recabar los datos acerca de las propiedades que puedan influir en el costo y en el servicio.

Las propiedades mecánicas pueden definirse como aquellas que están relacionadas con el comportamiento de un material bajo fuerzas aplicadas.

Las propiedades mecánicas fundamentales en los materiales son: la resistencia, la rigidez, la elasticidad, la plasticidad y la capacidad energética. Estas propiedades se expresan en cantidades que son función del esfuerzo o de la deformación o ambas.

- a) La Resistencia en su concepción amplia, se refiere a la capacidad de una estructura o máquina para soportar cargas sin fallar, lo que puede ocurrir por la ruptura debida al esfuerzo excesivo o como resultado de que un esfuerzo limitativo haya sido excedido.
- b) La rigidez esta relacionada con la magnitud de la deformación que ocurre bajo las cargas aplicadas, dentro del rango de comportamiento elástico. Se mide por el "modulo de elasticidad".
- c) La elasticidad es aquella propiedad de un material, por virtud de la cual las deformaciones causadas por algún esfuerzo, desaparecen al removersele.

- d) La plasticidad (más no el módulo de elasticidad), se refiere a la capacidad de un material para deformarse en el rango de elástico-plástico, sin que ocurra ruptura.
- e) La capacidad de un material para absorber energía elástica depende de la resistencia y la rigidez; la capacidad energética en el rango de acción elástica se denomina Resiliencia (Cantidad de Energía liberada por unidad de volumen al remover la carga); la energía requerida para romper un material, se toma como la medida de su tenacidad (Capacidad de un metal para absorber energía y deformarse plásticamente antes de fracturarse). [3]

1.1 LA FATIGA EN LOS MATERIALES METALICOS

La mayor parte de los elementos de máquina, estructuras metálicas, etc., están sometidas a la acción de esfuerzos variables que se repiten con cierta frecuencia, tales como bielas, árboles de transmisión, ejes, resortes, puentes, rieles, etc.

Se ha comprobado, experimentalmente, que es posible producir la rotura de un material con cargas variables inferiores a la de rotura por tensión; e incluso, al valor del límite elástico, siempre que actúen los esfuerzos durante un tiempo suficiente. A este fenómeno se le conoce de forma amplia con el nombre de Fatiga. [2]

1.1.1 DEFINICION

La Fatiga es la fractura de un material debido a un proceso de agrietamiento progresivo en el que, el cuerpo sometido a carga fluctuante o cíclicas, desarrolla una grieta que crece paulatinamente hasta alcanzar un tamaño crítico, después del cual sobreviene la fractura en forma instantánea.

[7]

1.1.2 CARACTERISTICA DE LA ROTURA

Aunque la causa fundamental del fenómeno de rotura por fatiga no se conoce en forma detallada, sí existen ciertas características de como se desarrolla este fenómeno:

- La Fatiga viene precedida, generalmente, por endurecimiento por deformación.
- La iniciación de la rotura viene precedida, generalmente, por la aparición de bandas de deslizamiento.
- La rotura siempre se inicia en la superficie, excepto cuando se tiene grietas pre-existentes, como inclusiones, poros, rechupes y fisuras del material.

1.1.2.1 ENDURECIMIENTO POR DEFORMACION

La Fatiga, al menos en condiciones de laboratorio, está siempre relacionada con el endurecimiento por deformación.

Este endurecimiento parece que procede muy rápidamente durante las primeras etapas de aplicación de la carga de fatiga y continúa aumentando a una velocidad casi imperceptible para el resto de la vida de fatiga del material.

No se conoce con certeza en que grado el mecanismo de endurecimiento por deformación contribuye a la rotura por fatiga, puesto que se pueden observar dos efectos opuestos:

a) Si un material se carga en condiciones de fatiga, por debajo de un cierto valor límite característico del material, para un número dado de ciclos, entonces la vida de fatiga en condiciones de trabajo aumentan. Este efecto se conoce como coxing y se considera que es el resultado de envejecimiento por deformación restringido.

b) Si la carga de tensión de trabajo previo se hace a un nivel de tensión más alto que el límite mencionado anteriormente, entonces la vida de fatiga en trabajo se acorta y se dice que se ha producido deterioro.

Todos los metales exhiben el segundo efecto en la sobretensión, pero el primer efecto se encuentra, solo en aquellos que representan un efecto conocido, como límite de fatiga. El deterioro es, generalmente, el resultado de la creación de grietas submicroscópicas dentro del material.

1.1.2.2 BANDA DE DESLIZAMIENTO

En condiciones de laboratorio, el comienzo de la fatiga viene precedido siempre por la aparición de bandas de deslizamiento en la superficie del material. Algunas de estas bandas de deslizamiento difieren de las bandas de deslizamiento de tipo "Normal", en que el deslizamiento parece ser mucho más concentrado y direccional. Es como si fuentes de dislocaciones positivas y negativas se engendraran simultáneamente a partir del mismo centro pero separadas por un número de espacios atómicos. Esto acaba en dos efectos característicos conocidos como Extrusión e Intrusión, respectivamente.

Extrusión: es el efecto que resulta cuando, bajo deformaciones plásticas, una tira de metal empieza a salir de la superficie de un cristal individual para formar un cerro o arruga, como se muestra en la figura 1.3.1.

Intrusión: es el proceso inverso, cuando se forma una ranura en la superficie individual.

Los mecanismos no están completamente aclarados, pero parece casi completamente cierto, que la rotura por fatiga debe comenzar a partir de una intrusión en alguna etapa del desarrollo de ésta y tiende a propagarse en los mismos planos cristalográficos o estrechamente paralelos. [4]

1.1.2.3 INICIACION Y PROPAGACION DE LA GRIETA

Una grieta de fatiga, excepto en condiciones no frecuentes de distribución de tensión, empieza siempre en una superficie libre y parece iniciarse a partir de una intrusión. Debido a que las intrusiones se forman mejor en las superficies libres externas de un cristal, la fractura casi siempre empieza en algunas superficies externa de un material.

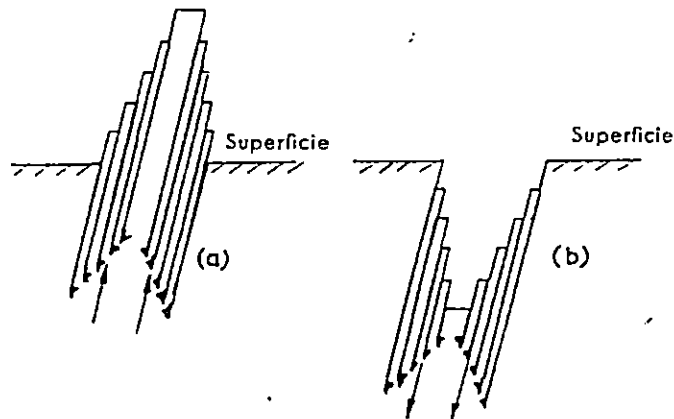


Fig. 1.3.1. Dislocaciones de signos opuestos que se mueven en grupos en la misma dirección en planos adyacentes. Cerca de una superficie libre de un material bajo tensión de cizalladura alternativa y que produce (a) Extrusión, (b) intrusión.

Una vez empezada en el plano cristalinográfico de una intrusión (o próxima a él), la grieta se propagará hacia adelante en la dirección de la intrusión, hasta que alcance un borde de grano interno. El borde de grano detendrá

entonces la propagación, como en un proceso de deslizamiento normal, hasta que el desarrollo de la deformación interna continuada, suministre energía suficiente para permitir que la grieta se extienda al cristal adyacente. El desarrollo en el cristal adyacente continuará en el plano cristalográfico tan estrechamente paralelo como sea posible a la dirección original de la instrucción y, al mismo tiempo, tan próximo como sea posible en dirección del plano de la tensión activante.

El comienzo y breve desarrollo de una grieta a través de uno o unos pocos cristales, puede atenuar la condición de tensión local inmediata y la propagación puede cesar, entonces se puede iniciar otra grieta en otra área y seguir la misma secuencia.

Alternativamente una grieta se puede extender lentamente hacia afuera a partir de un origen, disminuyendo la velocidad en los bordes del grano, pero conservándose, en general, de forma concéntrica con el origen. Este tipo de desarrollo de una grieta parece proseguir hasta el límite de la distancia a la que las bandas de deslizamiento se han desarrollado en intensidad suficiente, para permitir la propagación a lo largo de ella y, entonces llegan a descansar por algún tiempo. Una pausa es seguida por un paso posterior, a continuación otra pausa, etc., dando lugar a las marcas llamadas

"Concoidales" o de "marea" que, con frecuencia, se ven en la superficie de la fractura por fatiga (fig. 1.3.2.)

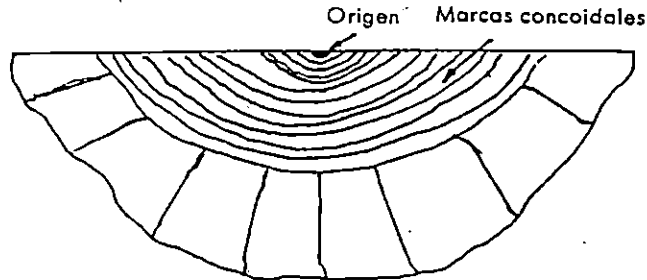


Fig. 1.3.2 Marcas Concoidales, que se ven a veces en la cara de fractura de una rotura por fatiga, extendiéndose a partir del punto de origen de la rotura.

En resumen, esta secuencia puede

- I) Seguir en línea recta a través de la sección normal,
- II) Llegar a detenerse y no continuar posteriormente, o
- III) Reducir de tal modo el área restante a tal grado que la rotura final es súbita y completa en una forma fibrosa o frágil como resultado de sobrecarga local densa. El modo que se seguirá depende del material y tipo de carga de tensión. [4]

1.1.3 RESISTENCIA Y LIMITE A LA FATIGA DEL HIERRO Y DEL ACERO.

El procedimiento para determinar la resistencia a la fatiga, es ensayar un número de probetas similares sometidas, cada una, a un valor particular de carga fluctuante o alterna, hasta la rotura de estas; así se obtiene una relación entre carga o esfuerzo fluctuante (S) y el número de ciclos para la fractura (N), generando la curva típica que se representa en un gráfico llamado $S - N$ (fig. 1.3.3), donde N se presenta en escala logarítmica, ya que su valor puede variar entre los miles y los millones de ciclos de esfuerzos. [2]

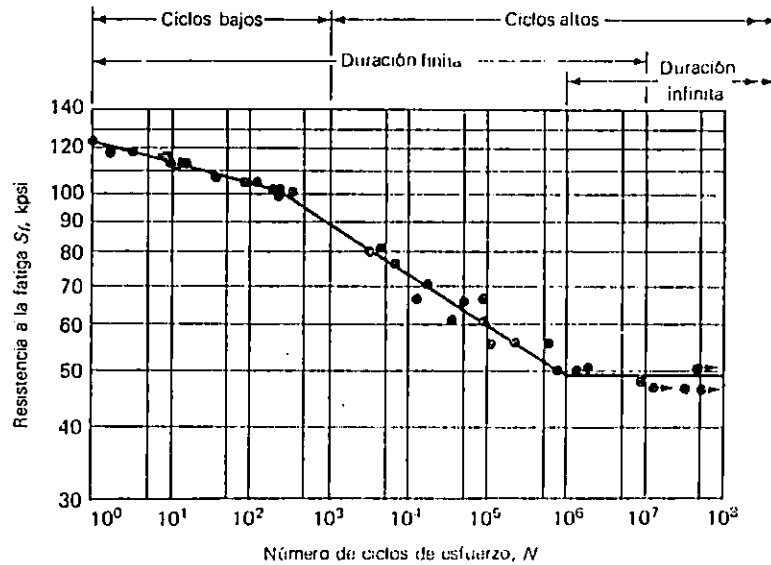


Fig. 1.3.3. Diagrama resistencia a la fatiga- Número de ciclos (S_n-N), trazado a partir de resultados de pruebas de fatiga de un acero UNS-G41300 normalizado.

Un rasgo característico del comportamiento a la fatiga es la dispersión en los resultados de los ensayos (fig. 1.3.3.). Parte de esa dispersión puede atribuirse a errores experimentales tales como: una mala alineación de la probeta, determinación inexacta del valor del esfuerzo, calidad de las probetas, etc. Pero lo que parece cierto, es que la dispersión es una característica inherente del comportamiento de la fatiga, por lo que es necesario realizar un gran número de ensayos, si se quiere determinar exactamente la curva S-N.

El diagrama S-N presenta una línea con una sección inclinada y otra sección horizontal; la sección inclinada representa los puntos donde las probetas fallan y la sección horizontal; los puntos por la cual las probetas no fallan, sin importar el número de ciclos; siendo así, la resistencia a la fatiga se define como el valor máximo del esfuerzo alternante que resistirá sin fallo un material para un número dado de ciclos; y como límite de resistencia a la fatiga, a la magnitud del máximo esfuerzo alternante que no produce rotura, cualquiera que sea el número de ciclos aplicados. Otro detalle del gráfico S-N es que se consideran dos secciones de acuerdo al número de ciclos a que ocurre la falla. Si está se presenta a un número menor de 1,000 ciclos, se clasifica como "fatiga de ciclo bajo"; si la falla ocurre un número mayor a los 1,000 ciclos, entonces se denomina "fatiga de ciclo alto". Además se delimitan dos regiones; la

región de duración finita (sección de línea inclinada) y la región de duración infinita (sección de línea horizontal). El límite entre estas dos regiones, no puede definirse con mucha claridad, como el caso de los aceros, donde el valor del límite de fatiga es más preciso, siendo así que para los aceros al carbono, este tiene lugar a un valor de N entre 10^5 y 10^7 . Para estos materiales es posible determinar el límite de fatiga por ensayos a 10^7 ciclos solamente, procedimiento adoptado usualmente. Con aceros aleados, el límite de fatiga no es tan preciso y puede ser necesario continuar los ensayos. Se concluye que para poder determinar el límite de fatiga del acero con una resistencia a la tensión de 132 klb/plg², es necesario continuar los ensayos a 2×10^7 ciclos y entre 1 a 3×10^8 para aceros con resistencia a la tensión de 242 Klb/plg². Algunas curvas típicas S-N, se muestran en la figura 1.3.4.

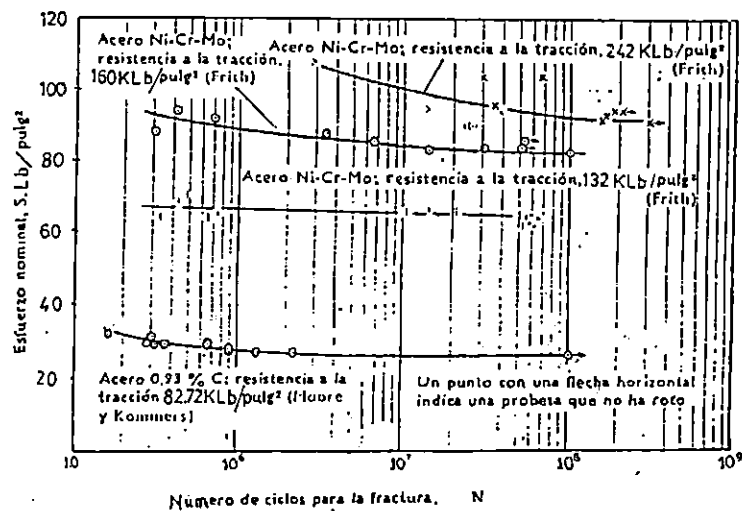


Fig. 1.3.4 Curvas típicas de algunos aceros en el Diagrama S-N

La relación entre la Resistencia a la fatiga de los aceros (determinada con probetas pulidas en flexión rotativa) y la resistencia a la tensión (S_{ut}), se muestra en el gráfico 1.3.5. Con una resistencia a la tensión de hasta 200 Kpsi, la relación de fatiga tiene un valor promedio aproximado a 0.5, unos 180 de los resultados dados en la figura 1.3.5., son de aceros con resistencia a la tensión inferior a los 200 Kpsi. Un 70% de estos, tiene una relación de fatiga entre 0.4 y 0.55 y más del 95% entre 0.35 y 0.6.

Para los aceros con resistencia a la tensión superior a los 200 Kpsi, la relación de fatiga es más variable y, a menudo, no se consigue un posterior incremento en la resistencia a la fatiga aumentando la resistencia a la tensión por encima de los 200 Kpsi.

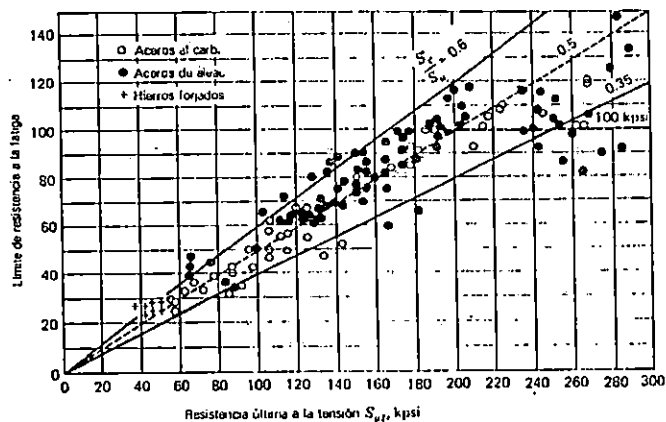


Fig.1.3.5. Gráfica de límites de fatiga en función de resistencias a la tensión, con base en resultados de pruebas reales para un gran número de hierros y aceros forjados.

Del gráfico se puede determinar que la resistencia a la fatiga, varía para los aceros, desde aproximadamente 35% a 60% de la resistencia a la tensión, hasta un valor de $S_{ut}=200$ Kpsi, a partir de ese valor, la dispersión aumenta con tendencia a nivelarse a $S_n = 100$ Kpsi.

Así para fines didácticos, se puede determinar el límite medio de resistencia a la fatiga, o simplemente, límite de resistencia a la fatiga (S_n), a partir del valor de la resistencia última a la tensión (S_{ut}) por medio de las condiciones siguientes:

PARA ACEROS:

$$\begin{aligned} S_n &= 0.5 S_{ut} && \text{Cuando } S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi} \\ S_n &= 100 \text{ Kpsi} && S_{ut} > 200 \text{ Kpsi.} \quad (1.1) \end{aligned}$$

PARA HIERRO Y ACEROS COLADOS:

$$\begin{aligned} S_n &= 0.45 S_{ut} && \text{Cuando } S_{ut} \leq 88 \text{ Kpsi.} \\ S_n &= 40 \text{ Kpsi} && S_{ut} > 88 \text{ Kpsi.} \quad (1.2) \end{aligned}$$

Se debe recalcar, que la relación entre el límite de fatiga y la resistencia a la tensión, que se han discutido juntoa al diagrama $S_n - S_{ut}$ (fig. 1.3.5), se refieren al límite de fatiga determinados en ensayos de flexión rotativa realizados con probetas pulidas, y que la presencia de

concentraciones de tensiones o condiciones corrosivas, pueden reducir el valor de la resistencia a la fatiga a valores muy bajos. [8]

Para fines didácticos, a continuación se desarrollan métodos para obtener el diagrama aproximado S-N, cuando se conocen los resultados de pruebas de tensión simple.

Partiendo de las condiciones que relacionan el valor de resistencia última a la tensión y el límite de resistencia a la fatiga, presentados en la ecuación 1.1, se tiene una estimación del límite medio de fatiga para aceros. A fin de obtener una aproximación del diagrama S-N, haciendo uso solamente de los resultados de la prueba de tensión simple, nos auxiliamos de la figura 1.3.6, en la cual se presenta una recopilación de gráficas (S-N) normalizadas, de vigas rotatorias para varios aceros diferentes, en donde las líneas reales han sido eliminadas para graficar el valor medio de estas líneas. Obteniéndose la relación $S_f / S_{ut} = 0.8$, donde S_f es la Resistencia media a la fatiga para 10^3 ciclos. Así, de la observación de la figura 1.3.8. junto a la ecuación 1.1, se puede dibujar una línea en un diagrama (S-N), desde el punto $0.8 S_{ut}$ a 10^3 ciclos, hasta el punto de S_n a 10^6 ciclos, y poder definir S_f

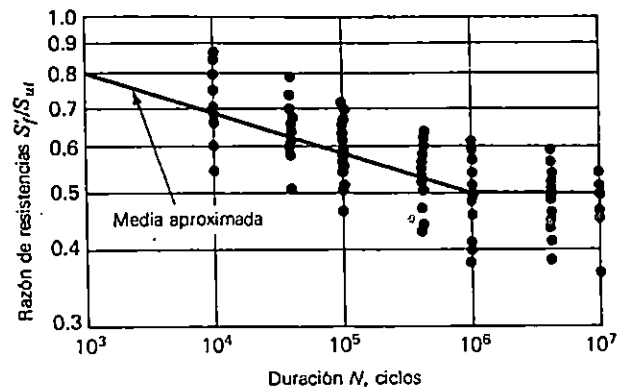


fig. 1.3.6 Compilación de las Gráficas S-N-normalizadas, de viga rotatoria tipo medio para 25 aceros diferentes, las líneas reales han sido eliminadas para mayor claridad. Solo se indican los puntos sobre la rectas de N ciclos.

Una forma sencilla de obtener el valor de resistencia media a la fatiga (S_f) correspondiente a un determinado número de ciclos (N), es la de trazar el diagrama S-N, en papel log-log de 2 x 3, así será más práctico leer los valores. Una desventaja de este método, es que la pendiente de la recta S-N, es tan pequeña que resulta difícil la lectura precisa de los resultados.

El uso del gráfico en papel log-log, se puede evitar, si se expresa la ecuación de la recta S-N como:

$$\text{Log } S_f = b \log N + c. \quad (1.3)$$

Donde : S_f : Resistencia media a la fatiga para un determinado número de ciclos.

N : Número de ciclos

b y c : Coeficientes a determinar

Como la recta en mención pasará por el punto de 10^6 ciclos en S_n y por el punto de 10^3 ciclos en $0.8 S_{ut}$, al sustituir estos valores en la ecuación 1.3, los coeficientes b y c se determinan por:

$$\begin{aligned} b &= -1/3 \log (0.8 S_{ut} / S_n) \\ c &= \log [(0.8 S_{ut})^2 / S_n] \quad (1.4) \end{aligned}$$

El uso de las unidades Kpsi o Mapa, es conveniente en estas ecuaciones, una vez despejados los coeficientes, es posible calcular S_f cuando se conoce N , procediendo a resolver la ecuación 1.3.

$$S_f = 10^c N^b \quad \text{para } 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (1.5)$$

Alternativamente, si S_f está determinada y se desea evaluar N , entonces la ecuación 1.12, resulta:

$$N = 10^{-c/b} \times S_n^{1/b} \quad \text{para } 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (1.6)$$

Sabiendo que:

S_f : Resistencia a la fatiga para N ciclos.

S_n : Límite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria. [8]

1.1.4 RELACION ENTRE ESFUERZO Y DEFORMACION DURANTE LA FATIGA

Aunque las fracturas por fatiga aparecen normalmente con aspecto frágil, la observación del metal por medidas del esfuerzo y deformación durante un ensayo de fatiga muestran a menudo alguna deformación plástica.

En la figura 1.3.7 se presenta la curva de Hitéresis en la que se muestra la relación entre esfuerzo y deformación, en donde la deformación total (Δp) es igual a la suma de la deformación elástica (Δe) más la deformación plástica (Δp).

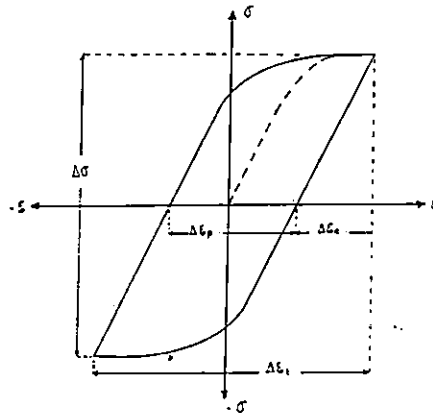


fig. 1.3.7 Curva esfuerzo-deformación cíclica de un metal sometido a un régimen de deformación Elasto-Plástico.

La deformación elástica, esta dada por: $\Delta e = \Delta\sigma/E$. (1.7)

En el régimen plástico sigue el tipo: $\Delta p = (\Delta\sigma/k)^{1/n}$ (1.8)

Donde: $\Delta\sigma$: Amplitud del esfuerzo aplicado

E : Módulo de elasticidad del material.

n : Componente cíclico de deformación

k : Coeficiente cíclico de resistencia.

Por lo tanto la deformación total de la muestra es:

$$\Delta_t = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K}\right)^{1/n} \quad (1.9)$$

Durante la prueba E permanece constante, pero k y n pueden variar con la acumulación de ciclos. Una posibilidad es que la amplitud de la deformación disminuya, conforme aumente el número de ciclos.

La primera aportación de las pruebas de fatiga de ciclos bajos, es la llamada "Ley de Coffin-Mason" o método de las pendientes universales, que permite estimar la vida de fatiga de un componente a partir de sus propiedades de tensión. De acuerdo a esta ley, la vida en fatiga está relacionada con la amplitud de la deformación por:

$$\Delta E_t = \frac{\sigma_u}{E} N^{-0.12} + E_f^{0.6} N^{-0.06} \quad (1.10)$$

Donde:

σ_u : es la resistencia tensil y

E_f : Es la deformación a la fractura en un ensayo de tensión.

Dado la amplitud de la deformación (ΔE_t) y conociendo las propiedades tensiles del material, N es resuelto por iteración.

1.2 MAQUINAS PARA PRUEBAS DE FATIGA

1.2.1 ANTECEDENTES

La primera investigación amplia sobre la fatiga de los metales, fue realizada por el ingeniero alemán Bávaro de ferrocarriles G. Wohler, entre los años 1852 y 1870, que emprendió numerosos ensayos con el objeto de determinar las causas de las roturas de los ejes; diseñó las primeras máquinas de ensayos repetidos, bajo diversas condiciones de esfuerzos, especialmente, su máquina de flexión rotativa, que ha sido la base para el diseño de la mayor parte de los tipos empleados de máquina de fatiga ahora conocidas; además formuló las leyes fundamentales de la fatiga, resumiéndolas de esta manera:

"El Hierro y el Acero pueden romperse dado un esfuerzo unitario inferior, no solo a la carga de ruptura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces.

La ruptura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de ciclos, si la amplitud del esfuerzo entre los valores máximo y mínimo es inferior a cierto valor límite".

Este valor límite, fue llamado por Wohler, Resistencia en servicio, hoy conocido como Límite de Resistencia a la

Fatiga. Wohler también puso en evidencia la influencia del temple y las variaciones bruscas de sección en las piezas de acero, sobre la resistencia a los esfuerzos variables de las mismas; creó también el gráfico que relaciona el Esfuerzo aplicado contra el Número de ciclos efectuados (S-N), donde se presentan los resultados obtenidos de la máquina para pruebas. En 1884 D. Bauschinger, precisó algunas de estas conclusiones.

Sin embargo, hasta finales del siglo XIX, existía un conocimiento muy limitado de la estructura de los metales, siendo así que J. A. Ewing, Rosenhaim y Humprey, se incorporaron por 1990, al estudio del fenómeno de la fatiga con la ayuda de la observación microcópica, representando un gran adelanto al entendimiento del comportamiento de los materiales metálicos frente a la fatiga. Estos experimentos mostraron la formación de líneas de deslizamiento y fisuras en cristales de hierro, que habían estado sometidas a esfuerzos variables. En la misma época, Gilchrist explicó el fenómeno de la fatiga, como una fisuración resultante de sobrecargas locales superiores a la carga de ruptura, explicación considerada y admitida todavía.

En 1910, Bairtow, puso de manifiesto la Histéresis de la deformación elástica y su relación con la fatiga, este mismo año la revista científica *Technique Moderne* (Técnica

Moderna), realizó una información sobre la Fatiga de los metales, proponiendo un cuestionario que obtuvo respuesta de varios metalúrgicos como: León Guillet, Grard, Brevil, Grenet; que fueron resumidas por Charpy de la siguiente forma:

PREGUNTAS:

- 1º ¿Está realmente establecido que los metales sufren una alteración o fatiga con el tiempo, que modifica notablemente su resistencia?.
- 2º ¿Se conocen las circunstancias de esta transformación?
¿Se pueden evitar?.
- 3º ¿Existe un medio de reconocer el estado de progreso de esta alteración y evitar, de esta forma, los peligros que pueden ocasionar?.
- 4º ¿Que consecuencias pueden generar este fenómeno, desde el punto de vista de la seguridad de los mecanismos?

RESPUESTAS

- 1º La alteración parece despreciable, si los esfuerzos no sobrepasan un cierto valor que corresponde al límite de Fatiga Mental.
- 2º La alteración se debe a una actitud local progresiva.

- 30 No se pudo seguir cuantitativamente la alteración del metal, pero, en la mayoría de los casos, un examen minucioso de la superficie de la pieza, debe permitir la comprobación de que si ésta a comenzado a alterarse.
- 40 Es posible admitir que la proporción de rupturas por accidentes pueden llegar a ser prácticamente nula, si se observan mayores cuidados en la determinación de las formas y dimensiones de las piezas, sino se utilizan más que materiales cuya calidad ha sido verificada en todas sus partes, y si se evita toda modificación de los mismos a lo largo de su proceso de fabricación y puesta en servicio.

También la Societe d'Encouragement Pour l'Industrie Nationales (Sociedad de Ensayos para la Industria Nacional), encargo a Boudonard un estudio sobre el ensayo de vibraciones de los metales, esta partió de la siguiente hipótesis:

"Un metal no es perfectamente elástico y cuando el esfuerzo desaparece, la pieza vuelve a adquirir sus dimensiones iniciales a causa de una serie de fenómenos sucesivos de elasticidad y viscosidad, existiendo siempre una deformación muy débil, aunque no rigurosamente nula. Estas deformaciones residuales son de magnitud absolutamente despreciable frente a las deformaciones elásticas, pero su

repetición, al ser sumados estos efectos parásitos, pueden llegar a provocar una profunda alteración del metal y hasta su ruptura.

Pero desde 1910, el desarrollo y exigencias siempre crecientes de la construcción mecánica, han hecho crear numerosos trabajos científicos sobre la fatiga, especialmente en Inglaterra, con Stanto, Goug, Evans (fatiga bajo corrosión); y en Estados Unidos de América, se formaron comisiones de investigación subvencionadas por las industrias interesadas (ferrocariles, construcción eléctrica, automovilismo, naval, aeronáutica). Los laboratorios de la universidad de Illinois (Estación experimental de ingeniería), bajo la dirección de H.F. Moore, la estación experimental de la marina con D.J. Mc Adam, y el laboratorio de la aviación Americana, con R.R. Moore, han dado una importante documentación durante el período 1920 a 1935.

En Inglaterra, Gough publicó en 1926 una obra titulada "La Fatiga de los metales", en la que figuraban especialmente los trabajos del National Physical Laboratory.

En Alemania, la fatiga fue estudiada por Otto Graf, Lehr, Maliander, OSchatz, Fisher y el instituto Wohler de Brunswich, donde efectuaron notables trabajos; en Austria, por Ludwick, en Italia, por Prever, Locati; en Suiza, por Ros, Eichinger.

En Francia, en 1914, Nussbaumer publicó un estudio comparativo sobre ensayos de choques repetidos y ensayos de flexión rotativa, según el método de Wohler; y vibraciones, según el dispositivo de Guillet. En 1930, los ingenieros y colaboradores científicos del Ministerio del Aire, bajo el impulso de Albert Caquot, permitieron imponer los ensayos de fatiga para la recepción de metales destinados a la construcción aeronáutica.

Con la segunda guerra mundial, la fatiga de los metales, permaneció en primer plano de las preocupaciones de los ingenieros americanos, siendo así que en 1941 se preparó un manual para uso de la oficina de Aeronáutica y Naval, que trataba de la prevención de rotura de metales sometidos a esfuerzos repetidos. Continuando con las investigaciones, para el estudio experimental de los esfuerzos que aparecen en las piezas de las máquinas, fue creada en 1942 la Society for Experimental Stress Analysis (Sociedad de Análisis Experimental de los Esfuerzos), que ha publicado trabajos como "La Fotoelasticimetría y Extensómetros elásticos", luego surge la American Society for Testing Materials, A.S.T.M. (Sociedad Americana para pruebas de Materiales) que establece un comité para el estudio de la fatiga (Committee E-9), que publicó en 1949, un manual de pruebas de Fatiga.

El número de investigaciones que posterior a Wohler, han estudiado la fatiga aparecer, pues, considerable; el número de memorias publicadas es el orden de varios cientos. Desgraciadamente, algunos de estos estudios, sobre todos los más antiguos, han sido efectuados sobre metales y aleaciones muy diversos y a veces mal identificados, con mayor frecuencia aún, con probetas y en máquinas bastante diferentes, de tal manera que los numerosos resultados obtenidos no son absolutamente comparables y las conclusiones que se obtiene de ellos son algunas veces contradictorias. Así, en el presente trabajo se ha reunido aquella información que se refiere a máquinas, probetas y resultados obtenidos durante ensayos de laboratorio, bajo condiciones controladas. Siendo así, que se han efectuado una serie de estudios, publicaciones y symposiums, técnicas, pruebas y mecanismos, tomando como base los estudios y teorías anteriormente establecidos; variando el tipo y complejidad de las máquinas para efectuar los ensayos, y la calidad y diversificación de los materiales que se fabrican, con el objeto de prolongar la vida útil de los elementos mecánicos a utilizar en los nuevos tiempos. [1]

1.2.2 CLASIFICACION

Las máquinas para realizar ensayos a la fatiga en ciclos de esfuerzos repetidos o invertidos, pueden clasificarse de acuerdo a la naturaleza de los esfuerzos que actúan, sea

cualquiera el modo del efecto del esfuerzo en función del tiempo (Esfuerzos Alternantes, Intermitentes o Pulsatorios). Se tiene así cuatro categorías principales de máquinas de ensayos cíclicos.

1. Máquinas de Esfuerzos Axiales (Tracción - Comprensión)
2. Máquinas de Esfuerzos Flexionantes (Plana o Rotativa).
3. Máquina de Esfuerzos Cortantes Torsionales.
4. Máquinas de Esfuerzos Combinados o Universales. [1]

Todas las máquinas de ensayos de esfuerzos repetidos están provistas, de forma elemental, de un medio para aplicar y medir la carga a la probeta; así mismo, debe poseer un contador para registrar el número aplicado de ciclos y algún dispositivo que, cuando la probeta falla, automáticamente desembregue el contador de ciclos. Frecuentemente el dispositivo desembregador se diseña para defender el accionar de la máquina misma. [3]

Además, se puede mencionar que la forma para generar el esfuerzo en una máquina para efectuar ensayos de fatiga, depende del objeto primordial de la máquina. Existen cuatro sistemas de uso común:

- I) Sistema de carga muerta: Son aquellos como los sistemas de flexión rotativa, en los que se produce un momento flector constante mediante un sistema de peso

suspendido, y el ciclo se produce por la rotación de la probeta por la velocidad límite de la transmisión, generalmente con un máximo de aproximadamente 3,000 ciclos por minuto, que es típica de un accionamiento por motor eléctrico.

II) Sistema de carga directa originada mecánicamente: Son representados por aquellos sistemas de flexión plana, en que se comunica un momento flector controlado positivamente, a un tamaño específico de probeta, se puede encontrar en algunos sistemas de carga axial donde se aplica una carga básica directamente a un muelle calibrador, variando mecánicamente la deformación del muelle a través de un sistema de transmisión excéntrico o electromagnéticamente; en tales sistemas el muelle no se hace resonar. La velocidad de ciclo en estos sistemas es raramente mayor a 2,000 ciclos por minuto y con máquinas grandes es considerablemente menor.

III) Carga mecánica impulsada por un Sistema de Carga Resonante: Se diseña generalmente, para que se puedan originar cargas de valor alto con consumo de energía relativamente bajo, Normalmente, la carga se aplica a través de un muelle que se hace resonar electromagnéticamente o mecánicamente (Ej. un peso que gira excéntricamente). Un sistema mecánico no se hace resonar a la velocidad de

resonancia máxima del sistema, sino a un valor más bajo, debido a que el control tiende a ser inestable a la velocidad del máximo. Esto significa que el consumo de energía tiene que ser mayor que el que sería necesario de otra manera, aunque es todavía relativamente bajo. La carga se puede medir directamente a partir de la deformación del muelle. La frecuencia de resonancia de un sistema excitado mecánicamente se mantiene relativamente baja para evitar efectos marginales no deseables, siendo la frecuencia máxima de 2,000 ciclos por minuto. Algunas máquinas usando muelle más rígidos, se excitan electromagnéticamente a frecuencias de hasta 18,000 ciclos por minuto, pero el ensayo a tales frecuencias pueden dar lugar a efectos térmicos en la probeta y a niveles de ruidos molestos para el operador.

- IV) Sistemas de Resonancia de Frecuencia Natural: Operan generalmente en algunas formas de flexión. Están en uso de sistemas principales: A) El sistema que usa excitación electromagnético, puesto que la amplitud de la vibración es grande, el campo magnético alterno se superpone a un pequeño campo magnético equilibrado y constante cuya función es mantener estable la probeta. Este sistema se puede aplicar a una amplia gama de tamaños de probetas, ya que se dispone de unidades vibratorias electromagnéticas y controles de frecuencia variable en un amplio intervalo de tamaños.

- b) El otro-sistema utiliza la oscilación resonante de una probeta pequeña que se efectúan a frecuencias altas y generan efectos térmicos, también tienden a estar dentro del intervalo en que pueden afectar a la resistencia mecánica.

Los métodos resonantes de frecuencia natural requieren de equipo especial para medir la frecuencia y la amplitud de vibración y algunos utilizan sistemas automáticas de control "feed back" para mantener uniforme la amplitud durante un ensayo. La utilidad de alguno de estos métodos pueden ponerse en duda.

Si se ha de hacer una determinación rápida, entonces es deseable un sistema de alta frecuencia, pero esto puede significar el uso de probetas demasiada pequeñas para que sean realmente representativas, y puede introducir efectos térmicos anómalos, particularmente en los esfuerzos más altos.

El criterio de selección, puede ser la flexibilidad del ensayo, en cuyo caso uno de los sistemas impulsados por resonancia cargados mecánicamente es, probablemente, el mejor, aunque varias máquinas accionadas mecánicamente de una manera directa dan tanta flexibilidad con menos complejidad de controles. El espacio del laboratorio y la localización

también son factores decisivos en relación con el tamaño de la máquina a construirse e instalarse. Cada máquina tiene sus propios y particulares ventajas y defectos.

A continuación se detallan los ejemplos de máquinas para efectuar ensayos de fatiga bajo los diferentes tipos de esfuerzos, que se obtuvieron en base a la investigación bibliográfica a que se tuvo acceso. [4]

1.2.2.1 MAQUINAS DE ESFUERZOS AXIALES

Las máquinas de fatiga de esfuerzos axiales o de acción directa, construidas actualmente, permiten efectuar ensayos a esfuerzos de tracción-Compresión y a esfuerzos de Tracción intermitente o pulsatorios, es decir, oscilando al rededor de un valor de esfuerzo medio positivo. [3]

Además, esta máquina se pueden accionar mecánica, electromagnética o hidráulicamente; la fuerza dinámica en las máquinas accionadas mecánicamente se obtiene con una manivela o con una excéntrica que opera a través de un muelle en serie con la probeta o también por medio de pesos rotatorios desequilibrados.

Es preciso subrayar que está máquinas (de funcionamiento mecánico), dan en funcionamiento dinámico, indicaciones correctas sobre la amplitud de los esfuerzos, solo si la

inercia de las masas oscilantes es suficientemente débil; de aquí la necesidad de efectuar los ensayos con frecuencias relativamente bajas. [1]

Existen numerosos modelos de máquinas de ensayo de fatiga de esfuerzo axial y es posible considerarlos todos, de manera a que a continuación, se presenta una breve descripción de modelos más representativos, tales como:

- Máquina Amsler Pulsatoria y Vibróforo
- Máquina Losenhusen- Werk
- Máquina Schenck-Erlinger
- Máquina Avery o Pulsatoria, etc

a) **MAQUINA AMSLER: PULSADOR Y VIBROFORO**

Las máquinas Amsler para ensayos de fatiga uniaxial, diseñadas y construidas por Alfred J. Amsler, accionadas por diferentes medios, se convierten en las máquinas más representativas.

La máquina Pulsador Amsler (fig. 1.2.1), utilizado con las máquinas de tracción de este constructor movidas por aceites a presión, se obtienen variaciones de presión entre un líte superior y otro inferior positivo. Los límites entre los que varía la sollicitación pueden ser fijados de antemano e indicados sobre un cuadrante. Los impulsos de carga varían con el tiempo según una ley sinusoidal, pudiéndose regular a

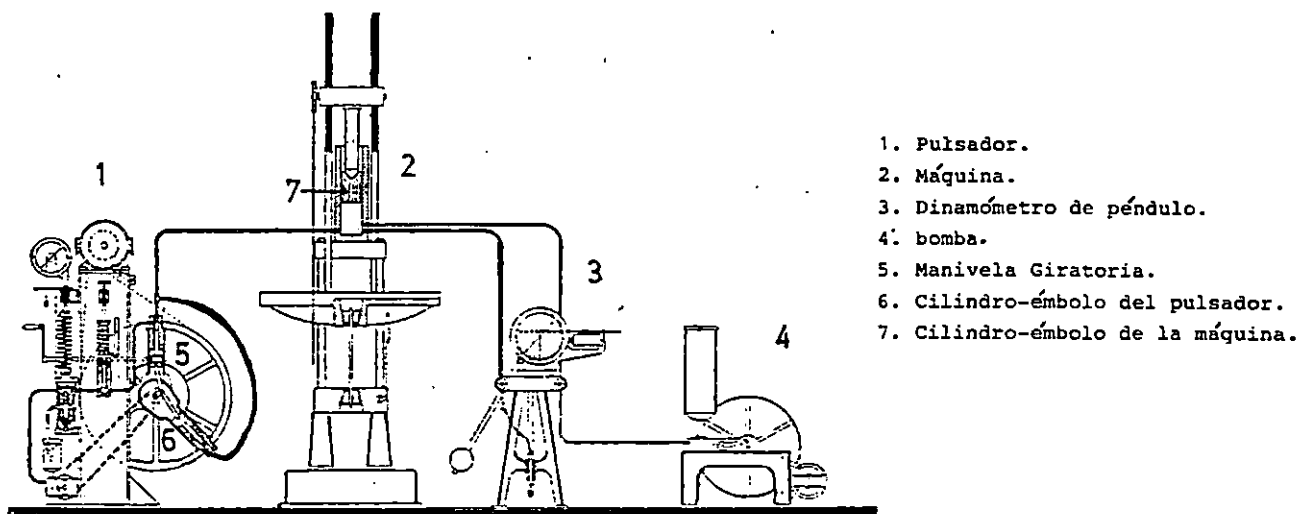
voluntad las frecuencias de las pulsaciones entre 60 y 600 por minuto. El órgano pulsador está constituido por una manivela giratoria que comunica un movimiento alternativo a dos émbolos que tiene el mismo recorrido en cada cilindro; los dos cilindros llenos de aceite, están comunicados entre sí y al cilindro motor de la máquina de ensayo por tuberías, de manera que en todo instante existe la misma presión en los tres cilindros, la cual varía sinusoidalmente con el tiempo. La amplitud de la variación de presión y, por tanto, del esfuerzo que actúan sobre la probeta dependen del volumen de aceite enviado al cilindro de la máquina por el pulsador. Se regula este volumen de aceite modificando el ángulo formado por los dos cilindros del pulsador entre 0° y 180° , de manera que el efecto del pulsador pueda ser, según se desee, máximo o nulo.

La máquina Amsler de Alta frecuencia o Vibróforo, se acciona electromagnéticamente y opera a la frecuencia de resonancia de las partes en vibración; es decir, la frecuencia de las sollicitaciones forzadas, se pone de acuerdo con la frecuencia natural de la probeta o de los elementos a ensayar.

De acuerdo al esquema de la máquina (fig 1.2.2.), está consta de una mesa principal, que vibra verticalmente sobre la probeta y dinamómetro conectados en serie. La salida del

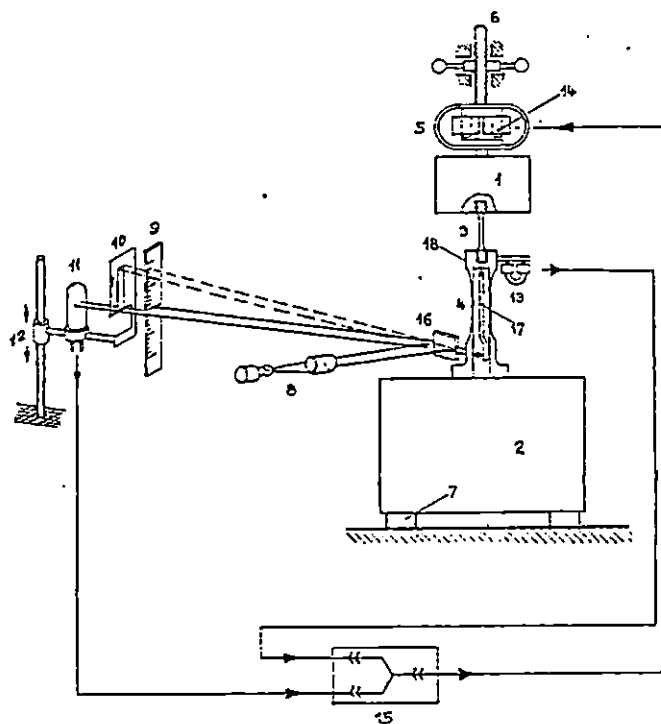
generador de impulsos, montado entre la p̄obeta y el dinamómetro se amplifica y además alimenta al imán motor, así se asegura una vibración a la frecuencia de resonancia, la frecuencia puede variarse alterando la masa móvil. La desviación del dinamómetro se mide óptimamente con un rayo de luz, que indica directamente en una escala, las cargas estáticas y dinámicas. La carga se controla automáticamente por medio de un regulador fotoeléctrico, que actúa por medio del rayo de luz del dinamómetro, el cual también gobierna la potencia conectada al motor eléctrico. Un muelle de carga previa incorporado, permite aplicar la carga estática.

El empleo de movimiento electromagnético, que opera en resonancia, tiene la ventaja que puede conseguir fácilmente altas frecuencias, con el Vibróforo se pueden obtener frecuencias superiores a 18,000 ciclos por minuto, existen otras máquinas que pueden llegar a 300, 500 mil o un millón de ciclos por minuto, aproximadamente. Sin embargo estas máquinas hoy en día, tienen solamente intereses académicos y no se han construido para investigaciones o pruebas de rutina. [2].



1. Pulsador.
2. Máquina.
3. Dinamómetro de péndulo.
4. bomba.
5. Manivela Giratoria.
6. Cilindro-émbolo del pulsador.
7. Cilindro-émbolo de la máquina.

fig 1.2.1 Máquina Pulsador AMSLER



- | | |
|----------------------------------|---|
| 1. masa principal. | 10. pantalla ranurada. |
| 2. masa complementaria. | 11. célula fotoeléctrica. |
| 3. probeta. | 12. cursor de la célula. |
| 4. dinamómetro. | 13. generador de impulsos. |
| 5. muelle de pre-tensión. | 14. electro-impulsor. |
| 6. tornillo de regulación. | 15. amplificador de tubos electrónicos. |
| 7. apoyos elásticos. | 16. porta-espejo. |
| 8. sistema óptico de proyección. | 17. lámina de comparación. |
| 9. escala dinamométrica. | 18. mordaza. |

fig. 1.2.2 Esquema de Máquina Vibroforo AMSLER de Alta Frecuencia.

b) MAQUINA LOSENHAUSEN.

La máquina con pulsador hidráulico Losenhausen, construida para diferentes cargas, hasta 200 ton. con frecuencias de 330 cpm y de 300 cpm, para cargas de 1 ton.. El pulsador de estas máquinas se compone, en principio, de una bomba oscilante que envía una presión de aceite al cilindro de trabajo, cuyo embolo es solidario de una de las cabezas de la probeta. El principio de operación de esta máquina (fig 1.2.3) se resume de la siguiente manera> para los ensayos de tracción fluctuante, se aísla al cilindro inferior así la carga de tracción máxima se obtiene ajustando la bomba hidráulica B y las fluctuaciones en la carga por debajo del máximo, actúan sobre el pulsador. Para obtener cargas alternantes, se conecta la bomba hidráulica A, produciéndose una presión en el cilindro inferior, que actúa en la dirección opuesta a la carga, sobre el cilindro superior. El pistón inferior se conecta a un recipiente de presión que opera como un muelle de aceite para compensar los cambios de la carga en el pistón superior. La carga estática se mide por medio de un dinamómetro de péndulo y durante los ensayos de fatiga, los límites inferior y superior de la carga se indican en dos medidores de presión diferencial tipo muelle, que se conectan a través de la unidad pulsante, por medio de una válvula rotatoria conectada a los cilindros. Se pueden incorporar a la máquina, la unidad de ciclo lento o la de control programado. [1]

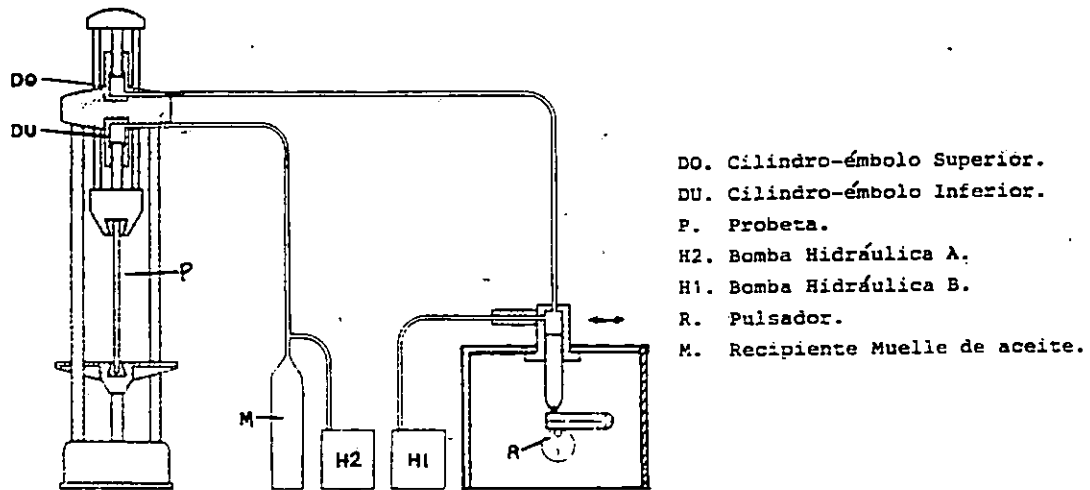


fig. 1.2.3. Principio de Operación de Máquina LOSENHAUSEN

c) MAQUINA PULSADOR S.S.S.

La máquina Pulsador S.S.S., construida por los científicos Siedel, Steure y Stahli, consta de un pulsador que genera 1500 oscilaciones por minuto. En esta máquina (fig 1.2.4), una excéntrica transmite, por medio de una palanca articulada, un movimiento alternativo a la probeta, absorbiendo la reacción del resorte plano.

El guiado paralelo de los cabezales, permite una distribución uniforme de los esfuerzos sobre la sección de la probeta, sin esfuerzos suplementarios de flexión. La amplitud de las oscilaciones se regula por medio de la excéntrica. El esfuerzo inicial de tracción o de compresión se fija maniobrando el tornillo que acorta o alarga la biela del mando. El desplazamiento de la lámina entre dos comparadores mide la amplitud del esfuerzo. Esta lámina ha sido tarada anteriormente, midiendo el alargamiento de una probeta de la

que se conozca la curva esfuerzo-deformación, un sistema de contactos eléctricos sobre el resorte plano detiene el funcionamiento de la máquina cuando la probeta falla. En la máquina Sonntag-Baalidw, muy extendida en estados Unidos, el esfuerzo alternativo es igualmente producido por la rotación de una masas excéntrica, de excentricidad regulable, movida por un motor síndrono que gira a 1800 rpm. además a la carga alternativa puede suponerse otra carga estatica. [1]

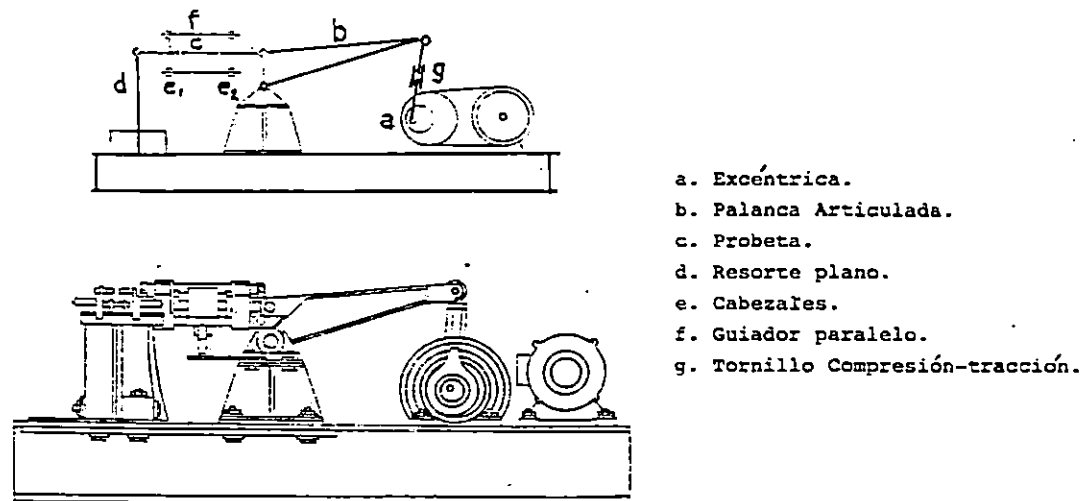


fig 1.2.4 Máquina S.S.S. de Masas Excéntricas Rotativas.

d) MAQUINA SCHENCK-ERLINGER

Citaremos el pulsador Schenck, el cual funciona por el principio de resonancia mecánica, permite ensayar probetas cilíndrica o planas a esfuerzos de tracción-compresión, sobreponiendolas, si se desea, una tensión inicial.

La máquina constituye un sistema vibratorio que trabaja cerca de su frecuencia propia de vibración. Un resorte,

formado por una lámina perpendicular al eje de la máquina, ejerce durante sus vibraciones esfuerzos de tracción (y de compresión), según el eje de la probeta. Este resorte se pone en vibración por pequeños pesos que giraban al rededor de uno de sus extremos, mientras el otro extremo lleva masas equilibradoras, de manera que las dos mitades de la lámina tengan exactamente la misma frecuencia propia. En esta frecuencia propia del resorte plano, la que determina la velocidad de funcionamiento de la máquina, como se observa en el esquema adjunto (fig 1.2.5) [1]

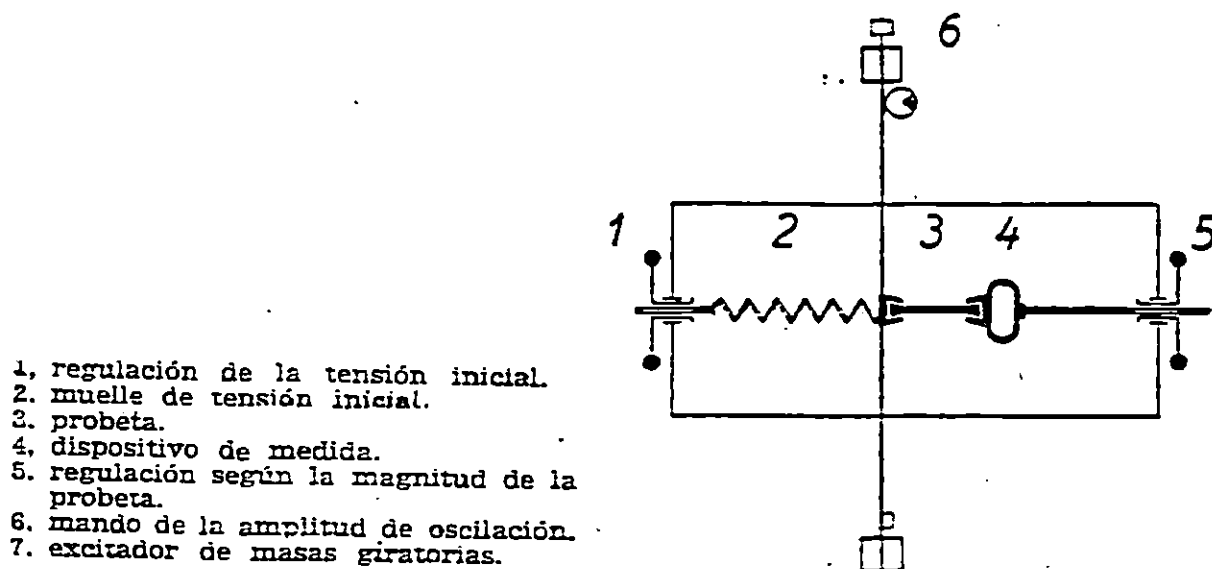


fig 1.2. 5 Esquema del Pulsador SCHENCK

La tensión inicial se da por un tornillo y un muelle helicoidal, y los esfuerzos estáticos y dinámicos se miden por un diámetro de anillo elíptico montado directamente sobre la probeta. Un microscopio con desplazamiento permite apuntar una fuerte luminosa solidaria del anillo.

La frecuencia de las oscilaciones está comprendida entre 2600 y 300 por minuto. La carga alternativa puede variarse durante la marcha entre 700 y 1000 Kg.; la carga estática superponible a la carga alternativa puede variar entre 0 y 2000 0 Kg. de tal forma que en el caso de esfuerzo intermitentes (variando entre 0 y f), la carga total máxima puede alcanzar las 20 ton.

Las ventaja del sistema de resonancia mecánica, consiste en que basta una potencia muy reducida para permitir esfuerzos alternativos notables; el excitador de pesos esta movido por un motor de 1 CV. Su inconveniente reside en el hecho de que la amplitud de las vibraciones es función de la velocidad del motor del excitador, dependiente de la tensión de alimentación. Se remedia este inconveniente por medio de un regulador eléctrico de contactos que permite una precisión de regulación. Se ha estudiado otra realización, de manera que se obtenga mayores amplitudes, lo que presenta un gran interés para el ensayo de piezas con grandes deformaciones elásticas, especialmente estructuras. En esta máquina (fig 1.2.6) denominada Pulsador de gran recorrido Schenck-Erlinger, el resorte principal plano, ha sido reemplazado por un resorte espiral, en cuyo interior se encuentra montado concéntricamente el resorte de tensión adicional estática. El guiado del cabezal de fijación de la probeta, de los dos resortes y del cárter de mando que encierra el excitador, se

realiza por dos correderas cilíndrica comunes, que aseguran una transmisión axial del esfuerzo a la probeta. Ciertas máquinas utilizan electroimanes para producir los esfuerzos alternativos. [1]

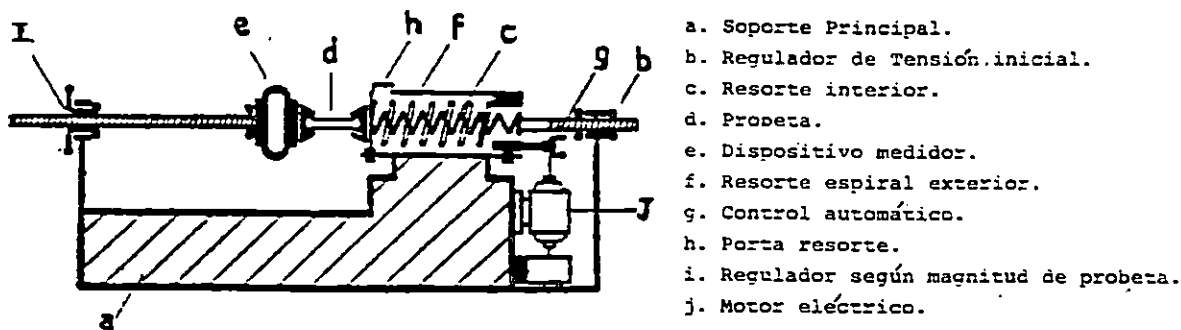


fig. 1.2.6 Esquema del Pulsador SCHENCK-ERLINGER

e) MAQUINA HAIGH

Uno de los avances más reciente en el proyecto de máquinas de acción directa, se debe a Haigh; ya que presenta una máquina no resonante, movida electromagnéticamente, su funcionamiento es, según el esquema (fig 1.2.7), que dos electroimanes que están alimentados por corrientes alternas desfasadas 90° , producidas en un alternador, esto produce una fuerza alternante en la armadura, soportada entre dos imanes, que se transmite al extremo inferior de la probeta. El extremo superior de la probeta esta mantenido en la cabeza, por un perno al bastidor de la máquina. El extremo inferior de la armadura esta conectada al bastidor, a través de los muelles, por lo que se puede aplicar una carga estatica a la probeta. La rigidez de estos muelles está escogida de forma

que la frecuencia de resonancia corresponde con la frecuencia de los ciclos de carga, así se eliminan las fuerzas de inercia que efectuarían el reglaje de la máquina. La carga dinámica se mide por el voltaje inducido en la bobina del secundario arrollado en la armadura y la lectura del voltaje se calibra por comparación con la desviación de una aguja montada en la máquina, en lugar de la probeta. [2]

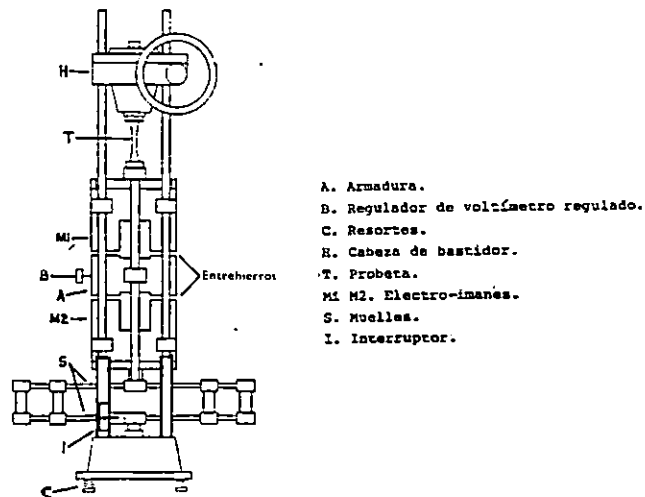


fig. 1.2.7. Disposición General de la Máquina de Fatiga de Acción Directa HAIG.

1.2.2.2 MAQUINAS DE ESFUERZOS POR FLEXION

Las máquinas de fatiga para ensayos de fatiga, para aplicar esfuerzos flexionantes son los más comunes, y se les ha utilizado en la mayoría de las investigaciones. La popularidad de este tipo de máquinas se debe a su simplicidad de operación, la exactitud con que se pueden calibrar, y el hecho de que producen una condición de esfuerzo común. Estas

máquinas se han usado durante más de cien años, desde los tiempos en que Wholer construyó la primera para investigar las fallas por fatiga en los ejes de ferrocarril, desde entonces se han proyectado y construido muchas máquinas para diferentes formas y tamaños de probetas, utilizando los mismos principios, pero variando determinados mecanismos.

El caso de las máquinas de fatiga para esfuerzos de flexión, es necesario definir de grupos muy importantes; las máquinas para flexión Rotativa y las máquinas para flexión plana. [1]

a) MAQUINA DE ENSAYOS DE FLEXION ROTATIVA

En los ensayos por flexión rotativa, los esfuerzos que actúan son esfuerzos alternados de tracción y compresión. El principio de funcionamiento de estas máquinas, consiste en aplicar a la probeta una carga conocida que genera un momento flexionante, a la vez que se hace rotar sobre su eje longitudinal.

Al flexar la probeta, la fibra acortada del metal que trabaja a compresión se encuentra después de una semirrevolución alargada y trabaja a tracción; de esta manera, por la rotación, todas las fibras, excepto la fibra neutra, sufren a cada revolución un ciclo de esfuerzos alternados.

Los esfuerzos que actúan sobre cada fibra varían en función del tiempo, según una ley sinusoidal con un valor medio nulo; cada revolución corresponde a período o ciclo de esfuerzo. En las fibras externas, que son las más solicitadas, la amplitud de la variación del esfuerzo es máxima; es esta variación de amplitud la que interviene en flexión rotativa, permaneciendo constante la frecuencia de las revoluciones durante toda la duración del ensayo. El valor del esfuerzo en la fibra externa se calcula en cada caso por la fórmula de Navier:

$$\sigma = M / (I/c) \quad (1.11)$$

Para el caso de Flexión en Voladizo resulta:

σ : Esfuerzo por flexión admisible

M : Momento flector referido a la sección de análisis

$M = P \times l$, P: Carga aplicada

l : Distancia del eje de aplicación de la carga a la sección de análisis.

I : Momento de inercia de la sección transversal de la probeta.

c : Distancia de la fibra neutra a la externa. Para el caso de probetas de sección circular con diámetro d.

$$(I/c) = (\pi d^3) / 32$$

Se debe hacer notar que en la aplicación de la fórmula de Navier, se admite una variación lineal de esfuerzos desde el centro a la periferia de la probeta.

Ahora bien, la experiencia demuestra que no ocurre así y que los esfuerzos alternos tienen como efecto producir una adaptación del metal, que poniendo en tensión la fibra central falsea la repartición de los esfuerzos en la sección; el límite de fatiga depende, de esto, de la dimensión de las probetas de flexión.

Se han diseñado y construido varios modelos de máquinas de ensayos de fatiga del tipo flexión rotativa, de las cuales la más importante son:

1. Donde la probeta está apoyada en sus dos extremos y la carga flexionante se aplica al centro de ella.
2. Donde la probeta está en voladizo, y en el extremo libre se aplica la carga flexionante.
3. Donde la probeta no gira, sino que la carga se aplica y rota al rededor de la probeta.

En todas ellas se pretende conocer el límite de resistencia a la fatiga de un determinado metal, a partir de la información que proporciona la serie de ensayos a efectuar.

El ensayo, de manera resumida, consiste en generar un esfuerzo flexionante en la probeta, a partir de la carga aplicada que es predeterminada; una vez la probeta está rotación, si ese es el caso, cobra importancia el momento en

que la probeta falla por fatiga y es así cuando se conoce el número de ciclos que la probeta a resistido con el esfuerzo flexionante aplicado. Una vez se tiene los valores de esfuerzo y número de ciclos, se dibuja el gráfico S-N, del cual se puede determinar gráficamente el Límite de Resistencia a la fatiga del metal ensayado; conociendo así una propiedad mecánica más, para poder recomendaciones pertinentes del caso.

A continuación se detallan las máquinas de flexión rotativa, más empleadas en las investigaciones científicas. Debido a la sencillez de su funcionamiento, solo se presentan los diferentes modelos con la variante que cada diseñador efectuó, a partir del modelo diseñado por G. Wohler. [1]

MAQUINA WOHLER

Wohler realizó, en 1870, la primera máquina de ensayo por flexión rotativa en voladizo. En esta máquina doble (fig 1.2.8), el esfuerzo flexionante estaba dado por la tensión de un resorte, y la velocidad era de 80 rpm.

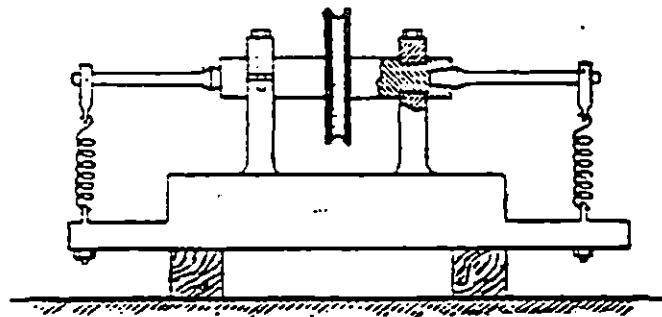


fig. 1.2.8 Primera Máquina WHOLER en voladizo rotativa.

Posteriormente se intercambia el resorte por un soporte, donde se aplica, de manera directa, el peso conocido para generar el esfuerzo flexionante (fig. 1.2.9). Donde un extremo de la probeta se sujeta en un madril por medio de tornillos que sirven para alinear la probeta y se aplica la carga a través del soporte situado en el otro extremo de la probeta, en voladizo con este montaje el momento de flexión aumenta linealmente a lo largo de la probeta hasta el mandril (fig 1.2.9), y el fallo tiene lugar en la sección donde el radio de transición coinciden con la porción paralela de la probeta. [4]

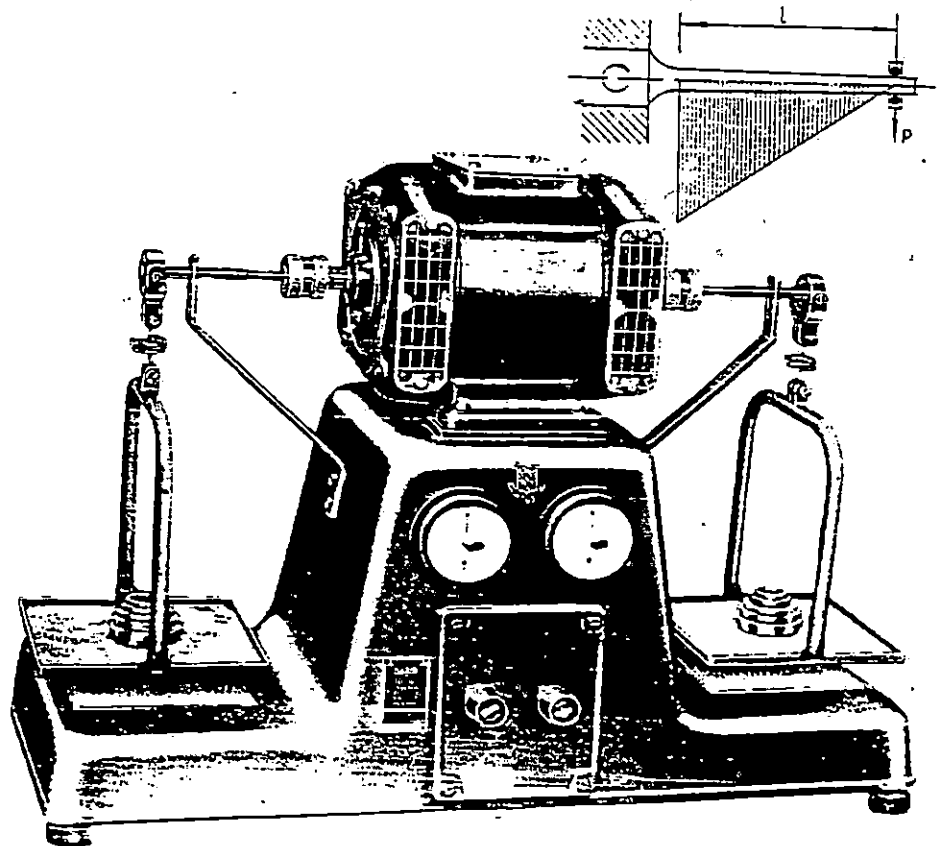


Fig. 1.2.9. Máquina WOHLER doble para flexión rotativa y Diagrama del esfuerzo de flexión rotativa en voladizo.

MAQUINA N.P.L.

Una variante de la flexión en voladizo aparece cuando la carga se aplica en dos puntos, en uno de ellos se debe aplicarse hacia arriba. Esto se logra usando resortes o pesos muertos a través de un cable que pasa por una polea. Este sistema que se aplica en la máquina del National Physical Laboratory. N.P.L. (fig. 1.2.10), consta de un soporte que está suspendido de un marco rectangular articulado, soportado en la base de la máquina. Un brazo vertical de marco, está seccionado y conectado a cada punto de aplicación de la carga en la probeta, cuando se aplica la carga con el peso muerto, un punto se desplaza hacia abajo mientras el otro punto lo hace en sentido contrario. Este sistema es empleado para reducir la tensión de cizalladura presente en la simple flexión de viga en voladizo. [1^o],

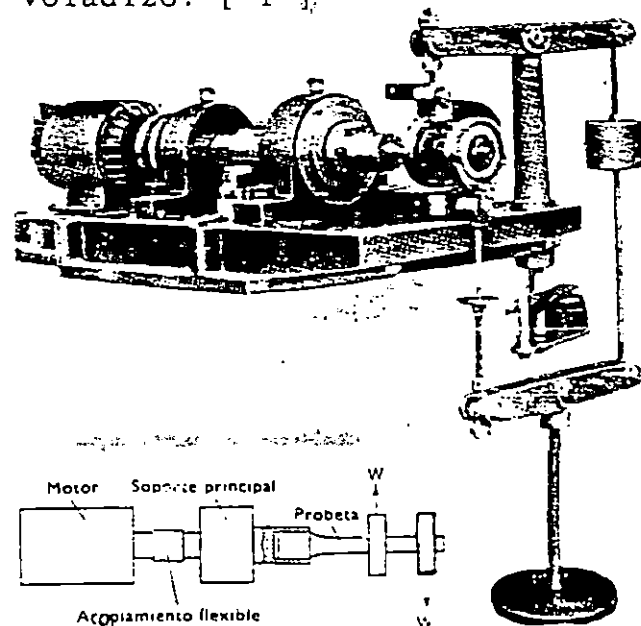


fig. 1.2.10 Máquina N.P.L. Con dos puntos de carga opuesto.

MAQUINA SCHENCK RAPID

Siguiendo el mismo principio de operación de las máquinas antes mencionadas, la Schenck presenta la variante de que el esfuerzo de flexión es producido y medido por un sistema de balanza romana (fig.1.2.11), este modelo posee la capacidad de girar entre 6,000 a 12,000 revoluciones por minuto. [1]

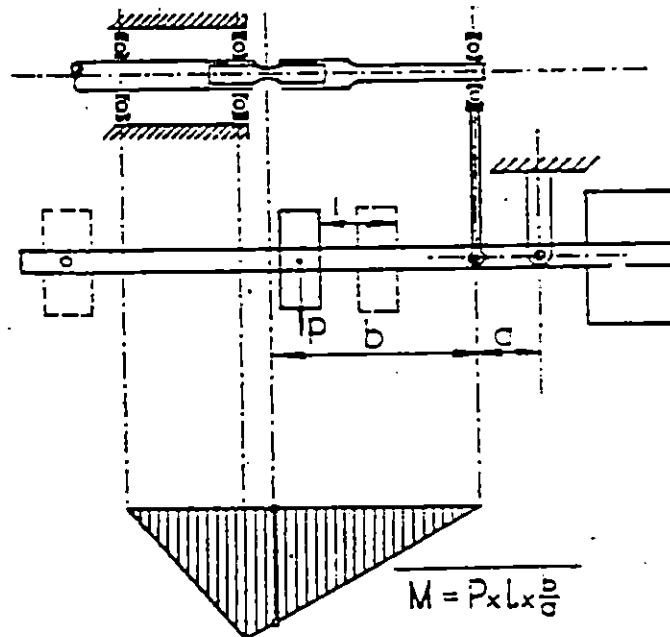


fig.1.2.11 Esquema de la Máquina SCHENCK Rapid y Diagrama de Esfuerzo.

MAQUINA TRAYVOU

Al igual que la máquina Schenck Rapid, la máquina Trayvou utiliza un sistema de balanza romana (fig. 1.2.12), sistema mejorado que presenta la posibilidad de aumentar, de manera progresiva, la carga durante el ensayo: permitiendo en ciertos metales, la determinación del límite de resistencia a la fatiga por el método abreviado; además, permite registrar de forma simultánea la flecha ocasionada en la probeta, por medio de un calibrador instalado estratégicamente. [1]

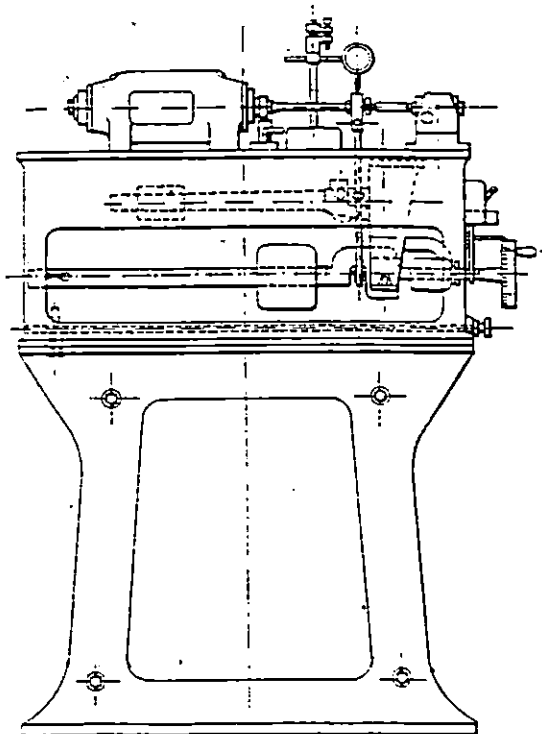


fig 1.2.12 Esquema de la Máquina TRAYVOU con Sistema de Balanza Romana.

MAQUINA SONDERICKER

Fue R. Sondericker que en 1892, introdujo una modificación a la máquina de Wohler en esta nueva máquina (fig.1.2.13), la probeta es flexada en su parte media, reposando sus extremos sobre dos apoyos. La carga se aplica simétricamente a ambas partes de la sección central, por medio de un estribo que soporta la carga aplicada. Esta máquina presenta la manera de generar un mometo de flexión constante en la porción de la probeta, comprendida entre los dos apoyos centrales. Este mismo principio utilizó R.R. Moore, que diseñó una máquina igual (fig. 1.2.14), en la cual la carga se aplica en un soporte por medio de pesos. [1]

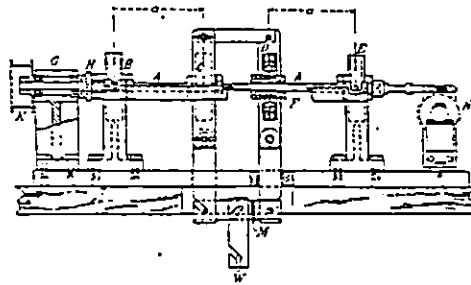


fig. 1.2.13 Máquina de Flexión Rotativa Sondericker.

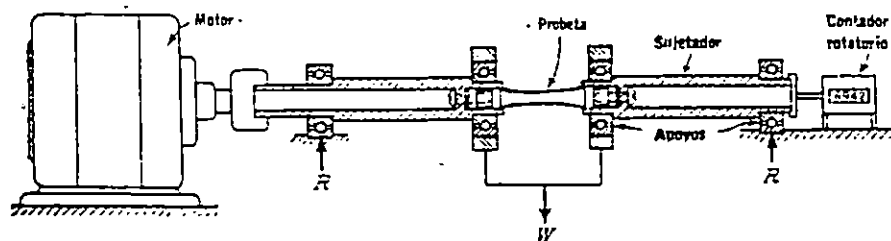


Fig. 1.2.14. Esquema de la Máquina Rotativa MOORE.

MAQUINA SCHENCK

La máquina Schenck utiliza el mismo principio de operación de la máquina sonerick, es decir, la probeta está apoyada en sus extremos y la carga es aplicada en dos puntos simétricos al centro de la probeta, pero la carga está dada por un sistema de brazo de balanza romana, mediante un peso cursor que puede ser desplazado durante el ensayo (fig. 1.2.15). La probeta es accionada por un motor eléctrico montado en una cuna oscilante formando balanza dinamométrica, lo que permite la medición del par y de la potencia absorbida. [1]

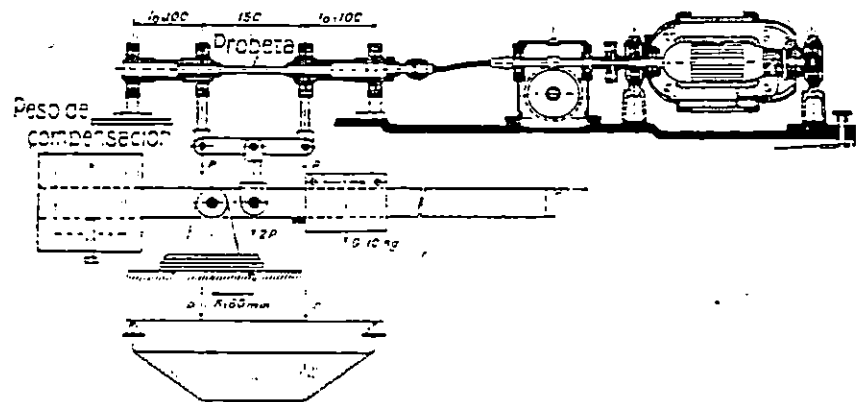


fig 1.2.15 Esquema y Diagrama de la Máquina Schenck.

b) MAQUINAS DE ENSAYOS DE FLEXION PLANA

Mientras que en la flexión rotativa todas las fibras consecutivas, excepto la fibra neutra, son extendidas y comprimidas sucesivamente, en la flexión plana todas las fibras situadas a la misma distancia de la fibra neutra, están simultáneamente en el mismo estado de tracción o compresión. La flexión plana se utiliza con frecuencia para ensayos de fatiga de materiales suministrado en forma de lámina y a veces en forma de barra.

Se han efectuado pocos ensayos con el objeto de comparar los resultados de flexión plana alterada y de flexión rotativa. Según Ransom, para las mismas secciones circulares e idénticas formas de probetas, los límites de fatiga son superiores en un 12% en flexión plana para acero Cr-Ni-Mo tratado, la flexión rotativa es, pues, más severa que la flexión plana alterada.

La flexión plana se realiza generalmente en probetas de lámina delgada, sujeta por un extremo y sometida a vibración por uno de los varios métodos posibles (mecánico, electromagnético, etc.). [1].

MAQUINA D.V.L.

La máquina alemana D.V.L. (fig. 1.2.16) en donde la probeta es cogida por las dos mandíbulas oscilantes alrededor de los ejes c y d; el árbol manivela de mando permite ejercer flexiones alternadas sobre la probeta por medio del sistema de palancas articuladas. [1].

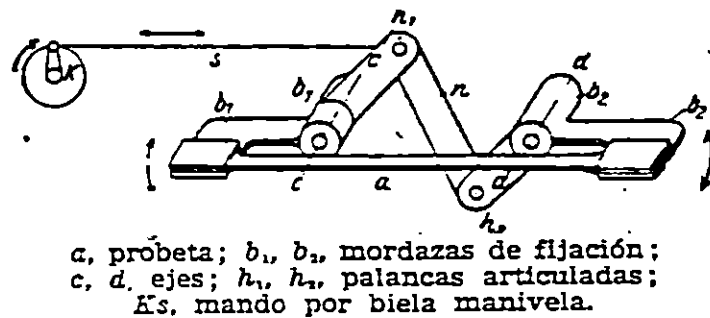
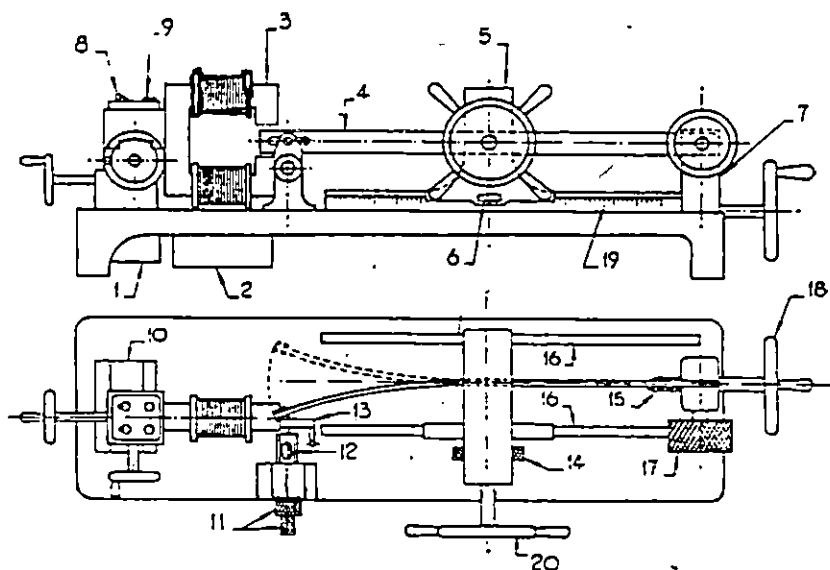


fig. 1.2.16 Esquema de Máquina D.V.L.

MAQUINA COR

P. Cor diseñó una máquina de flexión alternada (fig. 1.2.17), que permite el ensayo de bandas de palastro brutas, mecanizadas solamente en los bordes, en esta máquina se hace vibrar a la frecuencia de 600 alternancias por minuto, una parte variable de la longitud de la probeta que queda libre a la salida del empotramiento, por medio de un electroimán de campo alternativo.

El extremo libre de la probeta está provisto de una masa de hierro, excepto en casos de que el material sea magnético. Se ajusta la longitud vibrante de la probeta a un valor un poco más corto del que corresponde a la resonancia entre el período propio de la probeta y el período de la corriente. Este ajuste corto se efectúa de manera que la amplitud obtenida sea inferior en un 20 a 40% de la amplitud máxima de resonancia. En estas circunstancias, si se origina una grieta, la reacción del trabajo disminuye y la amplitud aumenta muy rápidamente hasta producir la ruptura completa; el esfuerzo se calcula a partir de la amplitud de la flecha adquirida por la probeta. Un palpador micrométrico permite medir esta flecha durante el ensayo. Esta máquina con una potencia del orden de 500 w, la máquina Cor permite el ensayo de palastros de hierro, cuyo espesir puede alcanzar los 10 mm. [1]



Máquina Cor para ensayos de flexiones planas alternadas:

- | | |
|---------------------------------------|---|
| 1. transformador 110/4 V. | 11. mando del palpador. |
| 2. interruptor automático de parada. | 12. micrómetro. |
| 3. electroimán. | 13. palpador. |
| 4. probeta. | 14. tornillo de fijación. |
| 5. apoyo móvil. | 15. tornillo guía. |
| 6. micrómetro. | 16. guía. |
| 7. tornillo fijo. | 17. tornillo de aprieto de la mordaza fija. |
| 8. interruptor. | 18. regulación de la longitud. |
| 9. lámpara piloto. | 19. regla graduada. |
| 10. caja de maniobra del electroimán. | 20. fijación. |

fig. 1.2.17 Esquema de máquina COR

MAQUINA SCHENCK-ERLINGER

En la máquina Schecker-Erlinger (fig. 1.2.18), funciona a 1,400 flexiones por minuto, el esfuerzo de flexión está dado por una excéntrica ajustable a una biela. Una de las cabezas de la probeta gira, por medio de una palanca de mando, alrededor de un eje de rotación situado en el centro de la probeta. El otro extremo de la probeta está fijado sobre una palanca de medida que reposa sobre un resorte helicoidal tarado, cuya deformación, medida por dos comparados, permite determinar el momento de flexión ejercido.

Schenck diseñó una máquina que además de efectuar ensayos de flexión plana también sirve como máquina de torsión, por medio de un dispositivo auxiliar (fig. 1.2.19), que consiste en un montaje de palancas acodadas permite flexar una probeta plana o cilíndrica. Para ello una de las palancas es solidaria a la cabeza A, sometida a torsión alternativa, mientras al cabezal B está fijo durante el ensayo. El mando del cabezal A se hace por medio de un sistema de biela-manivela, encerrado en un cárter; el cabezal B montado sobre una muñequita móvil, puede ser orientado a voluntad con ayuda de un volante, lo que hace posible efectuar ensayos de flexión (o torsión) con carga estática superpuesta. [1]

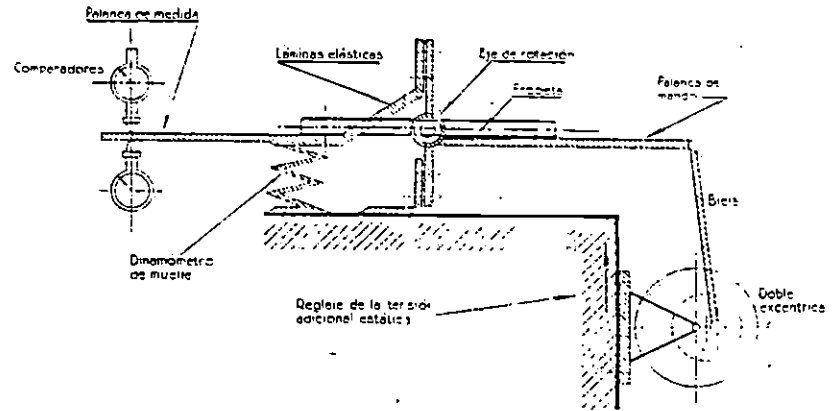


fig. 1.2.18 Esquema de Máquina Schneck de Flexión Plana

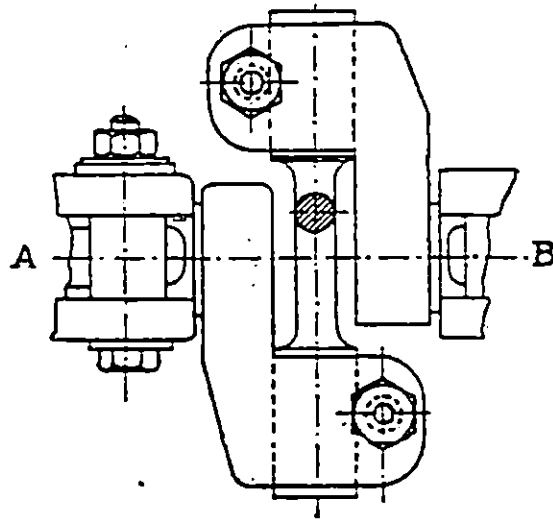


fig. 1.2.19 Dispositivo de ensayo de flexión plana Montano sobre Máquina de torsión Schenck.

1.2.2.3 MAQUINA DE ESFUERZOS POR TORSION

Existen diferentes tipos de máquinas para efectuar ensayos de fatiga de esfuerzos por torsión, pero como toda máquina para ensayos de fatiga, constan de manera elemental, de un mecanismo de generación de ciclos de esfuerzos, un sistema de carga aplicada, un contador de ciclos y un sistema de paro o de interrupción de funcionamiento. En el caso de las máquinas de ensayo de fatiga de esfuerzos por torsión, se agrega un mecanismo que controle, regule y mida la deformación generada en la probeta debido al torque aplicado a la misma, así como el mecanismo específico que produce tal efecto.

Estas máquinas proporcionan, de manera experimental, el valor de la resistencia a la fatiga de un material específico, con que será construido determinado elemento de máquina y que estará sometido a esfuerzos de torsión, de acuerdo al funcionamiento para el que ha sido diseñado.

Resulta conveniente mencionar que los constructores de máquinas para esfuerzos axiales, Flexionantes rotativa y planas, por lo general son los mismos diseñadores y constructores de máquinas para ensayos de esfuerzos por torsión. Utilizando el principio básico, pero variando los mecanismos principales para obtener el esfuerzo necesario.

Entre estos grandes constructores, se encuentra Amsler, Schenck, Erlinger, Lausenhäusen. Presentando a continuación, dichos modelos. [1]

MAQUINA LAUSENHAUSEN.

Esta máquina comprende tres partes principales (fig 1.2.20 a)

A) La parte de trabajo que efectúa el ensayo de fatiga propiamente dicho y que tiene dos cabezales de fijación de la probeta (fig. 1.2.20b y 1.2.20 c); uno que hace el papel de cabezal fijo, pero que puede ser dotado de un movimiento de rotación muy lento en uno u otro sentido por un motor eléctrico; el otro cabezal está en el extremo de un eje-al que va fijo el inducido de un motor oscilante y es el que imprime las vibraciones a la probeta, este motor oscilante se compone de un inducido en jaula de ardilla.

B) Un grupo de convertidores de corriente alterna y continua que permiten variar entre límites bastante grandes, la corriente alterna de excitación y la tensión de la corriente continua destinada al motor oscilante, con lo que se regula en movimientos oscilantes.

C) Un pupitre de mando.

Esta máquina está equipada de manera que puede efectuar indistintamente ensayos estáticos, ensayos de larga duración y ensayos abreviados. La forma de las mordanzas y de la probeta, que se emplean en esta máquina, se muestran a continuación. [1]

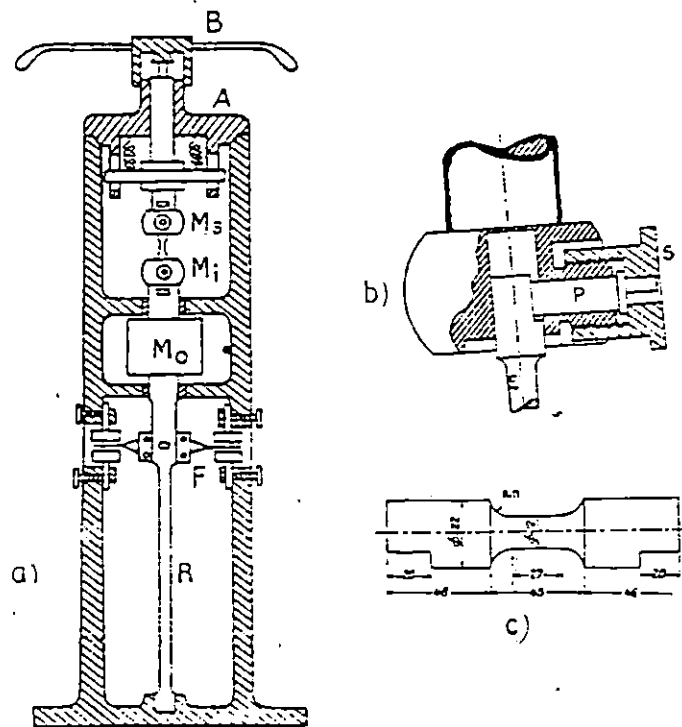


fig. 1.2.20 Máquina de Torsión Lausenhausem, a) Esquema de conjunto, b) Montaje de Probeta y c) Probeta.

MAQUINA SCHENCK

El mando de la máquina Schenck (fig. 1.2.21), se hace por medio de un motor excéntrico, que puede ser regulado en marcha, de manera precisa, con ayuda de un motor auxiliar montado en el rotor. Por medio de una biela, la excéntrica provoca oscilaciones de torsión sobre uno de los cabezales de fijación de la probeta: los esfuerzos de torsión pueden

alcanzar $\pm 60 \text{ kg/mm}^2$. El otro cabezal está unido a una probeta dinamométrica, cuyo extremo se halla empotrado en el bastidor de la máquina, mientras el otro extremo está soportado por un cojinete de bolas. El dinamómetro permite medir, después del tarado estático, el momento de torsión que actúa sobre la probeta ensayada y, por consiguiente, los esfuerzos soportados. Un conjunto de espejos y prismas permiten registrar ópticamente sobre un vidrio deslustrado, el esfuerzo en función del ángulo de torsión. Para ello se dispone de dos sistemas de espejos giratorios de ejes perpendiculares, el primer sistema indica la sección extrema de la probeta, mientras el segundo es accionado por dinamómetro. Se obtiene así, ciclos de histéresis que pueden servir para el estudio de amortiguamiento interno del metal, y para el investigar el límite de fatiga por torsión por el método rápido. Esta máquina está diseñada para operar con una frecuencia media de esfuerzos de 3,000 ciclos por minuto, considerada para determinar el límite de fatiga por el método de larga duración. [1]

- | | |
|------------------------------|--|
| A. Probeta. | E. Acople flexible. |
| B. Cabezal de fijación. | M, R, O, L. Sistema de espejos y punto luminoso. |
| C. Cabezal de torsión. | F. Pantalla. |
| D. Biela. | R. Dinamómetro. |
| E, F. Manivela y excéntrica. | G. Motor eléctrico. |

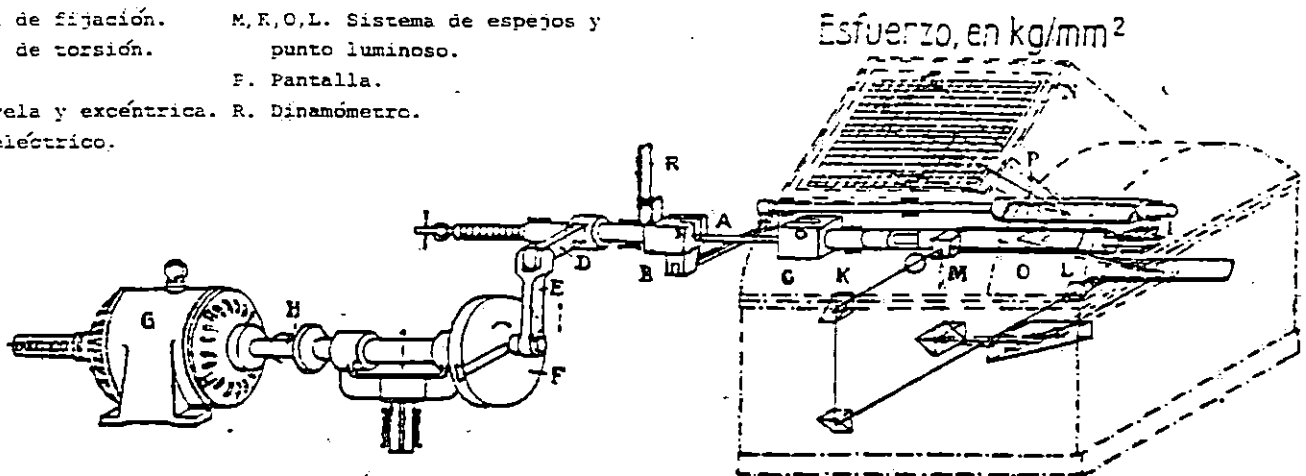


fig. 1.2.21. Esquema Máquina de Schenck

MAQUINA SCHENCK-ERLINGER

En la máquina de torsión Schenck-Erlinger (fig.1.2.22a), el par de torsión alternada, esta dado por un sistema de biela-manivela, que comunica a una de las cabezas de la probeta (fig 1.2.22b) un movimiento alternativo de rotación: la otra cabeza de la probeta es solidaria de una barra dinamométrica de torsión, cuyas deformaciones se miden estáticamente por dos comparadores. Es posible dar al dinamómetro una torsión previa y realizar de esta manera torsiones intermitentes o pulsatorias. La frecuencia de las torsiones es de 1,500 a 3,000 ciclos por minuto; la potencia de la máquina es, según el modelo, de ± 3 a ± 30 kg m. [1]

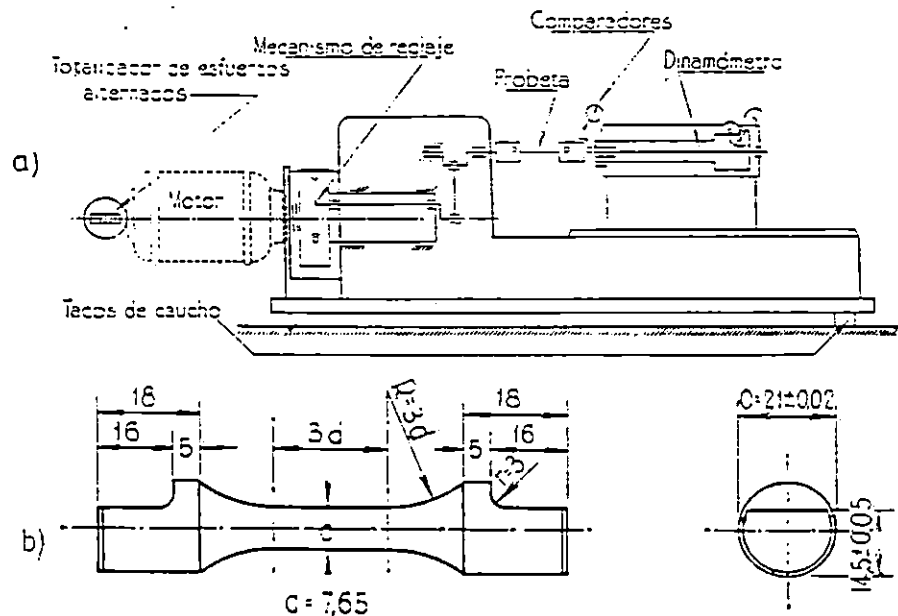


fig. 1.2.22. Máquina Torsional Alternada Schenck-Erlinger a) Esquema b) Probeta.

MICROMAQUINA CHEVENARD

En esta máquina, un árbol (fig 1.2.23) que está montado sobre rodamientos de bola, oscila según un movimiento sinusoidal por medio de una excéntrica, una biela y un botón de manivela ajustable. La frecuencia, dada por un motor sincrónico, es de 25 ciclos segundo. Se puede regular la amplitud actuando sobre el brazo de la excéntrica y la longitud del manguito.

El par impuesto a la microprobeta, se mide por el dinamómetro de torsión. Un espejo va unido al tripode, una de cuyo apoyos es fijo y los otros dos lo forman los brazos unidos a las mordazas respectivamente. Las coordenadas descritas por el punto luminoso representan el par en función del ángulo de torsión de la probeta.

Es posible suponer un par constante al par alternativo; para ello, un tornillo micrométrico permite girar un cierto ángulo el extremo de la barra dinamométrica. [1]

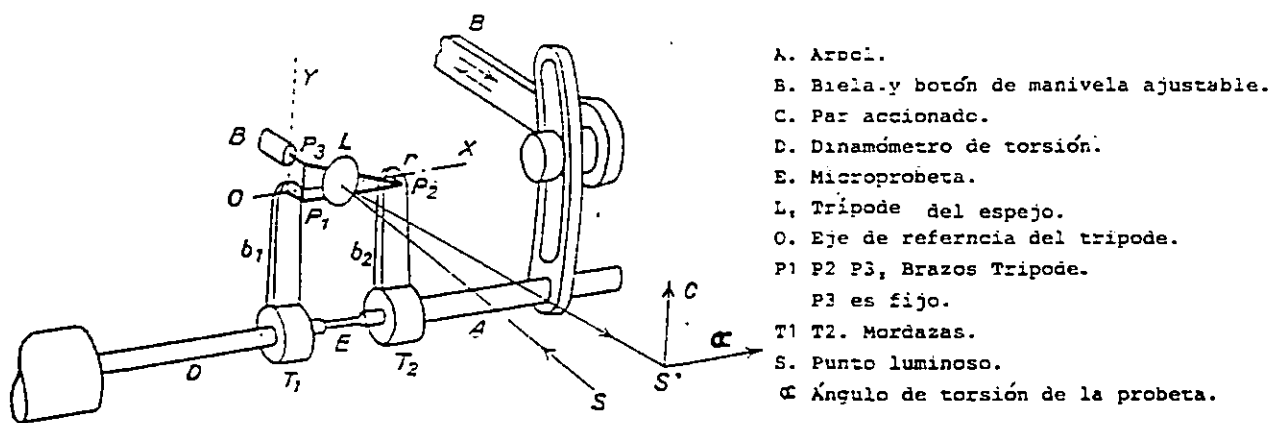


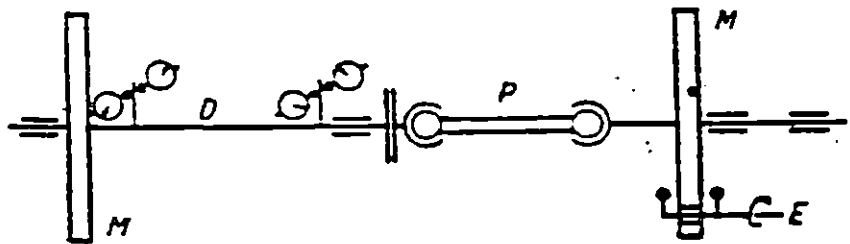
fig. 1.2.23 Esquema de la Micromáquina Chevenard

MAQUINA TORSATOR

La máquina denominada Torsator (fig 1.2.24), funciona basada en el principio de resonancia mecánica, y lleva un sistema oscilante constituido por dos volantes másicos extremos y entre los cuales van montados la probeta y un dinamómetro. Sobre los volantes pueden colocarse discos amovibles, para modificar así, sus momentos de inercia. Uno de los volantes va provisto de un excitador de masa excéntrica que produce una fuerza centrífuga, cuyo punto de aplicación esta fuera del centro del sistema oscilante. Resulta, por lo tanto, movimientos vibratorios de los volantes, que amplificados en la zona de resonancia, crean un par de torsión alterna sobre la probeta y el dinamómetro. Aumentando la velocidad de rotación del excitador, las amplitudes de oscilación de las masas externas aumentan, así como la amplitud del esfuerzo de torsión aplicada a la probeta. El esfuerzo alterno se obtiene a partir del ángulo de torsión del dinamómetro, medido por comparadores tarados estáticamente.

Para evitar que las variaciones de amortiguamiento interno de la probeta y las variaciones accidentales de velocidad de rotación que traduzcan en modificaciones del esfuerzo aplicado, ya que las máquinas de resonancia son muy sensibles a estos efectos, va montado en la máquina un

regulador eléctrico que aumenta o disminuye la velocidad del motor, hasta que alcanza el valor para el cual está graduado el dinamómetro. [1]



-Esquema del torsator Schenck.
 P=probeta; M=volantes máxicos; D=dinamómetro;
 E=excitador.

fig. 1.2.24 Esquema del Torsator

MAQUINA AMSLER Y EL VIBRO-TORSOR

Alfred J. Amsler de la firma Schaffhouse de suiza, presentó la máquina denominada Amsler. En-está, uno de los extremos de la probeta está unido a una mordaza que permanece inmóvil durante la marcha de la máquina, mientras el otro extremo de la probeta, cogido por la segunda mordaza, gira de forma alterna en los dos sentidos, produciendo las alternancias de fatiga en la probeta. Según el ajuste inicial del extremo inmóvil de la probeta y la amplitud las alternancias de torsión, la probeta no es solicitada en el momento del arranque más que en un sentido (sentido positivo), o bien alternativamente en ambos sentidos (positivo y negativo). La producción del momento de torsión se efectúa en el extremo móvil de la probeta, y la medida de

los límites del par de torsión se realiza en el extremo inmóvil de la probeta.

Amsler también presentó su Vibro-Torsor con el mismo principio que el Vibróforo descrito antes, para ensayos de esfuerzos axiales, además, la máquina que permite efectuar ensayos de torsiones alternadas con un frecuencia alta puede determinar el amortiguamiento en vibraciones de torsión.

1.2.2.4 MAQUINAS DE ESFUERZOS COMBINADOS.

El estudio del comportamiento de los metales a las sollicitaciones alternativas biaxiales y combinadas (por ejemplo cizallamiento y tracción; torsión y flexión), ha sido objeto de cierto número de trabajos.

J. Marín ha estudiado el duraluminio, sometido a esfuerzos Pulsatorios de tensión y cizallamiento en fase, para diversas relaciones de esfuerzos máximos y mínimos de cada clase y diferentes valores de esfuerzos biaxiales.

Las probetas utilizadas, de forma cilíndrica tubular, tenían sus dos extremos roscados; la parte central estaba reducida a un espesor de 0.12 mm. Una bomba de inyección tipo Bosch, permitía someter el interior de la probeta a una presión pulsatoria que producía el esfuerzo de cizalladura.

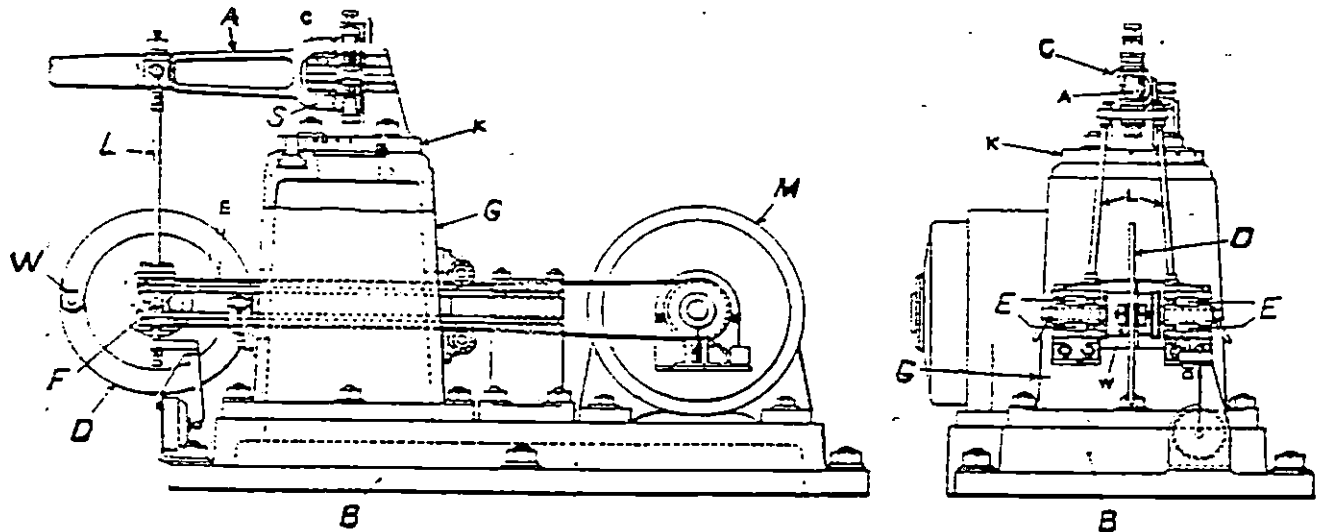
Un sistema de biela-manivela, montado sobre el mismo árbol que la bomba, producía un esfuerzo de tracción axial alternativa en fase con el esfuerzo de cizalladura.

Los resultados obtenidos en los ensayos efectuados mantenidos hasta ocho millones de ciclos, han demostrado que un esfuerzo de cizalladura alternativa, reduce la amplitud admisible del esfuerzo axial alterno, y recíprocamente.

Ensayos realizados por Gough y Pollard, teniendo en cuenta la resistencia de los cigueñales, han ensayado a fatiga probetas cuyo extremos eran cuadrados de 12.7 mm. de lado; la parte central; de sección circular de 7.62 mm. de diámetro, está unida a los extremos por un radio de 25.4 mm.; longitud total de la probeta era de 89 mm.

Las probetas estaban sometidas a torsiones alternativas y al mismo tiempo a flexiones planas alternadas. La variación de la relación de los dos esfuerzos se efectuaba modificando el ángulo θ del eje de la probeta respecto al eje de la máquina. Variando de 0° a 90° con incremento de 15° . [1]

MAQUINA N.P.L.



- | | |
|------------------|--------------------------|
| A. Brazo. | G. Bastidor. |
| B. Base. | K. Apoyo móvil. |
| C. Collar. | L. Bielas. |
| D. Disco. | M. Motor sincrónico. |
| E. Resortes. | S. Probeta. |
| F. Eje del peso. | W. Peso desequilibrador. |

fig.1.2.25 Máquina de Esfuerzos Combinados
N.P.L.

La máquina de ensayos de esfuerzos combinados (fig. 1.2.25) construida por Amsler, en las instalaciones del National Physical Laboratory (de ahí su nombre máquina N.P.L.), su funcionamiento es el siguiente: Uno de los extremos de la probeta está rígidamente unido a el apoyo móvil, asegurado por pernos al bastidor, apoyado a su vez a la base. El otro de la probeta está cogido por un collar sobre el que oscila el brazo, alrededor de un eje vertical que para por el centro de la probeta. El Disco que lleva el peso desequilibrador, tiene su eje fijo a uno de los extremos

de los resortes, los cuales están rígidamente unidos por el otro extremo a un apoyo montado sobre la base.

El disco esta accionado por un motor síncrono por medio de una correa; con una velocidad de 1,500 rpm. El apoyo del eje del peso está unido por las bielas al centro de percusión del brazo; una guarnición de caucho, colocadas entre los extremos de la bielas y el brazo, hace que la deformación de la probeta apenas resulte entorpecida. De esta forma, las fuerzas de inercia debidas al peso desequilibrador transmiten, mediante el brazo, un movimiento alternativo a la probeta. Se gula la velocidad del disco variando el diámetro de la polea para obtener la frecuencia de resonancia de todos los órganos móviles que vibran en los extremos de los resortes. La velocidad de resonancia de la máquina es de 2120 rpm. La posición en que esta la máquina de la figura 1.2.25, la probeta esta sometida solo a esfuerzos de flexión plana alternada. Girando el apoyo móvil y el collar y fijándolos en otra posición, se puede hacer que el brazo forme un ángulo o con el eje longitudinal de la probeta, de esta forma es posible combinar los esfuerzos de flexión y torsión a voluntad.

Existen además dispositivos creados con la finalidad de ser acoplados a las máquinas de ensayos de esfuerzos axiales o flexionantes, antes descritas, para efectuar ensayos de

esfuerzos combinados. Estos dispositivos han sido diseñados por constructores como: Amsler, Schenck, Erlinger, etc [1]

1.3 PROBETAS PARA EFECTUAR ENSAYOS DE FATIGA

La forma y acabado de una probeta para fatiga tiene un efecto importante en la resistencia de la misma y es necesario, además, poner más cuidado en el proyecto y preparación de estas probetas, que con las de otros ensayos mecánicos. Para evitar fallos en el amarre de esta probetas, los extremos son de mayor sección y es importante dar un gran radio de transición, entre los extremos y la sección de ensayo, para reducir la concentración de esfuerzos.

Para determinar la influencia de las concentraciones de esfuerzos en la resistencia a la fatiga, se pueden hacer ensayos en probetas entalladas. No hay acuerdo respecto a normalizar los entalles y desgraciadamente, cada investigador utiliza un entalle diferente, así que los resultados no son comparativos. [4]

1.3.1 ACABADO SUPERFICIAL DE LAS PROBETAS

Puesto que la geometría de la superficie ejerce tal influencia en el comportamiento a la fatiga, es esencial que en cualquier sistema de ensayo de fatiga el acabado superficial no afecta a los resultados, bien por que produzca ex-

cesiva dispersión en los mismos, o excesiva reducción en la resistencia. Se requiere cierto cuidado en la preparación de las probetas para ensayos de fatiga para evitar, en principio, la deformación en frío el recalentamiento en la superficie. Es preferible fresarlas o torneárselas a esmerilarlas, particularmente para materiales blandos. Para las probetas cilíndricas, la profundidad del corte se reducirá gradualmente, de forma que las últimas pasadas sean solo de 0.001 a 0.002 pulgadas de profundidad. Así mismo el pulido se realiza en etapas sucesivas, empezando con papel de esmeril basto, y terminando con un papel fino. El fin del pulido es quitar las rayas del mecanizado, y se consigue totalmente puliendo diagonalmente o en dirección longitudinal.

Se recomienda cubrir la probeta con vaselina después del pulido, hasta el momento de utilizarla.

Todos los esfuerzos deben encaminarse a normalizar el acabado superficial y la mejor práctica es, probablemente, pulir electrolíticamente la superficie después de un mecanismo cuidadoso. Este mecanizado es necesario en dos aspectos: (1) para conseguir un acabado liso; (2) para evitar distorsiones del material sub-superficial debido al desgarre o a flujo plástico. Como precaución extra se emplean a veces métodos de mecanizado especiales, como el mecanizado por electroerosión. [4]

1.3.2 TAMAÑO DE LAS PROBETAS

Estando decidida la forma de la probeta por el tipo de ensayo que se ha de aplicar, es necesario fijar el tamaño de la probeta. Naturalmente, desde el punto de vista del recurso económico tanto de máquina como de material, es preferible que la probeta sea lo más pequeña posible. Sin embargo, puede haber un efecto de tamaño asociado con la fatiga de un material particular, así un tamaño próximo al de la sección de trabajo es más realista, aunque esto es con frecuencia imposible de conseguir si se necesitan máquinas de ensayo de capacidad muy grande. Debe recordarse también que, con algunos tipos de mecanizados, una probeta pequeña es más difícil de producir para un tamaño y acabado normales. La velocidad del ensayo puede tener alguna influencia en el tamaño, porque, generalmente, un tamaño mayor significa velocidad más baja de ciclo. [4]

1.3.3. VELOCIDAD DEL CICLO EN EL ENSAYO

La velocidad de ciclo no parece influir notoriamente en la vida de fatiga; así, parecería una ventaja hacer el ensayo frecuencias muy altas, pero esto puede conducir a serias dificultades en niveles de esfuerzos más altos, debido al calentamiento de la probeta. En muchos materiales es tolerable algún calentamiento, pero otros son extremadamente sensibles a la temperatura; como tantas veces la decisión ha de tomarse en cada caso particular. [4]

1.3.4 FORMA DE LAS PROBETAS

La forma total de un probeta para ensayo de fatiga viene determinada principalmente dos cosas:

- 1) La clase del ciclo de esfuerzo y
- 2) El diseño de la máquina de ensayo.

Pero ciertos detalles son cosas de sentido común (por ejemplo la necesidad de desarrollar el valor de esfuerzo mismo dentro de la longitud medida). Puesto que los entalles pueden tener un efecto marcado en las propiedades de fatiga, cualquier unión de la porción medida a la sección de adaptación de la máquina, debe hacerse gradualmente con radios de gran curvatura. También, la probeta en la vecindad de porción de medida, deberá ser sencilla en su forma, de modo que pueda lograrse la mayor uniformidad de acabado superficial. Generalmente, las formas se podrán lograr con facilidad por procedimientos de mecanizado normales. Pero en resumen, el diseño real de la probeta dependerá del tipo y forma de la máquina de ensayo en que ha de usarse. [4]

1.3.5 PROBETAS PARA ENSAYOS DE ESFUERZOS AXIALES.

Los requisitos para la aplicación de la carga de tensión axial o directa en fatiga son semejantes a los de ensayos de tensión y compresión sencillos, en que la agilidad de la carga es esencial; sin embargo, en fatiga, la intensidad es aplicar ambos modos alternativamente. Por lo tanto los

sistemas simples de autoalineamiento para el ensayo de tensión no son aplicables, debido a que los mismos adaptadores tienen que aplicar también compresión. Una probeta para carga por fatiga de esfuerzo axial será más bien como una probeta de tensión de tipo de extremo roscado, pero deberá estar atornillada aun cabezal guiado con precisión y no a unas uniones auto-centradas. La máquina debe estar guiada y alineada con precisión con los adaptadores o mordazas de tal forma que no se aplique flexión o torsión a la probeta.

A veces se utilizan probetas planas y su forma vienen, en gran parte, determinada por el sistema de fijación de la máquina. Diferentes modelos de probetas para ensayos de esfuerzos axiales se presentan a continuación (fig 1.3.1), como la probeta empleada en la máquina Haigh que se utiliza para diámetros de sección de ensayo, desde 0.15 a 0.20 plg. la longitud de la parte cilíndrica está limitada a 1/4 plg., para evitar que se distorsione o se doble, cuando se carga a compresión. Una regla de trabajo, a partir del uso de máquinas de acción directa; dice que la longitud de la parte cilíndrica, no debe exceder una vez y media del diámetro mínimo. [2]

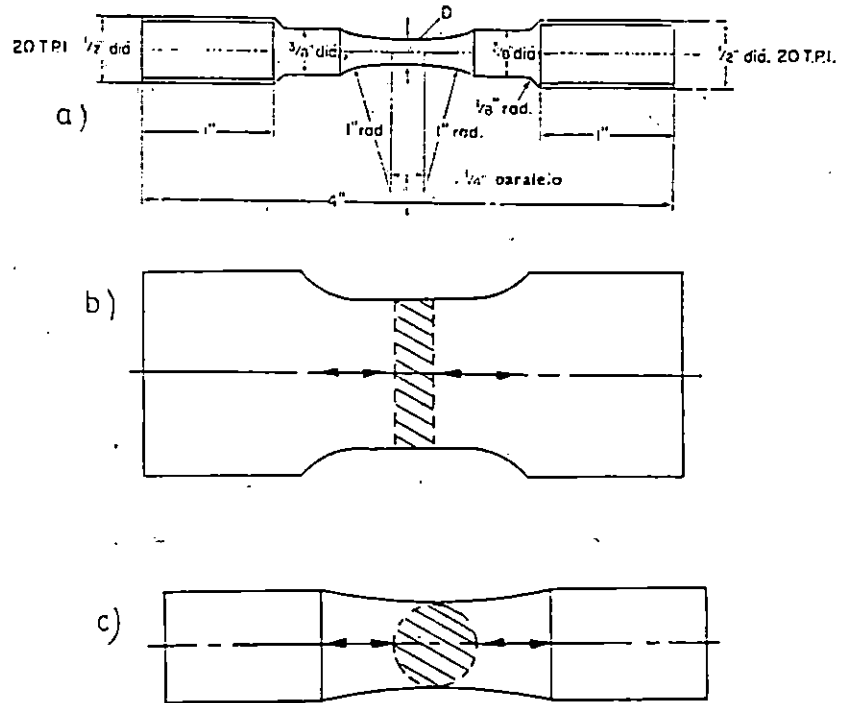


Fig. 1.3.1. Diferentes formas de probetas para ensayo de Fatiga de Esfuerzo Axial, a) para máquina Haigh, b) de Sección rectangular, c) de Sección redonda.

1.3.6 PROBETAS PARA ENSAYOS DE FLEXION

A) FLEXION ROTATIVA

Las probetas utilizadas por los diferentes investigadores que han estudiado la flexión rotativa son muy diversas, tanto desde el punto de vista de la forma como el de las dimensiones propias. Unos han empleado probetas cilíndricas o cónicas; otras probetas teóricas; algunos han adoptado débiles radios en las uniones de las partes empotradas y de las flexadas, y otros han elegido radios de acuerdo importantes. Esta diversidad de modelos de probetas,

han hecho difícilmente comparables los resultados establecidos.

Teniendo en cuenta el efecto del acuerdo, que han estudiado especialmente Moore, Kommers y Lessels, han adoptado para ensayos de flexión rotativa en voladizo la probeta (fig. 1.3.2 a), que tiene un radio de acuerdo de 12.57 mm. de forma cónica, para conseguir con esta forma, un valor del esfuerzo sensiblemente constante sobre una gran parte de la probeta. Más Adams ha empleado una probeta análoga (fig. 1.3.2. b).

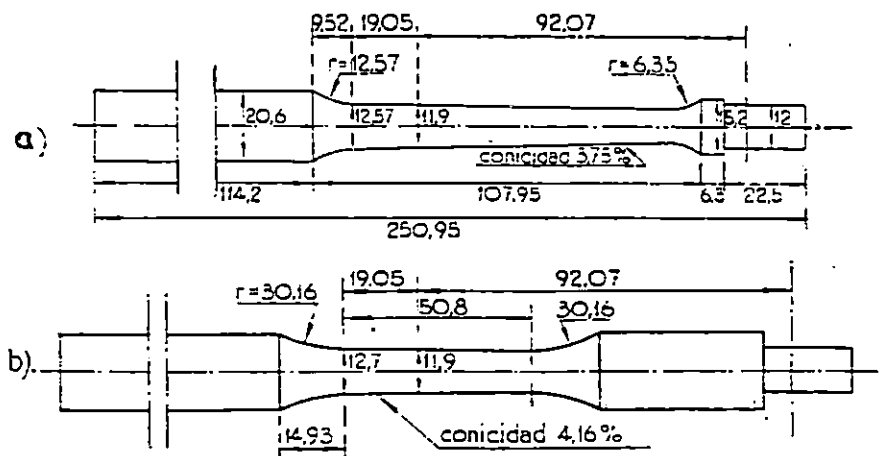


fig. 1.3.2. a) Probeta de Moore, Kommers y Lessels, b) Probeta de Mac Adams.

En el Lanoratoire du Service des Recherches de l'Aéronautique, se utiliza una probeta cilíndrica de 7 mm. enlazada a un parte cilíndrica de 14.5 mm., por un radio de 6.5 mm., correspondiente a la condición de igual resistencia a la flexión y en la cual el radio elegido para el acuerdo es

de 21.6 mm. Esta probeta (fig.1.3.3. a) fue normalizado por el ministerio del aire de la República de Francia. Siendo la probeta precedente de dimensiones relativamente grandes.

A Fotiadi propuso una probeta cónica de dimensiones reducidas (55 mm de longitud) (fig 1.3.3. b), se utilizan también probetas de forma tórica, con un gran radio de garganta, que permiten localizar la sección de rotura.

Asi mismo, Wohler empleaba una probeta con características propias para su máquina de viga en voladizo, para uno o dos puntos de aplicación de carga (fig.1.3.4.)

[1]

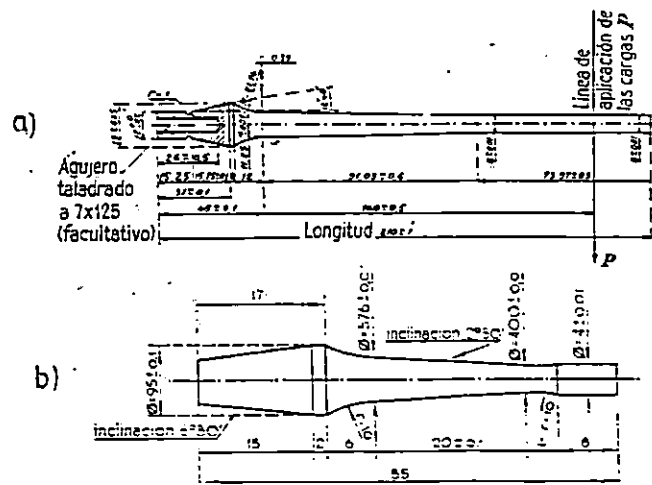


fig. 1.3.3. a) Probeta Air 0830 Usada por el Ministerio del Aire Frances, b) Probeta Fotiadi.

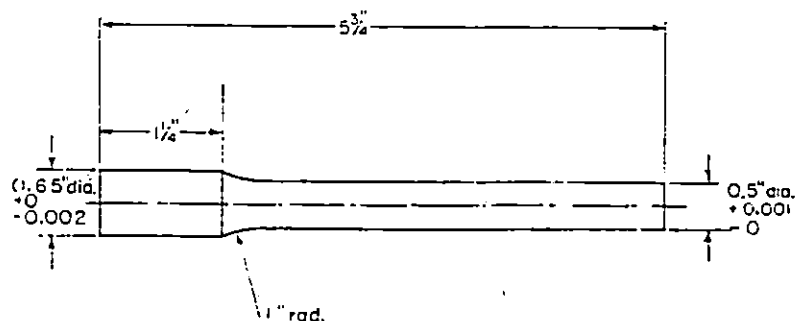


fig.1.3.4. Probeta tipo Wohler para 1 ó 2 Puntos de Carga.

R.R. Moore ha empleado la probeta (fig. 1.3.5. a) que se monta sobre las máquinas de flexión rotativa americana, mientras que en Alemania se emplean corrientemente probetas Schenck (fig 1.3.5. b) en las máquinas de dicho constructor, cuyo diseño es mucho más sencillo. [1]

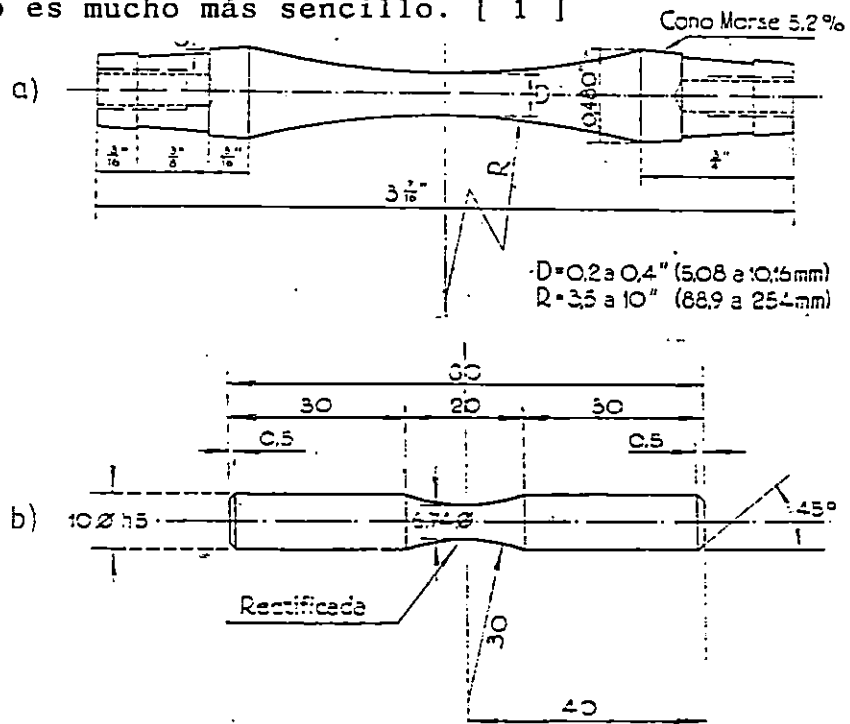


fig. 1.3.5 a) Probeta Tipo R.R. Moore b) Probeta Schenck.

Por el año de 1938, la aeronáutica francesa promovió la utilización de la probeta Caquot, de diseño más sencillo y dimensiones muy reducidas, permitiendo su obtención del material de todas las piezas que deben resistir a la fatiga, la parte central de esta probeta, está rectificada con muela o diamante, de manera que las rayas sean longitudinales.

Recientemente se han modificado las cabezas de la probeta citada, de manera que se simplifica el mecanizado, las cabezas son cilíndrica, con un diámetro de 5 mm. y la

longitud de la cabeza empotrada se ha aumentado ligeramente para asegurar una mejor fijación (fig. 1.3.6). El apriete de las cabezas, que se efectúa por medios de pinzas elásticas, es satisfactorio.

Para el ensayo de aleaciones ligeras, la AFNOR (Comisión de Métodos de Ensayos) han examinado una probeta un poco menos robusta, que medía en su parte central 3.255 mm. manteniendo todas las demás dimensiones.

Si se comparan las probetas cónicas con las probetas tóricas, y si la sección media de las probetas cónicas es la misma de la sección mínimas de las probetas tóricas, se puede admitir que ninguna sección de las primeras se encuentra favorecida para la rotura, de tal manera que la posición de la rotura dependerá de las heterogeneidades presentes, mientras que en las segundas la fractura está impuesta por la sección mínima. La probabilidad de la intervención de los defectos parece, a priori, mayor en la probeta cónica que en la tórica.

b) DE FLEXION PLANA

La flexión plana se utiliza con frecuencia para ensayos de fatiga de material suministrado en formas de lámina y a veces para material en barra. El sistema se utiliza también en investigaciones en que se quiere economizar material o conservar una o ambas superficies tensadas en observación.

Si la probeta no está cuidadosamente diseñada para adaptarse al sistema de ensayo particular, su comportamiento no se puede predecir. Los ensayos de flexión plana se pueden

hacer en máquinas de tipo "push-pull" (empuja-hala). La forma de una probeta de flexión plana depende de:

- 1) El espesor del material que se ha de ensayar, y
- 2) El tamaño y tipo de la máquina de ensayo a emplear

Los sistemas de flexión plana se pueden adaptar para dos tensiones media diferentes, sometiendo previamente la probeta a una apropiada deformación por flexión elástica, de acuerdo con la deformación total impuesta en la máquina. Los ensayos de flexión giratoria son siempre del tipo alternativo.

Cabe mencionar que en las probetas de flexión plana (fig 1.3.7 a) proyectadas para ensayos de esfuerzos pulsatorios, se ha encontrado que la anchura de los extremos para los amarres, necesita ser aproximadamente tres veces la de la sección de ensayo, si se quiere prevenir el fallo en los extremos. Se notará en estas probetas la amplitud del radio de transición, aunque se han construido con dimensiones muy diferentes, como la empleada en la máquina de Schenck (fig. 1.3.7 b). [4]

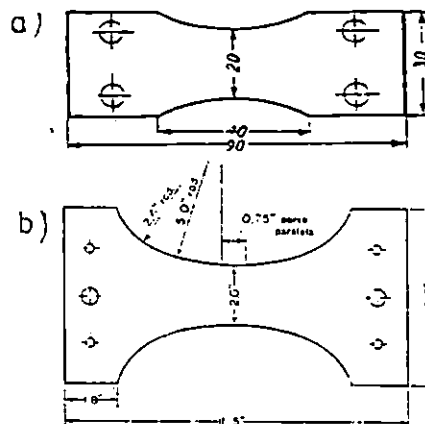


fig. 1.3.7. Probeta para ensayos de flexión plana, a) para esfuerzos pulsatorios, b) probeta Schenck.

C) DE TORSION

Para todas las investigaciones fundamentales en fenómeno de fatiga torsional, se utiliza una probeta de sección redonda, con objeto de lograr que la carga sea concéntrica. Probablemente, las secciones huecas darían resultados más representativos si las condiciones de ensayos se pudieran normalizar y mantener, pero la gran dificultad de mecanizar el diámetro interior de las probetas con la misma precisión que el exterior, impide el logro de uniformidad. Por ello, la regla general es el empleo de secciones redondas macizas.

Puesto que la tensión máxima se desarrolla simultáneamente alrededor de la circunferencia de la sección de medida, un área relativamente grande de material está sometida a esta condición; y como el aumento de longitud hace mayor la inestabilidad de la probeta, la longitud de esta suele ser corta, aunque existen excepciones. Una forma típica de este tipo de probeta se muestra en la (fig. 1.3.8 a), donde las dimensiones principales se determinan por el tamaño disponible de material y el tipo de máquina a utilizar.

Dos requisitos indispensables para cualquier esfuerzo de fatiga torsional, a aplicar a la probeta, son: 1) Debe ser posible fijar firmemente la probeta sin aplicar flexión alguna. y 2) Debe aplicarse concéntricamente la carga de torsión. Otras muestras de Probetas para ensayos de torsión son presentadas por constructores como Schenck (fig. 1.3.8 b) y Lausenhause (fig. 1.3.8 c). [1]

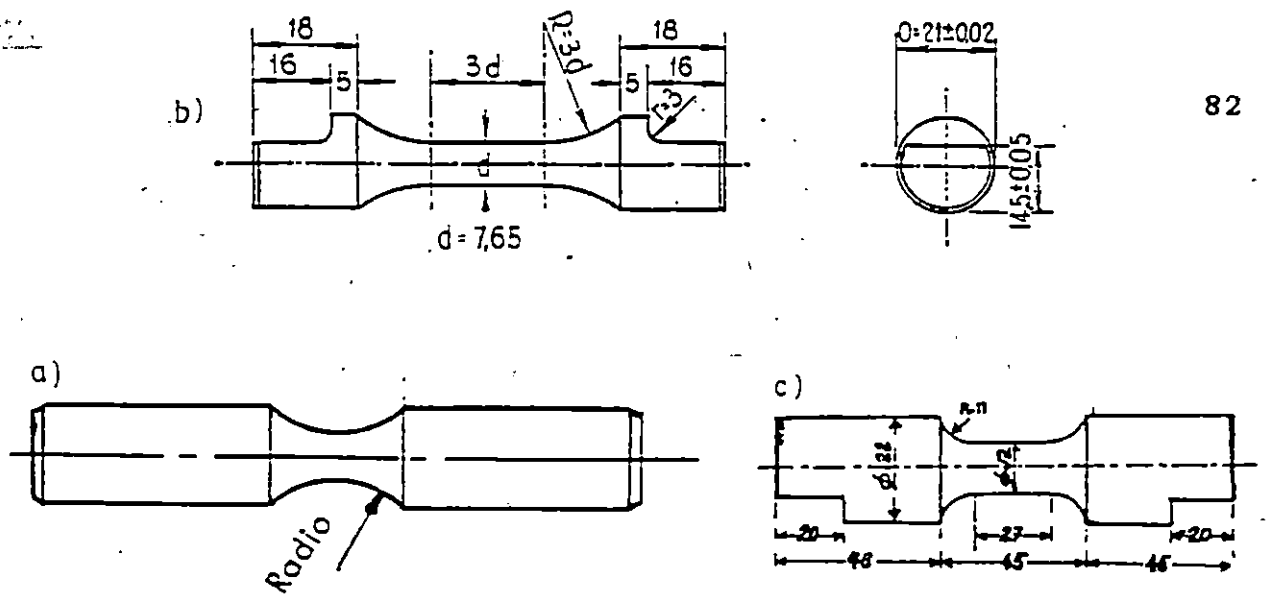


fig. 1.3.8. Probetas para ensayo de Esfuerzo de torsión a) Forma típica, b) Probeta Schenck y c) Probeta Lausenhäuser.

1.4 PROPUESTA DEL PROTOTIPO PARA MAQUINA DE FATIGA DE FLEXION ROTATIVA.

La propuesta del prototipo de una máquina, para efectuar pruebas de fatiga del tipo Flexión Rotativa. Se da dentro del marco bibliográfico de la investigación teórica desarrollada; además, en base a las necesidades y objetivos planteados en el presente trabajo, como son:

- La máquina a seleccionar, es del tipo Flexión Rotativa, por el tipo de máquina para ensayo, más representativa, de las cuales se han obtenido la mayoría de resultados de Resistencia a la Fatiga, presentados en los textos referentes al tema, (sección número 1.1.3 y 1.2.2.2)
- La máquina deberá contar con los elementos básicos necesarios, (sección número (1.2.1.))

- La máquina deberá ser funcional, práctica y de bajo costo, así como también la prueba de laboratorio.
- Se deberá garantizar la confiabilidad de los resultados y la factibilidad de diseño y construcción.

Considerando la información bibliográfica presentada sobre los componentes básicos de las máquinas de fatiga, así como de los sistemas de carga más utilizados; los resúmenes de los diferentes modelos de máquinas para ensayos de fatiga de tipo Flexión Rotativa, desde la máquina Wohler hasta la Máquina Schenk, junto al análisis de la probeta a utilizar según el modelo de la máquina (sección 1.3.6); que también nos permita cumplir los objetivos propuestos, puesto que la fabricación del tipo de probeta a usar en la máquina representa un factor de decisión.

Por lo tanto:

La factibilidad técnica y económica, para el diseño y construcción del prototipo de la máquina, se garantiza con la selección de una máquina con las características siguientes:

MAQUINA PARA PRUEBAS DE FATIGA

Tipo	:	Flexión Rotativa
Estilo	:	Probeta en voladizo
Carga	:	Directa, Peso muerto
Accionamiento	:	Directo, Motor eléctrico
Contador	:	Eléctrica
Probeta	:	Diseño típico viga en voladizo Schenck con pequeñas variantes. (fig 1.3.9)

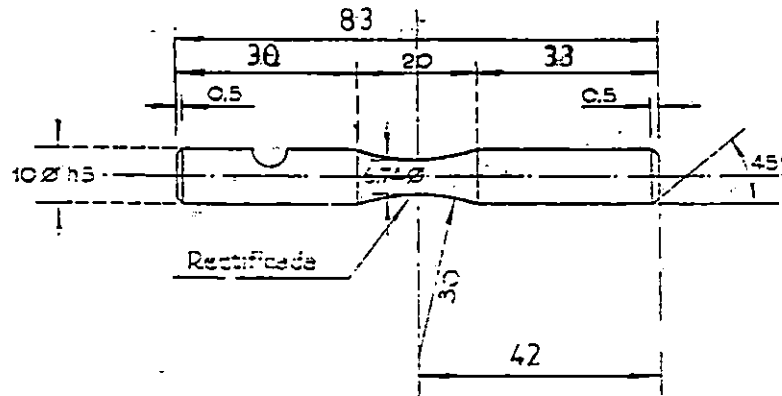


fig. 1.3.9 Probeta Propuesta

1.5. FABRICACION DE LA PROBETA :

Dentro del estudio que se realiza, sobre las pruebas de fatiga en materiales metálicos, se ha observado la importancia de la buena fabricación con que se deben realizar las probetas, como: El acabado superficial (sección 1.3.1), el tamaño de la probeta y la forma de la probeta.

Una mala fabricación de la probeta implicaría resultados con cierto grado error, es por ello que, al momento de diseñar una máquina para pruebas de fatiga, debe considerarse que la fabricación de las probetas cumplan con ciertas condiciones, que contribuya a que los resultados sean más confiables. Algunas condiciones son:

- Que las probetas sean pulidas cuidadosamente, recibiendo un acabado superficial final en dirección axial para evitar las rayaduras circunferenciales, que involucrarían efectos no deseados.
- Tener el mayor cuidado, de que las probetas se construyan lo más idénticamente posible.

- El diseño y medida de la probeta a utilizar, dependerá directamente del modelo y diseño de la máquina de ensayo de fatiga a construir.

Como alternativa para fabricar la probeta se ha analizado que se puede elaborar haciendo uso de un torno, considerando el recurso técnico disponible, presentándose las siguientes opciones:

- Adaptar un aparato copiador automático en el torno.
- Fabricación manual de la probeta en el torno.

A) Aparato Copiador:

Es un accesorio extra de un torno, que por medio de mecanismos (Hidráulicos, neumático, mecánico o electrónico), sigue las características de una pieza patrón, para obtener de ella, replicas idénticas automáticamente.

B) Fabricación Manual

Es otra alternativa de la fabricación de la probeta que se realiza manualmente en el torno. Para ello se presente un procedimiento a seguir teniendo en cuenta que las probetas deberán ser lo más idénticas posibles, con un acabado superficial muy aceptable y que el costo sea bajo. Esta opción es la que se tomara en el presente trabajo.

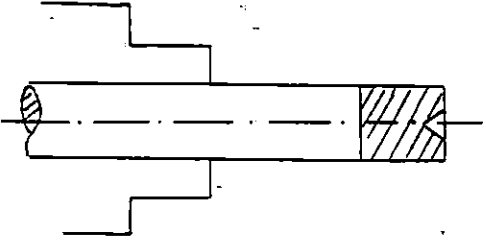
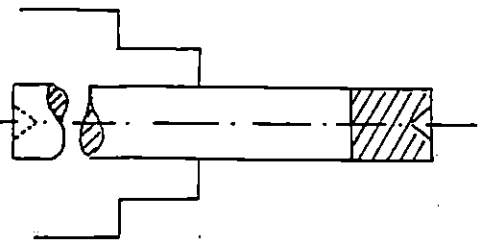
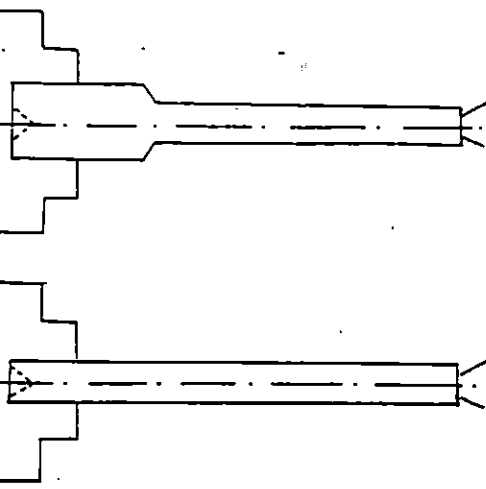
1.5.1 PROCESO DE FABRICACION DE LAS PROBETAS

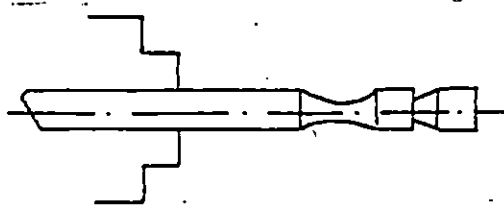
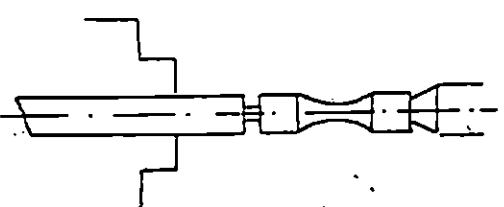
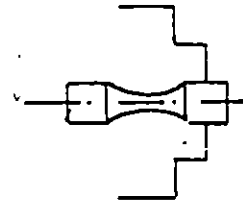
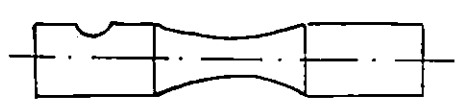
PASOS:

1. Representar un extremo de la pieza, que podría tener una longitud aproximada de 600 mm., para poder obtener 8 probetas como mínimo.

2. Hacer un agujero guía, en la sección refrentada.
3. Efectuar en el otro extremo de la pieza, los pasos 1 y 2.
4. Cilindrar toda la pieza al diámetro establecido.
5. Efectuar la sección de análisis, desbastando con el buril de forma. Para ubicar el buril de forma, en el lugar indicado de la pieza, se utilizará una plantilla de longitudes.
6. Efectuar una ranura con un buril corriente, para cortar la probeta con una sierra manual.
7. Realizar los pasos 1 y 2, en el extremo recién cortado y los pasos 5 y 6 para obtener otra probeta; así sucesivamente, para obtener cada una de las probetas de la pieza original.
8. Refrentar y hacer agujero guía en el extremo liso de cada probeta.
9. Efectuar los saques rectangulares y opuestos radialmente, en la probeta; que se hará en la fresadora, colocando la probeta en el plato entre-puntos.
10. Lijar la sección crítica de la probeta, con papel abrasivo número 500, 800, 1000. Lijando a efectuarse manualmente longitudinalmente en la sección de análisis.

1.5.2 PROCESO ESQUEMATICO DE LA FABRICACION DE LAS PROBETAS

DESIGNACION	DIBUJO
<p>1. Refrentar</p> <p>2. Hacer punto</p>	
<p>3. Repetir los pasos 1 y 2, en el otro extremo de la pieza.</p>	
<p>4. Desbastar toda la pieza al diámetro establecido en el diseño.</p>	

DESIGNACION	DIBUJO
5. Desbastar sección de análisis con el buril de forma	 A technical drawing showing a specimen with a central gauge section. The drawing is a side view with a horizontal centerline. The specimen has a long, thin central section that tapers slightly towards the ends. The ends are wider and have a stepped profile. The drawing is enclosed in a rectangular frame with a dashed line indicating the centerline.
6. Realizar ranura para luego cortar con Sierra manualmente. 7. Realizar todos los pasos anteriores para obtener 8 probetas	 A technical drawing showing a specimen similar to the previous one, but with a narrow groove cut into the central gauge section. The drawing is a side view with a horizontal centerline. The specimen has a long, thin central section that tapers slightly towards the ends. The ends are wider and have a stepped profile. The drawing is enclosed in a rectangular frame with a dashed line indicating the centerline.
8. Refrentar las piezas cortadas.	 A technical drawing showing a specimen with a central gauge section and chamfered ends. The drawing is a side view with a horizontal centerline. The specimen has a long, thin central section that tapers slightly towards the ends. The ends are wider and have a chamfered profile. The drawing is enclosed in a rectangular frame with a dashed line indicating the centerline.
9. Hacer 1 agujero de 1/4 θ en un extremo de la probeta.	 A technical drawing showing a specimen with a central gauge section and a hole at one end. The drawing is a side view with a horizontal centerline. The specimen has a long, thin central section that tapers slightly towards the ends. The ends are wider and have a chamfered profile. One end has a hole. The drawing is enclosed in a rectangular frame with a dashed line indicating the centerline.

CAPITULO II
ANALISIS Y DISEÑO DE LA MAQUINA

2.0 DISEÑO DE MÁQUINA DE PRUEBAS DE FATIGA DE FLEXIÓN ROTATIVA.

Considerando el modelo de máquina seleccionado para pruebas de flexión rotativas, podemos establecer que ésta debe estar provista de los sistemas siguientes:

1) Sistema Mecánico

Este sistema se encarga de sujetar, transmitir movimiento y producir un momento de flexionante a la probeta, esto se logra a través de los sistemas siguientes (fig. 2.1).

- Sistema de transmisión de potencia.
- Sistema de sujeción de probeta.
- Sistema de carga.
- Soporte de máquina.

a) Sistema de Transmisión de Potencia.

Este sistema se encarga de transmitir el movimiento del motor al sistema de sujeción de la probeta por medio de un juego de poleas individuales y una faja (fig. 2.1).

b) Sistema de Sujeción de Probeta.

Este sistema es el encargado de sujetar la probeta entre dos ejes. El primer eje se encuentra alojado entre dos soportes (para rodamientos autoalineables) y se encarga de sujetar el extremo derecho de la probeta (por medio de un prisionero), para transmitirle a ésta, el movimiento que recibe del sistema de transmisión de potencia.

El segundo eje se encarga de sujetar el extremo izquierdo de la probeta (por medio de dos prisioneros), para imprimirle a esta, el momento flexionante producido por el peso colocado en el sistema de carga. (fig. 2.1)

c) **Sistema de Carga.**

Este se encarga de sujetar y estabilizar el peso en voladizo a colocar por medio de rodamiento autoalineable de dicho sistema y las dos barras de alineado. (fig. 2.1)

d) **Soporte de Máquina.**

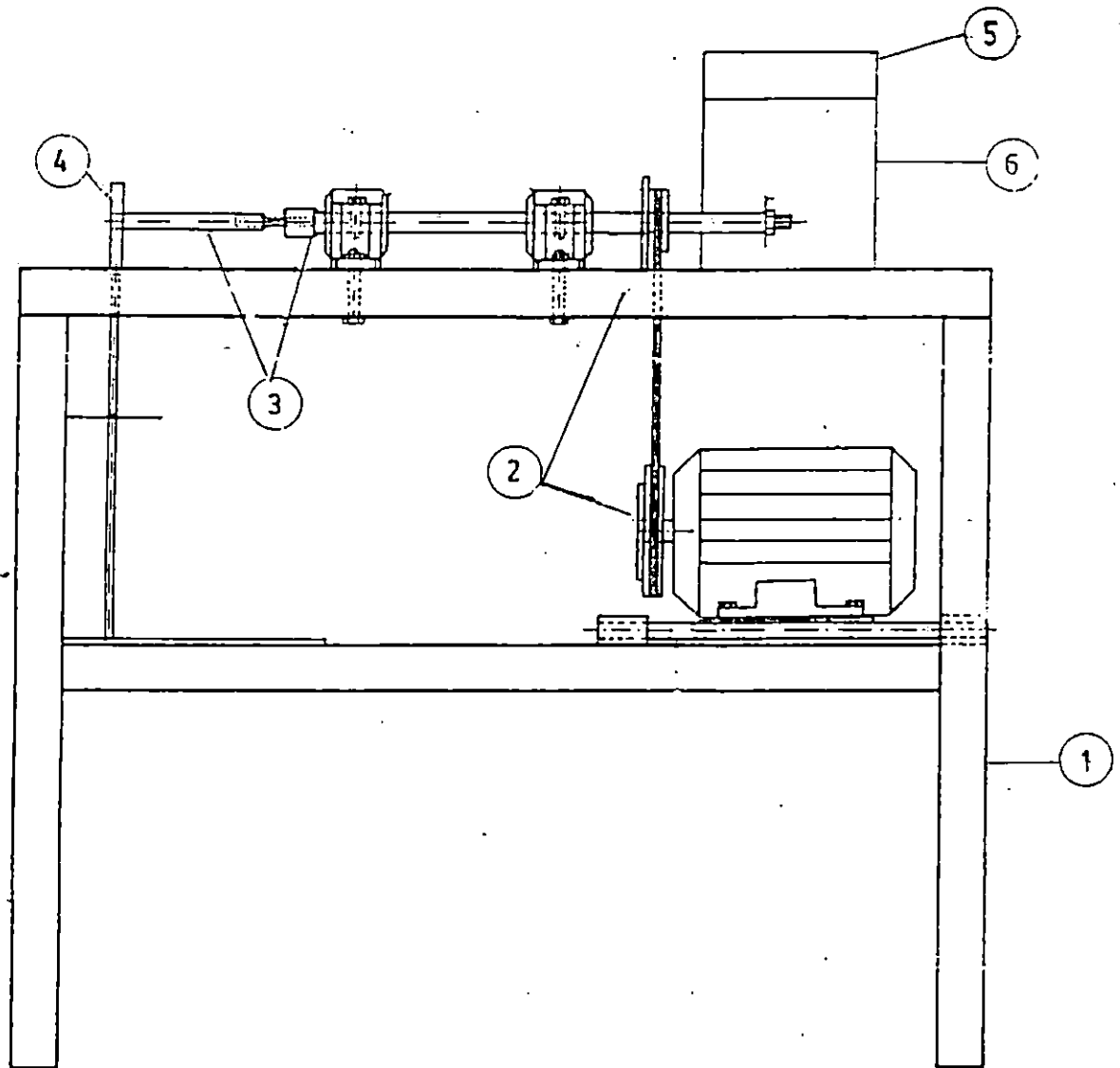
En éste se ensamblan todos los sistemas de la máquina antes mencionados. (fig. 2.1)

2) **Sistema Eléctrico**

Se encarga de alimentar, accionar y parar el motor.

3) **Sistema Digital**

Tiene la función de contar y retener el número de ciclos a los cuales la probeta se rompe.



- | | |
|------------------------------------|----------------------|
| 1: Soporte máquina | 4: Sistema de carga |
| 2: Sistema de transmisión | 5: Sistema eléctrico |
| 3: Sistema de sujeción de probeta. | 6: Sistema digital |

Fig. 2.1 Esquema de los Sistemas que componen la máquina.

Como ya se describió la operación de los diferentes sistemas de la máquina, se procede al diseño y selección de los elementos que constituyen dichos sistemas.

2.1 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO.

El diseño del sistema mecánico se inicia con la determinación de la potencia requerida de la máquina, para luego, determinar el diámetro del eje y la selección de los demás elementos.

2.1.1 Determinación de la Potencia de la Máquina.

La potencia demandada por la máquina se determina mediante expresión siguiente:

$$\eta = \frac{\text{Proz}}{\text{Pdem}} \quad (2.1)$$

Donde:

Proz: Es la potencia de razonamiento producida por los rodamientos.

Pdem: Potencia demandada por la máquina.

η : Eficiencia de transmisión de potencia.

La eficiencia de transmisión de potencia (η) para fajas trapeciales oscila entre un 70% a un 96%, para nuestro

análisis se utilizará la eficiencia de un (70%) ya que representa las condiciones más críticas. [8]

Para determinar la potencia de fricción producida por los rodamientos primeramente se hace un análisis estático del eje, para posteriormente seleccionar los rodamientos y así finalmente determinar el par de rozamiento producido por éstos.

2.1.1.1 Análisis Estático del Eje.

En este análisis no se incluyen las tensiones en la faja ya que solo se pretende determinar la potencia de rozamiento producida por los rodamientos sin tomar en cuenta las pérdidas de transmisión de potencia.

Antes de proceder con este análisis es necesario establecer la distribución de los elementos en el eje, el peso de las poleas a utilizar y el peso máximo en voladizo a manejar.

DISTRIBUCION DE ELEMENTOS.

Esta distribución se establece de manera que reduzca las flexiones y vibraciones.

El Peso Máximo de Poleas (W_p).

Como las poleas son de carácter individual y elaboradas de aluminio se considera un peso de 3Kgf.

El Peso en Voladizo (W).

Este peso a utilizar es de 18.18 Kgf, ya que dicho peso

es fácil de manipular por cualquier persona encargada de realizar las pruebas de fatiga, además de permitir ensayar una variedad de materiales que tengan una resistencia inferior a este valor.

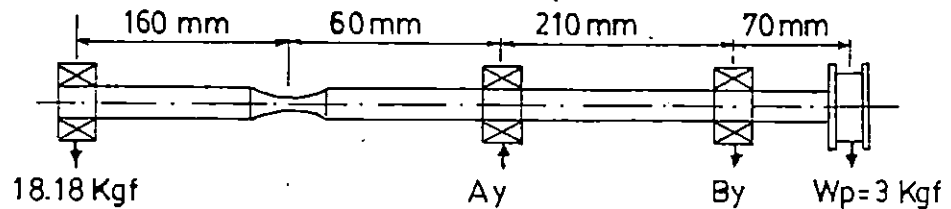


Fig. 2.2 Distribución de Carga de Plano Vertical.

$$+ \uparrow \Sigma M_A = 0$$

$$- (220)(18.18) + (210)(By) + (280)(3) = 0$$

$$By = 15.05 \text{ kgf}$$

$$+ \uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$- 18.18 + Ay - By - 3 = 0$$

$$Ay = 36.23 \text{ kgf}$$

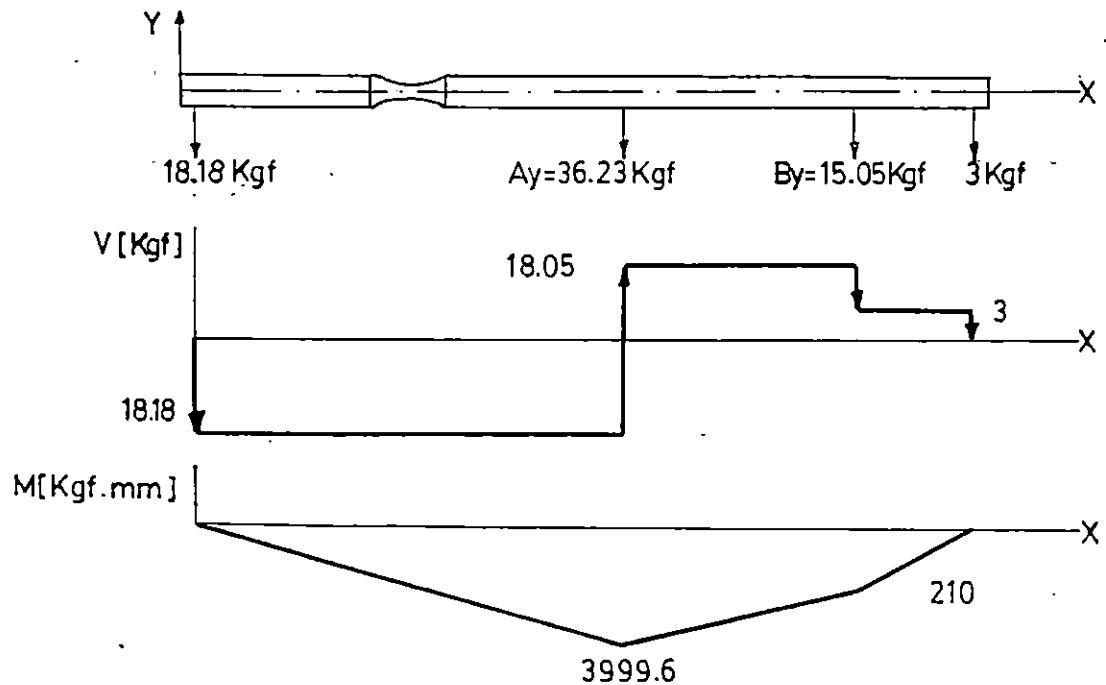


Fig. 2.3 Diagrama de: a) carga, b) cortante y c) momento.

Del diagrama anterior se puede observar que el valor de momento máximo se encuentra en el punto (A) y tiene el valor de 3999.6 Kgf/mm² y las reacciones en los puntos A y B son 35.23 Kgf y 15.05 Kgf.

La ecuación que determina el momento en el tramo (W-A) es:

$$M = 15.15 x \quad < x < 220 \text{ mm}$$

2.1.1.2 Selección de Rodamientos.

Los rodamientos se fabrican para soportar cargas radiales, axiales o una combinación de ambas. De acuerdo a la aplicación existente, se analizará el tipo de rodamiento que cumpla con la aplicación de las cargas radiales.

Se seleccionan rodamientos de bola a rótula con manguito de fijación (fig. 2.4), para el eje entre soportes y para el eje en voladizo, ya que estos rodamientos tienen la característica de ser autoalineables, lo que permite pequeñas desviaciones angulares del eje con relación al soporte.

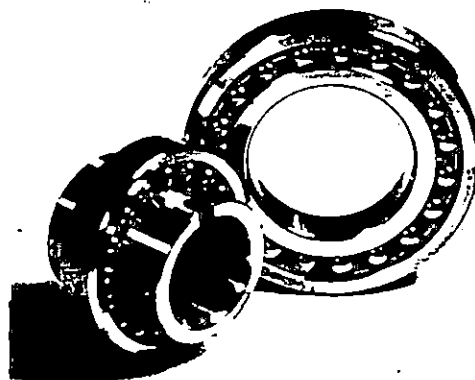


Fig. 2.4. Rodamiento de bola a rótula con manguito de fijación.

La selección del rodamiento se hace a partir de la capacidad de carga máxima; la velocidad angular máxima (3850 rpm) en el eje y cuando se da la máxima carga radial producida en cualquiera de los rodamientos (Ay).

$$C = p \left[\frac{L_{10}(n)(60)}{1,000,000} \right]^{1/3} \quad (2.2)$$

Donde:

- c : Capacidad de carga dinámica (Newton).
- L_{10} : Duración nominal en horas de servicio (horas).
- p : Carga dinámica (Newton).
- n : Velocidad constante de rotación (rpm)

Como:

- L_{10} : 30000 horas (tabla A-1)
- p : Ay = 36.23 kgf = 355.31 N
- n : 3850 rpm

Resolviendo (2.1) tenemos: que la capacidad de carga (c) de los rodamientos seleccionados tiene que ser mayor que 6774N y deben tener un diámetro mínimo de agujero de 12 mm (Ver tabla A-2).

- Para el eje en voladizo (con un diámetro de 20 mm), de tabla A-2 se selecciona un rodamiento con la denominación 1204, ya que tiene un C > 6774 N.

- La designación correspondiente a los rodamientos, para el eje entre los soportes se determinará cuando se determine el diámetro del eje.

2.1.1.3 Potencia de Rozamiento.

Como ya se conocen las cargas radiales en los tres rodamientos y el diámetro mínimo que deben tener se procede a determinar el par de rozamiento producido por éstos, mediante la siguiente expresión.

$$M_{roz} = M_A + M_B + M_W = M[(d/2)(A_y + B_y + W)] \quad (2.3)$$

Donde:

- M_{roz} : Par de rozamiento (N.mm)
- M : Coeficiente de rozamiento del rodamiento = 0.001
- d : Diámetro del agujero del rodamiento = 9 mm

(Tabla A-5)

$$M_{roz} = (0.001) [(12/2)(36.23 + 15.05 + 18.18)]$$

$$M_{roz} = 0.42 \text{ Kgf.mm} = 0.42 \times 10^{-3} \text{ Kgf.m}$$

Como el momento de rozamiento está relacionado con la potencia de rozamiento (Proz) tenemos:

$$\text{Proz} = (M_{roz})(W)(2\pi/60)$$

Donde:

W : Velocidad angular máxima en el eje (rpm) = 3850 rpm

Proz: $(0.42 \times 10^{-3})(3850)(2\pi/60)$

Proz: 0.17 Kgf.mm/seg. = 0.00224 HP

Con el valor de potencia de rozamiento producido por los rodamientos se resuelve la ecuación (2.1).

$$P_{dem} = \frac{Proz}{\eta} = \frac{(0.00224) \text{ HP}}{0.7}$$

$$P_{dem} = 0.0034 \text{ HP}$$

Como la potencia demandada por la máquina es pequeña (0.0034 HP) al seleccionar un motor con (1/4 HP) se satisface dicha potencia.

Como los motores eléctricos poseen diferentes velocidades estandarizadas, se selecciona un motor que proporcione una velocidad de 1750 rpm, ya que esta velocidad se puede ampliar y reducir fácilmente para el eje donde se monta la probeta.

Siendo así, se establecerá las relaciones de transmisión de la siguiente manera:

Para ciclos bajos

$$\text{Relación (R)} = 1750/535 = 3.27$$

Para ciclos altos

$$\text{Relación (R)} = 1750/3850 = 0.45$$

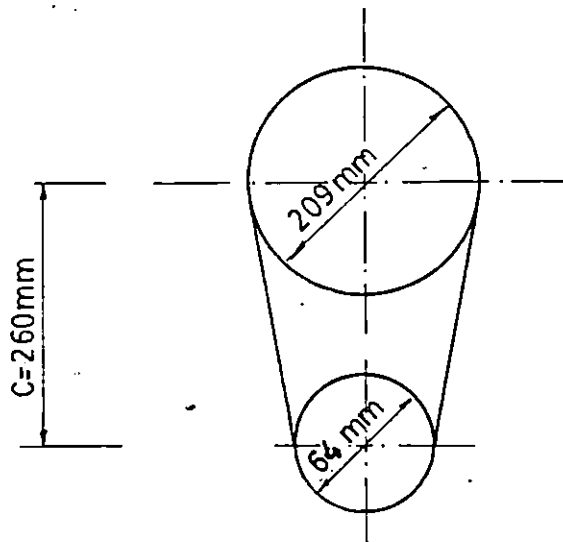


Fig. 2.5 Configuración de Poleas entre motor y eje, para ciclos bajos.

2.1.2 Determinación del Diámetro del Eje.

Como ya se estableció el momento máximo a que está sometido el eje y sus respectivas reacciones, se procede a seleccionar el material de que estará fabricado.

El material a seleccionar tiene que ser tenaz y con una buena resistencia a la tracción además de ser fácilmente maquinable y de bajo costo, por lo que se escoge el acero AISI 1020 que cumple con las características requeridas.

Una vez seleccionado el material del eje en la sección A, se define que esa sección será hueca para la fácil sujeción de la probeta. (Fig. 2.4)

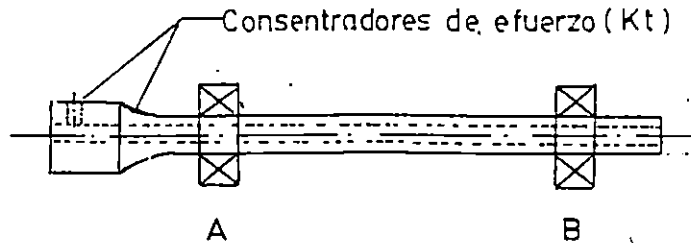


Figura 2.6: Configuración del Eje a construir.

El material del eje AISI 1020 posee las características siguientes:

Resistencia última a la tensión (S_u) = 32 Kgf/mm²

Resistencia de fluencia (S_y) = 23 Kgf/mm²

Con los datos anteriores, se evaluará el límite de resistencia a la fatiga por la ecuación siguiente:

$$S_n = c_1 C_d S'_n / K_f \quad (2.4)$$

Donde:

S_n : Límite de resistencia a la fatiga de un elemento.

S'_n : Límite de resistencia a la fatiga de la

muestra de viga rotatoria.

- C_l : Factor de carga.
 C_s : Factor de tamaño.
 C_d : Factor de acabado superficial.
 K_f : Factor por concentración de esfuerzos.
 $K_f = 1 + q (K_t - 1) C_s$

Así:

- $S'_n = 0.5 S_{ut} \text{ (} S_{ut} \leq 141 \text{ Kgf/mm}^2 \text{)}$
 $S'_n = 16 \text{ Kgf/mm}^2$
 $C_l = 1 \text{ Flexión (Tabla B-1)}$
 $C_s = 0.9 \text{ Para maquinado (Fig. B-1)}$
 $C_d = 0.9 \text{ (} 10 \text{ mm} < d < 50 \text{ mm) (Tabla B-1)}$

Determinando K_t para agujero pasado a flexión, asumiendo

$$D_{\text{ext}} = 25 \text{ mm y } D_{\text{agujero}} = 6 \text{ mm}$$

$$K_t = 1.96 \text{ (Fig. B-2)}$$

Determinando K_t para el cambio de sección asumiendo un

$$\text{radio de muesca } r = 7 \text{ mm y } D/d = 12$$

$$K_t = 1.32 \text{ (Figura B-3)}$$

Comparando los concentradores de esfuerzo (K_t) se elige el más crítico $K_t = 1.96$

$$K_t = 1 + q (K_t - 1) C_s$$

Donde $q = 0.73$ (Fig. B-4)

$$K_f = 1 + 0.73 (1.96 - 1)(0.9) = 1.63$$

Resolviendo ecuación (2.4) tenemos:

$$S_n = 7.051 \text{ Kgf.mm}^2$$

Usando la teoría de la energía de distorsión tenemos que:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma^2 x_m + 3\tau^2 xym} \quad (2.5)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2 x_a + 3\tau^2 xy_a} \quad (2.6)$$

Como:

$$\sigma x_m = 0 \quad y \quad \tau xy_a = 0$$

Nos queda:

$$\sigma'_m = \sqrt{3} \tau xy_m \quad (2.7)$$

$$\sigma'_a = \sigma x_a \quad (2.8)$$

Para calcular los esfuerzos presentes en el punto de análisis.

Para esfuerzo flexionante, considerando eje hueco

$$\sigma_{xa} = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{Z} \quad (2.9)$$

Donde:

σ : Esfuerzo por flexión admisible.

M : Momento flexionante máximo en el eje.

I: Momento de inercia.

Z: Módulo de sección. (fig. 8-5)

$$Z = \frac{I}{C} = \frac{\pi}{32} \frac{(d_e^4 - d_i^4)}{d_e}$$

Por tanto:

$$\sigma_{x_a} = \frac{32 (M) (d_e)}{\pi (d_e^4 - d_i^4)} = \frac{(32)(3999.6) d_e}{(\pi)(d_e^4 - d_i^4)}$$

$$\sigma_{x_a} = \frac{40740 d_e}{(d_e^4 - d_i^4)} \quad (\text{Kgf.mm}) \quad (2.10)$$

Sustituyendo (2.10) en (2.8) tenemos:

$$\sigma'_a = \frac{40740 d_e}{d_e^4 - d_i^4} \quad (\text{Kgf.mm}) \quad (2.11)$$

$$- \text{ Para el esfuerzo cortante torsional } \tau_{xy}: \frac{Tr}{j} \quad (2.12)$$

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo cortante torsional medio.

T : Torque aplicado.

r : Radio exterior de aplicación del torque.

j : Momento polar de Inercia (Fig. B-5)

Como:

$$T = (H/w) \quad (2.13)$$

T : Torque máximo aplicado al eje.

H : Potencia de motor (Kgf.mm/s) = 19×10^3 Kgf.mm/s

W : Velocidad angular menor de trabajo (rad/s) = 56 rad/s

Tenemos que:

$$T = (19 \times 10^3 / 56)$$

$$T = 339.3 \text{ Kgf.mm}$$

Por tanto:

$$\tau_{xy} = \frac{16T de}{(de^4 - di^4)} = \frac{(16)(339.3) de}{(de^4 - di^4)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{5428.6 de}{(de^4 - di^4)} \quad (\text{Kgf.mm}) \quad (2.14)$$

Sustituyendo (2.14) en (2.7) tenemos que:

$$\sigma'_m = \frac{9402.6 de}{(de^4 - di^4)} \quad (\text{Kgf.mm}) \quad (2.15)$$

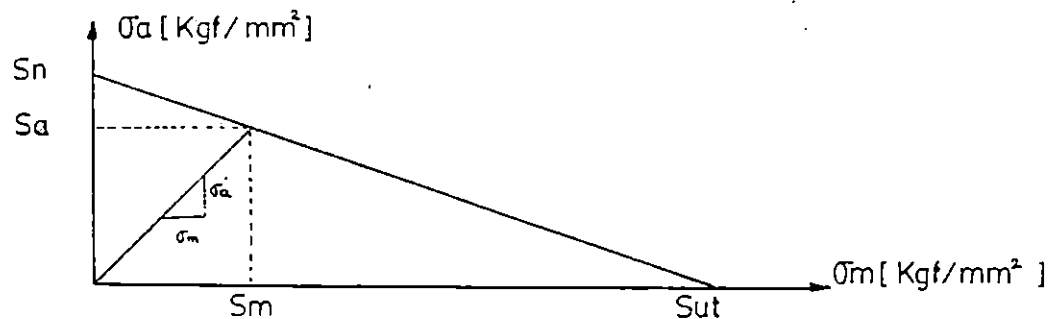


Fig. 2.7: Diagrama de fatiga donde presenta la línea de falla por vida infinita.

La ecuación de la línea recta de la línea de falla de la fig. 2.7 se representa por la siguiente ecuación.

$$S_a = \frac{S_{ut} S_n^m}{S_{ut} m + S_n} \quad (2.16)$$

Donde:

- S_a : Amplitud de resistencia del elemento.
 S_{ut} : Resistencia última del material = 32 Kgf/mm²
 S_n : Límite de resistencia a la fatiga del elemento = 7.051 Kgf/mm²
 m : Pendiente de relación de cargas = $\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} = 4.3$

Resolviendo ecuación (2.9) tenemos:

$$S_a : 6.7 \text{ Kgf/mm}^2$$

Debido a que el valor de (S_a) encontrado es un valor promedio y no toma en cuenta las verdaderas condiciones a que el eje estará sometida, se utilizará un factor de seguridad (n) igual a 2.

$$\sigma'_a = S_a/n = 6.7/2$$

$$\sigma'_a = 3.4 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (2.17)$$

Igualando (2.11) con (2.17) tenemos:

$$\frac{40740 \text{ de}}{(de^4 - di^4)} \text{ (Kgf.mm)} = 3.4 \text{ (Kgf/mm}^2) \quad (2.18)$$

Despejando (2.17) tenemos:

$$de^4 - 11982.4 \text{ de} - di^4 = 0 \quad (2.19)$$

Como $d_i = 10 \text{ mm}$

$$d_e^4 - 11982.4 d_e - 10000 = 0 \quad (2.20)$$

Resolviendo (2.19) resulta que:

$$d_e = 23 \text{ mm}$$

Como en los catálogos de selección de rodamientos no hay rodamientos con agujeros de 23 mm, sino que de 25 mm, el diámetro del eje será de 25 mm.

Para este diámetro de eje, se selecciona los rodamientos, manguito de fijación y soportes con la designación siguiente:

Rodamiento 1206 K (C > 6774 N) (Tabla A-3)

Manguito de fijación H 206

Soportes SNATA

Si el valor de carga que se aplicará a la probeta disminuye, se tienen variaciones en el diámetro del eje las cuales se muestra en la tabla siguiente:

Peso (Kgs)	18.18	13.64	9.1	4.55
Diámetro exterior del eje (mm)	23	21.35	19.4	16

2.1.3 Selección de Faja

Las fajas trapezoidales de algodón y caucho se emplean mucho en la transmisión de potencia, debido a que son adecuadas en distancias entre centros cortas; además, trabajan sobre poleas muy pequeñas con velocidades altas y su precio es bajo.

Como las fajas trapezoidales tienen diferentes tipos de perfil, a continuación se le determina para que cumpla con los requerimientos de la máquina, mediante la expresión siguiente:

$$P_B = F_S * H_p \quad (2.21)$$

Donde:

P_B = Potencia corregida.

H_p = Potencias nominal del motor = 0.19 kw.

F_S = Factor de servicio = 1.25 (Tabla C-1)

Resolviendo (2.21) tenemos que:

$$P_B = 0.24 \text{ Kw}$$

De Tabla C-2 se determina que el perfil de la faja del tipo A.

2.1.3.1 Longitud de la Faja.

Utilizando el diagrama de la Fig. 2.5 y la ecuación siguiente:

$$L = 2C + 1.57 (D + d) + (D - d)^2 / (4C) \quad (2.22)$$

Donde:

L : Longitud de peso de la faja.

C : Distancia entre centros de la polea (370 mm)

D : Diámetro de paso de la polea grande (209 mm)

d : Diámetro de paso de la polea pequeña (64 mm)

Se define la longitud así:

$$L = 968.83 \text{ mm}$$

De tabla C-3 se determina que el tipo de faja que cumple con la longitud determinada es la A-37.

2.1.3.2 Número de Fajas Necesarias.

Utilizando la ecuación siguiente:

$$N^{\circ} \text{ Fajas} = \frac{H_p}{K_1 K_2 P_1} \quad (2.23)$$

Donde:

H_p = Potencia nominal del motor (0.19 Kw)

P_1 = Potencia transmitidas por correas

K_1 = Factor de corrección por ángulo de contacto.

K_2 = Factor de corrección por longitud.

Con $d_1 = 64$ mm y $n = 1750$ se interpola en Tabla C-4 dando como resultado $P_1 = 0.92$ CV = 0.67 Kw.

K_1 se obtiene de la Figura C-1 con:

$$\theta = \pi - 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left[\frac{D-d}{2c} \right] \quad (2.24)$$

$$\theta = 180 - 22.60$$

$$\theta = 157.4$$

$$K_1 = 0.94$$

Con $L = 38.14$ pul se interpola en Tabla C-5 y se obtiene un valor de $K_2 = 0.87$

Resolviendo ecuación (2.23) tenemos:

$$N^\circ \text{ Fajas} = 0.35$$

Del resultado anterior se concluye que se necesita una sola faja tipo A 37, para la transmisión de la potencia de la máquina.

2.1.4 Diseño de Soporte de la Máquina

Para efectuar el montaje de los diferentes elementos con que cuenta la máquina, es necesario contar con estructura de soporte que esté diseñada con el espacio necesario, para tener una buena distribución de los elementos; además, debe ser rígida de manera que sea capaz de absorber las vibraciones que se produzcan en esta, por lo que se considera construir la estructura de la máquina con hierro angular ($2'' \times 2'' \times \frac{1}{4}$).

Determinando la deflexión producida por la máxima reacción en los soportes (A_y) y a la viga que soporta esta reacción.

De Tabla D-1 tenemos:

$$\delta = (A_y) (L^3) / (48)(E)(I) \quad (2.25)$$

Donde:

δ = Deflexión máxima.

L = Longitud de la viga = 500 mm .

E = Módulo de elasticidad de la viga = 20.32×10^3 Kgf/mm²

I = Momento polar de inercia = 144.85×10^3 mm⁴

Tenemos:

$$\delta = (36.25)(500)^3 / (48)(20.32 \times 10^3) (144.85 \times 10^3)$$

$$\delta = 0.03 \text{ mm}$$

Por tanto, la estructura no sufrirá ninguna deformación bajo las condiciones de carga establecidas.

2.1.5 Determinación de los Materiales a ensayar.

Para seleccionar los posibles materiales a ensayar, se determina el esfuerzo máximo (σ_{max}) producido por el momento máximo en el eje. Los materiales a ensayar serán aquellos que tengan como resistencia última a la tensión (s_{ut}), un valor menor que el esfuerzo máximo.

El momento máximo se determina considerando que el porta probeta, la probeta y el eje de la máquina forman un solo eje que tiene un diámetro igual al de la sección menor de la probeta (6.74 mm) Fig. (2.8)

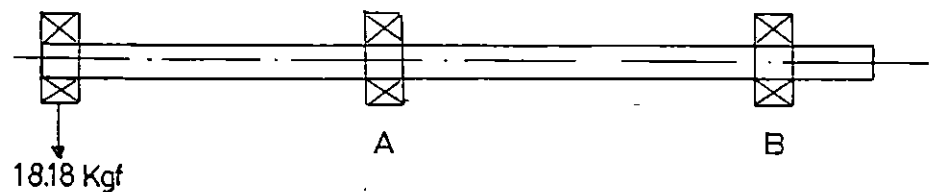


Fig. 2.8: Distribución de Eje para determinar los materiales a ensayar.

De manera que:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z} \quad \text{donde} \quad Z = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{Fig. B-5})$$

$$\sigma_{\max} = 133 \text{ Kgf/mm}^2$$

Si se disminuye el valor de la carga establecido (18.18 Kgf) en el eje de la máquina también se disminuyen los tipos de materiales a ensayar.

Carga establecida (Kgf)	18.18	13.64	9.1	4.55
σ_{\max} (Kgf)	133	99.81	66.54	33.27

A continuación se muestra una tabla de los materiales comunes distribuidos en el país, que se pueden utilizar para lo ensayos.

Tipo de Material [AISI]	1020	1045	1518	3215	4140	4340
Sut (Kgf/mm ²)	37	60	62	100	96	112

2.1.6 Diseño del Sistema de Carga.

De acuerdo al tipo de máquina que se ha seleccionado, la aplicación de la carga, se efectuará por medio de pesos conocidos, a través, de un dispositivo que los soportará para generar el esfuerzo deseado. Este dispositivo consistirá en una plataforma circular donde se podrán colocar los pesos en forma gravitatoria.

Estos pesos se calibran en forma manual.

En el plano (3) se presenta el diseño del sistema de carga a utilizar.

2.2 DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO

El diseño del sistema eléctrico se inicia con las consideraciones a tomar al seleccionar el motor, para posteriormente seleccionar los elementos que alimentarán y protegerán a dicho motor.

2.2.1 Factores a considerar para la selección del motor.

Los factores más importantes a tomar en cuenta para la selección del motor son los siguientes:

- 1) Fuente de potencia
- 2) Requisitos de la carga mecánica.
 - a) Torque y potencia
 - b) Velocidad
 - c) Tipo de montaje
- 3) Condiciones ambientales

A) FUENTE DE POTENCIA

Las características del motor deben ser iguales al voltaje y frecuencia normales de la alimentación de corriente.

En nuestro caso, como el tipo de fuente de alimentación de que dispone es de corriente alterna con una frecuencia de 60 HZ y con voltajes nominales de 110 o 220 voltios monofásicos y de 220 voltios trifásicos, el motor a seleccionar puede ser síncrono o de inducción trifásico.

Debido a que el motor síncrono exige una fuente de alimentación de corriente continua para excitar el bobinado del inductor y a que no pueda arrancar en carga, se selecciona un motor de inducción el cual no presenta estos inconvenientes.

B) TORQUE Y POTENCIA.

El torque y la potencia son parámetros a tomar para determinar la capacidad del motor. El motor no solo debe tener suficiente potencia y torque durante el funcionamiento normal, sino que también debe ser capaz de desarrollar un torque suficiente en el arranque, para poner en marcha la carga de una manera satisfactoria, aún bajo las condiciones más difíciles que pudieran presentarse en cada aplicación particular como en la máquina de pruebas de flexión rotativa. La fricción (rodamiento y faja) es la carga principal, la potencia de operación puede ser suministrada por un motor de inducción con rotor de vanado o de jaula de ardilla, pero por ser estos últimos más baratos y de más fácil adquisición y mantenimiento que los primeros se selecciona un motor con jaula de ardilla con una potencia de ($\frac{1}{4}$ HP) y un torque (103.68 Kgf.mm)

C) VELOCIDAD

La velocidad de rotación de los motores de corriente alterna dependen de la frecuencia de la red y el número de polos del devanado del estator del motor.

La velocidad que se consideró es 1750 rpm.

D) TIPO DE MONTAJE.

Para el tipo de configuración de la máquina de pruebas de fatiga, se selecciona un arreglo horizontal sujetado con pernos en su base.

E) CONDICIONES AMBIENTALES.

La máquina no sobrepasarán los 40°C y los 1000 mt de altura sobre el nivel del mar, por lo que el calentamiento en los devanados del motor será mínima.

De lo expuesto anteriormente el motor a seleccionar tendrá las características siguientes:

- a) Voltaje de operación (220 V Trifásicos)
- b) Potencia Nominal ($\frac{1}{4}$ HP)
- c) Velocidad de Operación del Motor (1750 rpm)
- d) Montaje Horizontal

2.2.2 Circuito Eléctrico

El sistema eléctrico tiene la función de proteger, alimentar y controlar el motor y otros dispositivos. Este sistema está formado por el sistema de protección y el sistema de control tal como se muestra en la figura 2.9

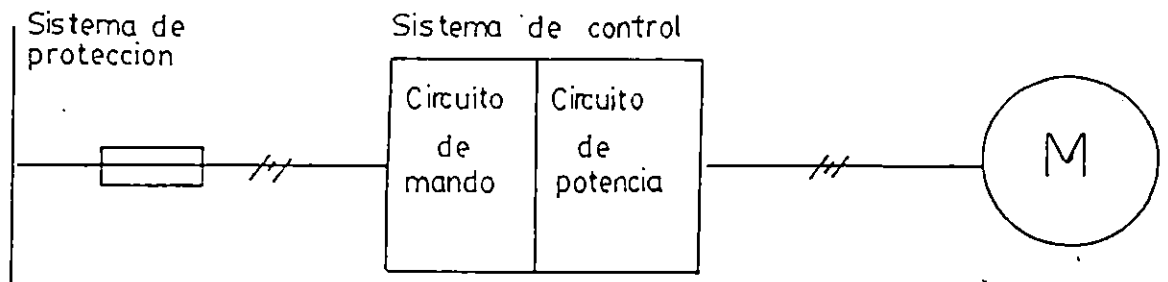


Fig. 2.9 Diagrama simplificado del Sistema Eléctrico.

2.2.2.1 Sistema de Protección.

Este sistema está constituido por fusibles que tienen la función de prevenir el daño a conductores y aislamientos por corrientes excesivas que pueden circular debido a cortocircuitos de fase a tierra o entre fases.

El sistema de protección (fusible) se selecciona usando Tabla E-1.

Utilizando la potencia y voltaje del motor (220V y $\frac{1}{4}$ HP), se determina que la capacidad del fusible será de 6 Amp.

2.2.2.2 Sistema de Control.

El sistema de control es el que realiza la función de controlar al motor por medio del circuito de mando y el circuito de potencia.

a) Circuito de Mando.

Este circuito es el que controla las bobinas del contactor que a su vez controlan al motor.

En este circuito intervienen: pulsadores, la bobina del contactor y el sistema de señalización.

Para seleccionar el tipo de contactor a utilizar se hace uso del valor de la potencia del motor en Tabla E-2 de donde se obtiene que el tipo de contactor a usar es el 3Tj5000.

b) Circuito de Potencia.

Es el circuito a través del cual se transporta la corriente desde la línea de abastecimiento hacia el motor. En el circuito de potencia intervienen elementos como: Contactos principales del contactor, el motor y el bimetálico (OL). Este último elemento protege los devanados del motor de las condiciones de sobre calentamiento producidas por cargas excesivas, errores de alineación sobre cargas ligeras, etc.

Para seleccionar el OL se utiliza la potencia ($\frac{1}{4}$ HP) y el voltaje de operación del motor (220 V trifásicos) en tabla E-1 de donde se establece que el rango de operación del OL será de 1.6 a 2.5 Amp.

2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DIGITAL.

El sistema digital a diseñar es una combinación de dispositivos (electrónicos, eléctricos, foto eléctricos, etc.) ensamblados a fin de representar el número de ciclos en los cuales la probeta a ensayar fallará, por símbolos denominados dígitos; además de poder controlar el motor de la máquina.

El diseño del sistema digital se divide en las siguientes etapas:

- Fuentes de energía
- Censor óptico del motor.
- Conteo de ciclos
- Transducción de falla.

2.3.1 Fuente de Energía.

La fuente de energía es una unidad electrónica que se usa para convertir corriente alterna (CA) a corriente continua (DC), de manera que esta corriente satisfaga los requerimientos de carga del circuito diseñado.

En el plano (8) se muestra al fuente de alimentación a utilizar en donde un voltaje de entrada de 110 voltios de (AC) es aplicado a un transformador para reducir la amplitud del voltaje 13.3 voltios de (AC).

A la salida del transformador se coloca un rectificador de puente (constituido por 4 diodos N4007) con el propósito de que se rectifique el voltaje de (AC) a voltaje de (DC); como a la salida del rectificador el voltaje es pulsante se utiliza un condensador (de 47000 μ d de 16 V), para filtrar este voltaje y obtener un voltaje casi constante de 12 voltios de (DC). Debido a que el condensador no logra filtrar completamente el voltaje se utiliza un regulador de voltaje (IC7805) para obtener un voltaje constante de 5V, ya que el regulador de voltaje, sólo puede proporcionar un máximo de corriente de 1 amp. Se utilizó un transistor conectado en la configuración de emisor común, para amplificar la corriente y mantener constante el voltaje que proporciona el rectificador de voltaje (Ver Plano 8).

2.3.2 Censor Optico del Motor.

Es un circuito integrado que genera pulsos (0 y 1 lógicos) cuando la luz entre en el emisor y receptor es interrumpida constantemente.

Estos pulsos son enviados a la compuerta AND que decide si estos pulsos son contados o no por los contadores de la etapa de conteo de ciclos.

2.3.4 Conteo de Ciclos.

Esta etapa se encarga primeramente de contar los pulsos bajos (0 lógicos) transmitidos por la compuerta AND. Esto se logra por medio de los contadores conectados en forma de cascada (uno a continuación del otro). Esta disposición opera de la siguiente manera (Ver Plano):

1. Inicialmente todos los contadores son anulados al estado cero. Así, la exhibición decimal es 000.000.000
2. Cuando llegan las pulsaciones transmitidas por la compuerta NAND I, el contador de las unidades avanza un conteo por pulsación. Después que han ocurrido nueve todavía en cero el contador decenas siguen todavía en cero y el contador de unidades está en 9.

3. En la décima pulsación de entrada el contador de las unidades se recicla a cero, de manera que hay una transición (de 9 a 0), que ocasiona que el contador de las decenas avance un conteo y la lectura decimal de 10.
4. A medida se incrementan las pulsaciones, el contador de decenas avanza un conteo por cada diez transiciones que ocurren en el contador de unidades. De este modo, después de que han ocurrido 99 pulsaciones de entrada, el contador de las decenas está en 9 al igual que el de las unidades.
5. En la pulsación 100, el contador de las unidades se recicla a cero, que a su vez ocasiona que el contador de las decenas se recicla a cero. Esta transición en los dos contadores actúa en la entrada del cronómetro de las centenas y ocasiona que este avance un conteo. Así, después de 100 pulsaciones la lectura decimal es 100.
6. Este proceso continúa hasta 999.999.999 pulsaciones en la pulsación 100.000.00 todos los contadores se reciclan a cero.

Posteriormente se tienen 9 decodificadores que se encargan de detectar los diez estados de la salida de cada contador, para luego codificarlos utilizando cada uno de los

9 exhibidores decimal (Display)..

Cada display contiene siete segmentos pequeños hechos de diodos emisores de luz que son activados según el dígito decimal que se quiere representar por medio de las salidas del codificador.

2.3.5 Transducción de falla.

Esta etapa está formada por un micro interruptor, un circuito eliminador de rebote y un FLIP-FLOP (Ver Plano 8); en donde si el interruptor se encuentra en la posición (a) la probeta, no ha fallado y se encuentra desactivado, lo que ocasiona que se tenga un 0 lógico en la entrada de la compuerta NAND I y un 1 lógico en la entrada de la compuerta NAND II, esto ocasiona que a la salida de la compuerta NAND I se tenga un 1 lógico al igual que en la entrada de la compuerta NAND II, esto ocasiona que a la salida de la compuerta NAND I se tenga un 1 lógico al igual que en las entradas J y CK del FLIP FLOP, mientras que a la entrada L de K este se tiene un 0 lógico al igual que a la salida de la compuerta NAND II, lo que ocasiona que no haya una transición en el FLIP-FLOP y se tenga a la salida Q de esta un 1 lógico que activa el rele (K_1) que se encarga que el motor sea accionado por el pulsador de marcha, además de que permite que la compuerta AND de paso a los pulsos transmitidos por el Censor óptico.

Si el interruptor se cambia a la posición (b) la probeta ya fallo y este se encuentra activado, lo que origina que a la salida de compuerta NAND I y II y en las entradas J, CK y K del FLIP-FLOP se tengan valores opuestos a los que obtuvieron cuando el interruptor se encontraba en la posición (a), lo que ocasiona que haya una transición en el FLIP-FLOP y se tenga a la salida de este un 0 lógico que se encarga de desactivar al rele (K_1) que desconecta al motor y no permite que la compuerta AND de paso a los pulsos transmitidos por el sensor óptico.

CAPITULO III

PROCESO DE FABRICACION Y MANUALES DE: CONSTRUCCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO

3.1 PROCESO DE FABRICACION

Como el producto a fabricar es una máquina de pruebas de fatiga de flexión rotativa y, de acuerdo a los requerimientos del mismo, se optó por seleccionar el método de operación por, proyectos para la planeación y programación de las diversas actividades que involucra la fabricación de la máquina.

3.1.1 Objetivos

En los proyectos generalmente existen tres objetivos distintos:

- a) Costo
- b) Programa
- c) Desempeño

El costo del proyecto es la suma de los costos directos y los indirectos que se asignan al proyecto. Estos costos casi siempre cubren mano de obra, materiales y algunos servicios de apoyo. Por lo general se tiene un presupuesto para el mismo en el que se incluyen los costos asignados al proyecto.

El segundo objetivo en la administración de proyectos es el programa. Con frecuencia se establece desde el comienzo una fecha de terminación del proyecto, por lo que, así como se controlan los costos del mismos dentro de un presupuesto, también deben controlarse las actividades programadas para cumplir con las fechas establecidas.

El tercer objetivo es el desempeño, es decir las características de desempeño del producto que produce el proyecto.

Basándose en el párrafo anterior, podemos decir que, para nuestro estudio, este objetivo se refiere a las especificaciones de desempeño de la máquina para pruebas de flexión rotativa, puesto que se trata de un proyecto de investigación y desarrollo de un nuevo tipo de máquina para efectuar ensayos de fatiga.

Es importante mencionar que el desempeño puede hacer necesarias algunas compensaciones entre el programa y el desempeño, el programa y las necesidades de costo antes de comenzar un proyecto, pueden requerirse numerosas compensaciones mientras el proyecto se realiza.

3.1.2 Programación

Se utilizan varios métodos de programación, tales como:

- a) Gráfica de Gantt o método de red
- b) REDES PERT (Program Evaluation Review Technique) o Técnicas de Revisión y Evaluación de Programas.
- c) Técnicas de Revisión de la Ruta Crítica (CPM, por sus siglas en Inglés).
- d) Método de Diagrama de Precedencia (PDM, por sus siglas en Inglés).
- e) Método de Tiempo Constante.

Al seleccionar un método de programación de proyectos deber realizarse una compensación consciente entre los métodos sofisticados y el costo. En este contexto, los métodos de la gráfica de Gantt se justifican en el caso de proyectos en donde las actividades no tienen un alto nivel de interconexiones o en el caso de proyectos pequeños. En estos casos, en que los que la gráfica de Gantt es una garantía, quizá el método de red no proporcione beneficios adicionales suficientes en relación con su costo.

3.1.2.1 Método de Programación de Gantt

Los métodos de programación puede clasificarse como gráfica de Gantt o método de red. Los métodos de gráfica de Gantt utilizan una gráfica de barras o de objetivos. Los métodos de red utilizan una gráfica o red para mostrar las relaciones de precedencia.

En el método de programación de gráfica de Gantt se muestran las duraciones de las actividades mediante una barra o línea. En estas gráficas se muestra también cuando se ha programado el inicio y término de la actividad.

Además de las actividades, las gráficas de Gantt también pueden mostrar los objetivos (o eventos). Un objetivo es un instante en el tiempo, en tanto que una actividad es una

tarea con cierta duración, de tiempo con frecuencia se utilizan los objetivos para señalar el inicio o término de una o más actividades.

Las gráficas de Gantt se utilizan comúnmente en la programación de proyectos debido a que son fáciles de usar y hay mucha gente que las comprende, aunque presentan el inconveniente de que resulta difícil reprogramar el proyecto cuando ocurren cambios.

En a figura 3.1 se muestra la gráfica de Gantt para la fabricación de la máquina.

3.2 MANUAL DE CONSTRUCCION DE LA MAQUINA PARA PRUEBAS DE FLEXION ROTATORIA.

Después de efectuar el diseño de la máquina para efectuar pruebas de flexión rotativa, así como seleccionar los elementos y dispositivos necesarios para su correcto funcionamiento, se procederá a efectuar la construcción de la misma.

Con objeto de facilitar la construcción, cada sistema se desarrollará por separado, tal como se desglosa en la gráfica de ensamble (Fig. 3.2), indicando además de la descripción de las operaciones las herramientas y equipo necesario para realizarla.

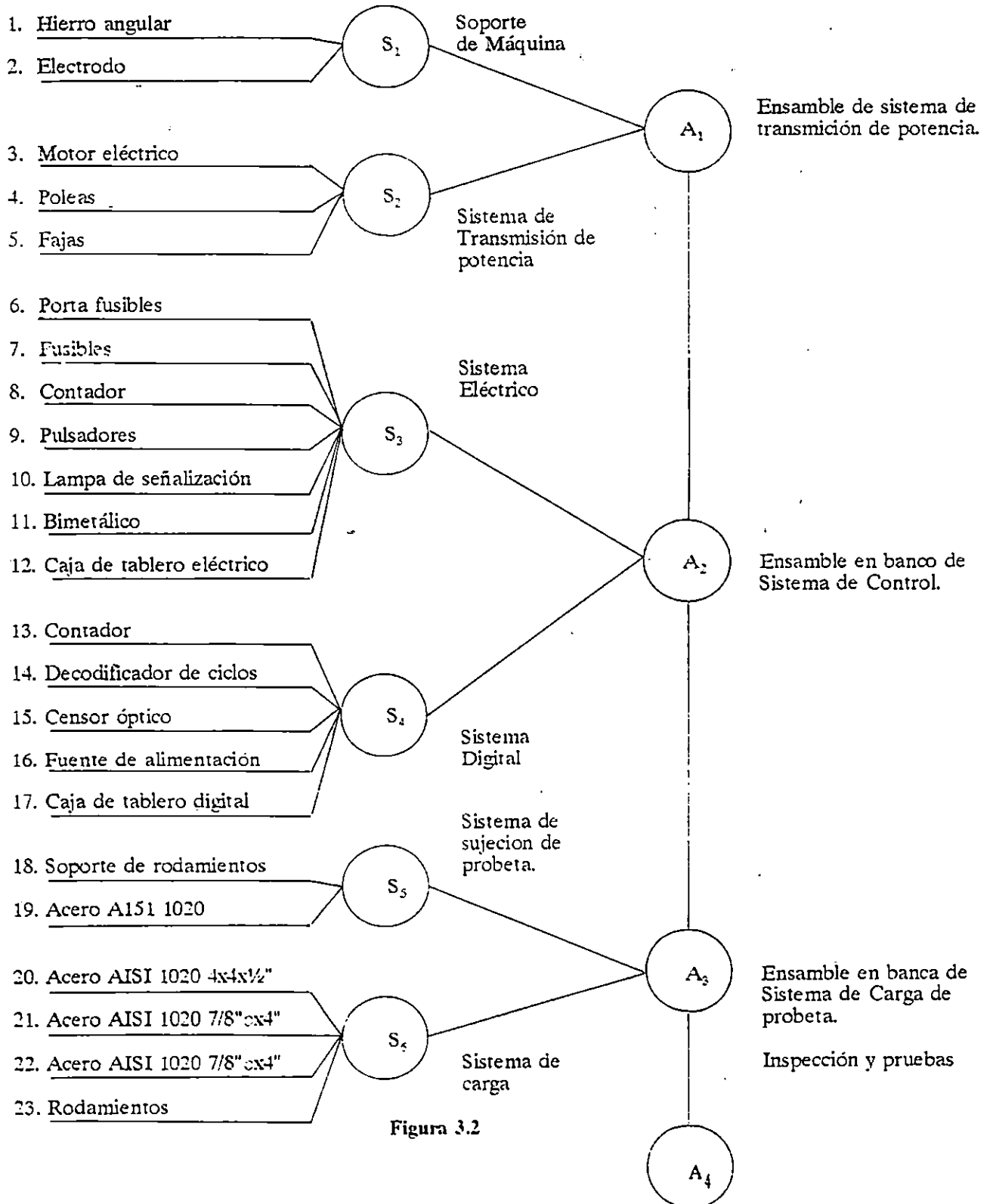

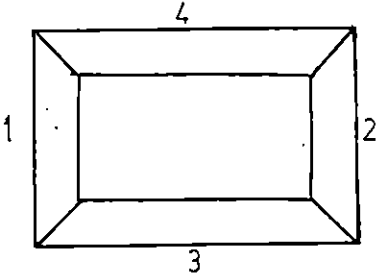
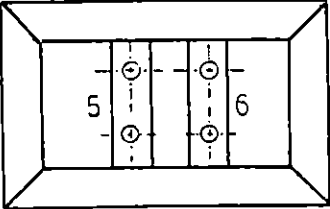


Figura 3.2

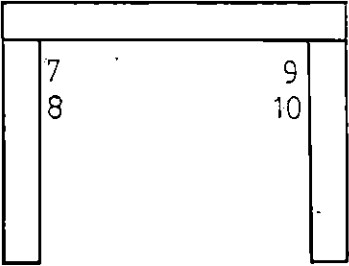
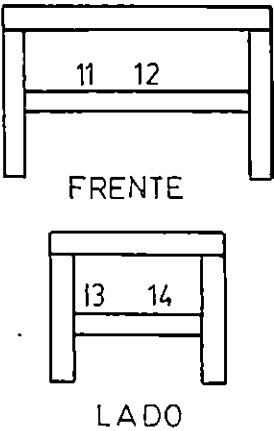
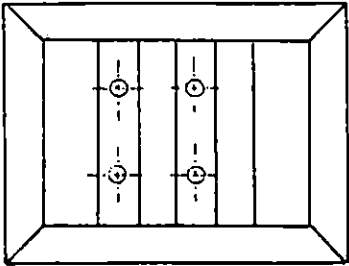
SOPORTE DE MAQUINA

(Angulo encajuelado 2" x 2")

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<p>- Soldar cuatro ángulos de L = 6mt. de forma encajuelada, de manera que resulten dos rectángulos de seis metros.</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Aparato de soldadura por arco eléctrico. - Tenaza - Equipo de protección. - Piqueta - Cinta métrica
2	<p>- Del rectángulo soldado cortar cuatro piezas a 45°, dos con L = 1010 mm y las otras con L = 600 mm.</p> <p>- Soldar las piezas cortadas formando un rectángulo.</p>	 <p style="text-align: center;">VISTA DE PLANTA</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Marcador - Escuadra
3	<p>- Cortar dos piezas con longitud de una L = 500 mm.</p> <p>- Abrir dos agujeros de diámetro 13 mm a cada pieza.</p> <p>- El primero a 175 mm de cualquiera de los extremos y el otro a 150 mm del centro del primero.</p> <p>- Soldar la pieza en el rectángulo (operación #2). Una pieza a 325 mm del extremo (1) y la otra a 375 mm del extremo (2).</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Taladro de columna - Broca ø 13 mm - Aparato de soldadura por area eléctrica. - Equipo de protección

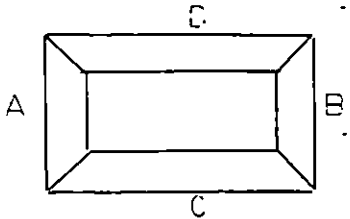
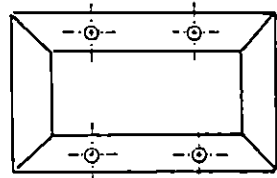
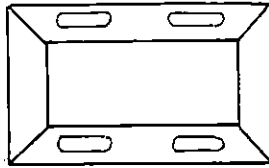
SOPORTE DE MAQUINA


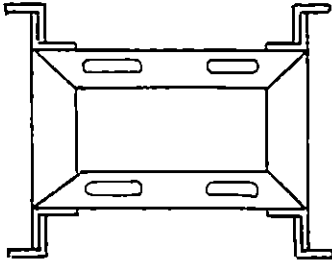
(Angulo encajuelado 2" x 2")

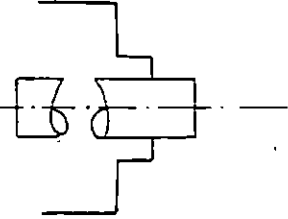
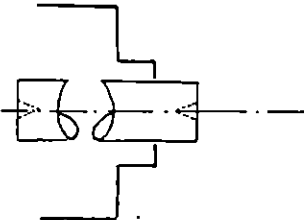
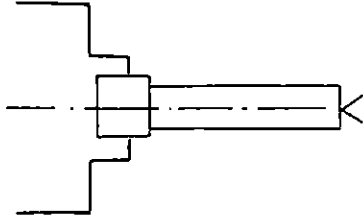
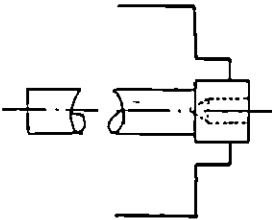
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
4	<p>- Cortar cuatro piezas de L = 810 mm.</p> <p>- Soldar una en cada esquina del rectángulo formando las patas de la mesa.</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Aparato de soldadura por arco eléctrico - Equipo de protección - Escuadra - Cinta métrica
5	<p>- Cortar cuatro piezas: dos con una L = 910 mm y dos con una L = 500 mm.</p> <p>- Soldar alrededor a una altura de 400 mm del extremo superior de la mesa.</p>	 <p style="text-align: center;">FRENTE</p> <p style="text-align: center;">LADO</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Aparato de soldadura por arco eléctrico
6	<p>- Cortar una pieza de L = 500 mm.</p> <p>- Soldar la pieza paralela a (13.14) y a una L = 375 mm del extremo izquierdo de la pieza (11.12) y a una altura de 400 mm del extremo superior de la mesa.</p>		

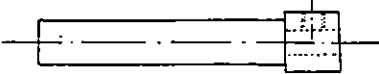
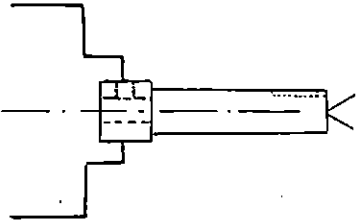
SOPORTE DE MOTOR

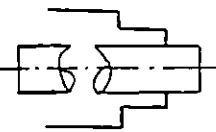
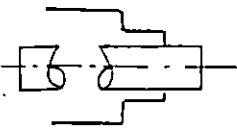
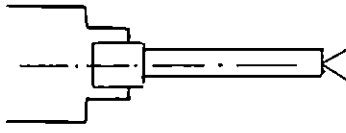
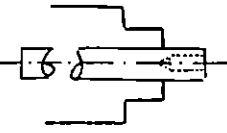
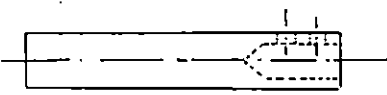
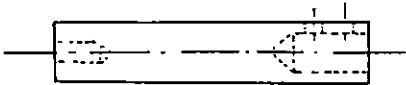
(Angulo no encajuelado 2" x 2")

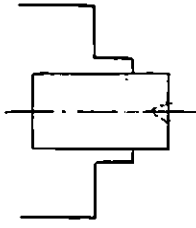
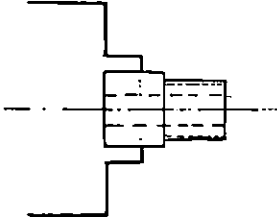
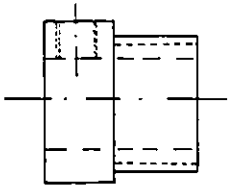
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<p>- Cortar cuatro piezas a 45°.</p> <p>Dos con una L = 400 mm y los otros dos con L = 200 mm.</p> <p>Soldar las piezas formando un rectángulo.</p>	 <p>VISTA DE PLANTA</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Aparato de soldadura por arco eléctrico. - Equipo de protección - Cinta métrica - Marcador
2	<p>- Montar la pieza obtenida en el paso una en el taladro.</p> <p>- Taladrar dos agujeros en la pieza (D) de \varnothing 9.25 mm. Uno a 137.5mm del extremo derecho y el otro a 100 mm del centro del primero.</p> <p>- Abrir otros dos agujeros en la pieza (C), de la misma forma como se hizo para la pieza (D).</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Taladro de columna - Broca de \varnothing 9 mm - Calibrador
3	<p>- Montar la pieza en la fresadora.</p> <p>- Realizar cuatro canales de \varnothing 12 mm x 100 mm.</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Fresadora - Fresa vertical de \varnothing 9 mm. - Marco y sierra - Aparato de soldadura por arco eléctrico

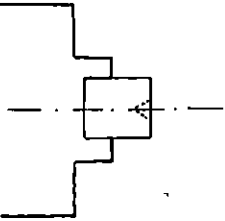
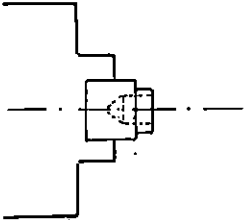
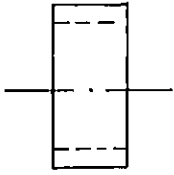
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<p>- Cortar ocho piezas de $L = 20$ mm.</p> <p>- Realizar un canal de $\varnothing 12$ mm x 100 mm. para cada pieza en la fresadora.</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Fresadora - Marco y sierra - Cinta métrica - Marcador - Fresa vertical $\varnothing 9$ mm
2	<p>- Soldar cuatro piezas a la base rectangular. Una a cada extremo de la base procurando que queden centradas con respecto a la base. Las otras restantes. Colocarlas en el soporte de la máquina de manera que queden alineadas con las soldadas a la base del motor.</p>		<ul style="list-style-type: none"> - Equipo de soldadura por arco eléctrico. - Equipo de protección - Escuadra

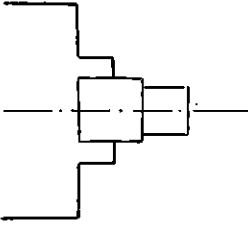
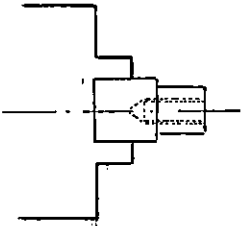
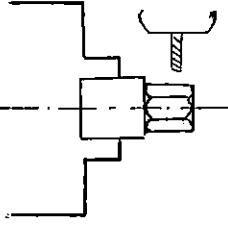
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	- Montar la pieza en el torno.		- Torno
2	<ul style="list-style-type: none"> - Refrentar - Hacer punto - Repetir los pasos anteriores en el otro extremo de la pieza. 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
3	Cilindrar la pieza a $\varnothing 25 \text{ mm} \times 456 \text{ mm}$		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Broca de $\varnothing = 10 \text{ mm}$
4	<ul style="list-style-type: none"> - Invertir la pieza - Hacer un agujero de $\varnothing 10 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ 		Broca de $\varnothing = 10 \text{ mm}$

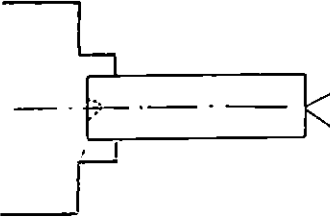
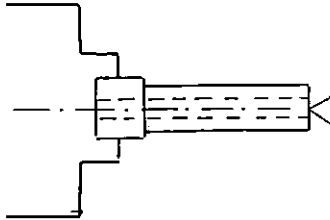
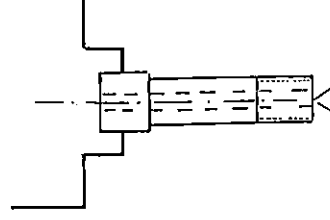
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
5	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el taladro. - Abrir un agujero \varnothing 11 mm al centro del tramo escalonado roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Taladro de columna - Broca de 8 mm - Mochuelo de 9.5 mm y maneral cambiador.
6	<ul style="list-style-type: none"> - Montar el eje en la fresadora. - Hacer chavetero en el extremo del eje de 6.4 mm de ancho, 3.2 mm de profundidad y una longitud de 85 mm. 		<ul style="list-style-type: none"> - Fresadora - Fresa vertical de 6mm calibrador.

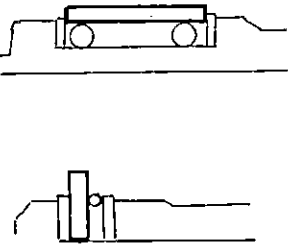
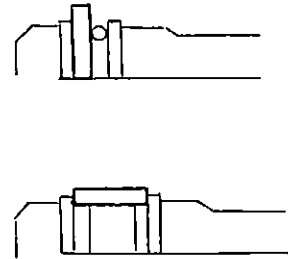
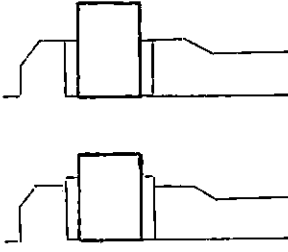
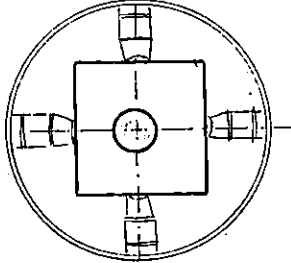
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	- Montar la pieza en el torno.		- Torno
2	- Refrentar - Hacer punto - Repetir los pasos anteriores en el otro extremo de la pieza.		- Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
3	Cilindrar la pieza a $\varnothing 20 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}$		- Buril para cilindrar calibrador
4	- Cortar la pieza - Refrentar - Hacer punto - Hacer un agujero de $\varnothing 10 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$		- Buril para cortar - Buril para refrentar - Broca para hacer centros - Broca de $\varnothing 10 \text{ mm}$ - Calibrador
5	- Montar en el taladro - Hacer dos agujeros de $\varnothing 4.8 \text{ mm}$ - El primero 6.4 mm del extremo agujerado y el siguiente a 6.4 mm del centro del primero. - Roscar		- Taladro de columna - Mochuelo y batidor - Broca $\varnothing 4.8 \text{ mm}$ - Broca $\varnothing 6.35 \text{ mm}$ calibrador
6	Hacer un agujero $\varnothing 6.35 \times 20 \text{ mm}$ en el extremo opuesto del paso anterior.		

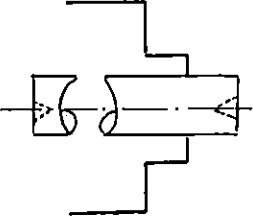
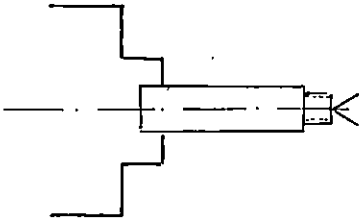
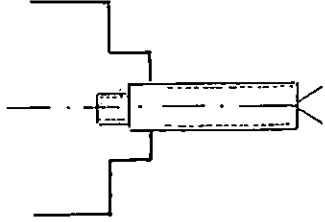
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el torno. - Refrentar - Hacer punto 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Cilindrar a ϕ 31.75 x 20mm - Roscar - Hacer agujero de ϕ 25 mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Buril para roscar - Broca de ϕ 25 mm calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Cortar - Montar en el taladro - Hacer agujero para prisionero ϕ 9.73 x 10 mm - Roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra - Broca de ϕ 9.73 mm

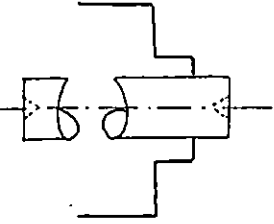
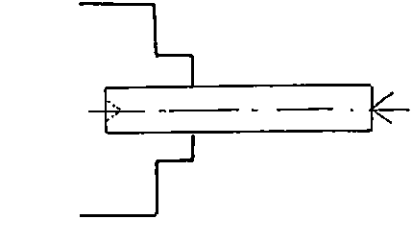
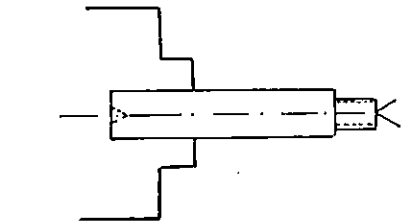
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el torno. - Refrentar - Hacer punto 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Cilindrar a $\varnothing = 50 \times 5\text{mm}$ - Hacer agujero $\varnothing 25 \times 10\text{mm}$ 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Cortar pieza 		<ul style="list-style-type: none"> - Marco y sierra

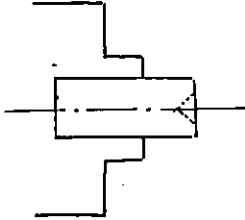
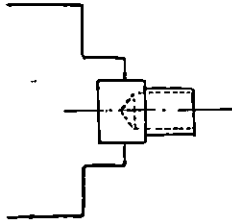
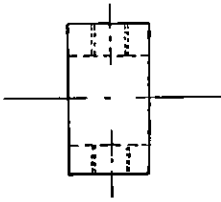
No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Refrentar - Hacer punto - Cilindrar a $\varnothing 50 \times 20\text{mm}$ 		<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Hacer agujero $\varnothing 25 \times 30\text{mm}$ - Roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el aparato divisor y hacer un exágono 		<ul style="list-style-type: none"> - Fresadora - Aparato divisor - Fresa vertical

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el torno - Refrentar - Hacer punto - Invertir la cogida - Refrentar - Hacer punto - Cilindrar a \varnothing 15.88 mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Butil para cilindrar - Broca para hacer centros - Calibrador
2	<ul style="list-style-type: none"> - Hacer agujero pasado de \varnothing 16mm - Cilindrar a \varnothing 12.7 x 57mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Butil para cilindrar calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Mecanizar salida de rosca - Roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Butil para roscar

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en la fresadora - Planear cara 1 - Planear cara 2 		<ul style="list-style-type: none"> - Fresador - Fresa vertical - Calibrador
2	<ul style="list-style-type: none"> - Planear cara 3 - Planear cara 4 		
3	<ul style="list-style-type: none"> - Planear cara 5 - Planear cara 6 		
4	<ul style="list-style-type: none"> - Fijar la pieza en el torno, en el plato de cuatro mordazas. - Hacer agujero de \varnothing 		<ul style="list-style-type: none"> - Broca de barra para cilindrar interiores

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar pieza en el torno - Refrentar - Hacer punto - Invertir la cogida - Refrentar - Hacer punto 		<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Buril para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Cilindrar a $\varnothing 13\text{mm}$ - Cilindrar a $\varnothing 1.6 \times 20\text{mm}$ - Roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Buril para cilindrar - Buril para roscar calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Invertir cogida - Roscar 		

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar pieza en el torno - Refrentar - Hacer punto - Invertir la cogida - Refrentar - Hacer punto 		<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Butil para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Cilindrar a \varnothing 19 mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Butil para cilindrar calibrador
3	<ul style="list-style-type: none"> - Roscar 		<ul style="list-style-type: none"> - Butil para roscar

No.	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRAMIENTA Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> - Montar la pieza en el torno - Refrentar - Hacer punto 		<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Butil para cilindrar - Broca para hacer centros
2	<ul style="list-style-type: none"> - Cilindrar a $\varnothing 50 \times 20$ mm - Hacer agujero de $\varnothing 19 \times 25$ mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Butil para cilindrar - Broca $\varnothing 6.35$ y 13 mm - Barra para cilindrar interiores
3	<ul style="list-style-type: none"> - Cortar pieza - Hacer dos agujeros para prisioneros con rosca $\varnothing 6.35$ mm 		<ul style="list-style-type: none"> - Broca $\varnothing 6.35$ mm

3.3. MANUAL DE OPERACIONES

Con el propósito de asegurar un funcionamiento óptimo de la máquina para ensayos de flexión rotativa, y de disminuir fallas debido a la mala operación de la misma, se presentan la secuencia de pasos a seguir para efectuar un ensayo:

1. Realizar el cambio de poleas según el ciclo de prueba a realizar, ya sea el ciclo bajo o alto.

Ciclos bajos usar poleas de $2\frac{1}{2}$ " y 8"

Ciclos altos usar poleas 3" y 6"

2. Colocar la probeta entre los ejes de la máquina (eje entre soportes y eje en voladizo).
3. Sujetar la probeta con los prisioneros.
4. Colocar la carga según el esfuerzo que se necesite generar.
5. Energizar el sistema de la máquina.
6. Energizar el presentador digital accionando el interruptor de encendido.

7. Verificar que el pulsador de marcha del presentador digital esté accionado (El diodo debe estar apagado).
8. Presionar el pulsador de borrado, para que la presentación del contador sea cero.
9. Poner en marcha el motor mediante el botón de encendido del control eléctrico.
10. Realizar la prueba, retirar la carga y desmontar la probeta ensayada.
11. Repetir el procedimiento anterior, para otro ensayo.

3.4 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Las fallas en servicio de cualquier equipo, puede evitarse o disminuirse por el mantenimiento regular.

Con el fin de lograr lo anterior se considera los siguientes tipos de mantenimiento: Mantenimiento preventivo, mantenimiento predictivo y mantenimiento correctivo.

De los tres tipos de mantenimiento analizaremos el mantenimiento preventivo, ya que este se realizará cuando los equipos no han sufrido alguna falla o alguna intervención.

3.4.1 Mantenimiento Preventivo

Este tipo de mantenimiento consiste en una serie de intervenciones periódicas, que es necesario realizar para que la máquina no falle. En nuestro caso se sugiere que las intervenciones de la máquina se realicen semanalmente, trimestralmente y anualmente, dado que la utilización de la máquina se destina para uso de laboratorio.

3.4.1.1. Semanalmente

- Efectuar una limpieza general con aire comprimido en la parte superficial de los elementos de la máquina.

- Controlar la tensión adecuada de la faja.
- Colocar una película de aceite a los elementos desprotegidos del medio ambiente (Eje, Sistema de carga) con aceite Shell Super Plus.

3.4.1.2 Trimestralmente

- Revisar todos los elementos de sujeción (pernos, prisiones, etc.) de estar flujos, para darles el debido aprete.
- Chequear el alineamiento del eje entre soportes (con un nivel).
- Engrasar las chumaceras con cualquier tipo de grasa con una base de litio y una consistencia 2 o 3.

3.4.1.3 Cada Año

- Revisión de rodamientos de soportes
- Revisión general del motor
- Pintar la estructura de soporte de la máquina con pintura anticorrosiva.

CAPITULO IV
PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS

4.0 PRUEBA Y ANALISIS DE RESULTADOS

4.1 GENERALIDADES

Para poder trazar el gráfico (S-N) de las pruebas realizadas, es necesario expresar la resistencia a la fatiga (S) en función del peso en voladizo a colocar. Esto se logra mediante la expresión siguiente:

$$S = \frac{(32)(W)(L)}{(\pi) d^3} \quad (4.1)$$

Donde:

S: Resistencia a la fatiga [Kgf/mm²]

W: Peso colocado en el sistema que será de un valor conocido [Kg].

L: Longitud de brazo desde el peso colocado en el sistema hasta la sección de menor área de la probeta = 160 mm.

D: Diámetro de la Sección de menor área de la probeta = 6.74 mm.

Al resolver la ecuación (4.1) tenemos:

$$S = \frac{(32)(160 \text{ mm})(W)}{(\pi)(6.74 \text{ mm})^3}$$

$$S = 5.32 (W) (1/\text{mm}^2) \quad (4.2)$$

La expresión anterior se puede expresar de la manera siguiente:

$$W = 0.19 S(\text{mm}^2)$$

4.2 PREPARACION DE LA PROBETA

Por los factores de tiempo y económicos, las pruebas se realizaron sólo con 55 probetas elaboradas de un acero 1020.

Estas probetas inicialmente son mecanizadas, de manera que la profundidad de corte se va reduciendo gradualmente de forma que los últimos cortes son de 0.001 pulgada de profundidad, luego se procede a eliminar las rayaduras producidas por el mecanizado, puliendo sucesivamente y en dirección longitudinal a la probeta, empezando con un papel de esmeril basto (80) y terminando con un número (360); posteriormente se recose las probetas a una temperatura de 600°C durante una hora [18 y 19] y finalmente se pulen de nuevo para quitar la oxidación que sufrieron durante el recosido.

4.3 RESULTADO DE LAS PRUEBAS

Las pruebas realizadas en la máquina de flexión rotativa inicialmente se dividieron en dos grupos el primero a una velocidad angular de 535 (rev/min) y el segundo a 3850 (rev/min), posteriormente se realizó un tercer grupo de

pruebas a una velocidad de 2100 (rev/min) para contestar inquietudes que surgieron de las dos primeras.

a) Pruebas a la velocidad angular de 535 (rev/min).

En estas pruebas se observa que al ir disminuyendo el peso que flexiona la probeta en voladizo aumenta el número de ciclos a los cuales esta, se fractura (que es lo normal), pero esto se mantiene así hasta un valor de carga de $W = 41.04$ Kg sucede lo contrario, esto se debe a que el peso colocado en el portapesos se mueve debido a que el rodamiento de este sistema queda un poco ajustado. (Debido al fenómeno antes mencionado las pruebas ya no se continuaron).

Los resultados se muestran en la tabla (4.1) y la figura (4.1).

b) Pruebas a la velocidad de 3850 (rev/min)

Durante la realización de estas pruebas no se presentó ningún inconveniente.

Los resultados se muestran en la tabla (4.2) y la figura (4.2).

Al comparar los resultados de ambas pruebas en un solo gráfico (Fig. 4.3) Se observó que ambos resultados tienen una tendencia lineal pero con pendientes diferentes.

Al realizar un tercer grupo de pruebas a una velocidad de 2100 (rev/min). Se determina que estos resultados tienden hacia el mismo valor límite de resistencia a la fatiga que el de los resultados a (3850 rev/min). (Ver tabla 4.3 y figura 4.4).

Un dato importante de señalar es que las probetas a 3850 (rev/min) tiene menor tiempo de vida que las sometidas a 235 y 2100 (rev/min) (ver figura 4.3 y 4.5), cuando estas son sometidas a esfuerzos por encima del límite de resistencia a la fatiga. Se sabe que para los aceros, la velocidad no afecta los resultados de fatiga de flexión rotativa al menos hasta 5000 (rev/min). Según lo establecido por R.R. More y otros investigadores.

Pero experimentos más recientes realizados por R. Cazaud (Tabla 4.4) con acero cromo-niquel recosido, determino que para esfuerzos de valores elevados, el número de ciclos que provocan la ruptura disminuyen cuando la velocidad pasa de 3000 a 8000 rpm, esto se debe a que al incrementar los esfuerzos por encima del límite de resistencia a la fatiga, se manifiesta un desprendimiento de calor cada vez mayor (a consecuencia del fenómeno de histéresis mecánica) que no puede ser evacuado por radiación y convección al medio ambiente.

Por el contrario con esfuerzos más cercanos al límite de resistencia a la fatiga, la velocidad no tiene efecto hasta 8000 rpm, pero en el rango de 11000 y 15000 rpm se incrementa la resistencia a la fatiga.

TABLA 4.4

Influencia de la velocidad en el ensayo a flexión rotativa (R. Cazaud). Acero Ni-Cr, autotemplado, recocido: E = 48; R = 68; % = 25,5.

Esfuerzo en Kg/mm ²	NUMERO DE REVOLUCIONES O CICLOS			
	3000 rpm	8000 rpm	11000 rpm	15000 rpm
38,5	97 600 (rompió)	38 000 (rompió)		
38,3	861 300 (rompió)	66 000 (rompió)		
37,3	1 523 200 (rompió)	1 311 000 (rompió)	10 mill. (no rompió)	10 millones (no rompió)
36,8	100 mill.	---	---	---

Según lo establecido por Cazaud a la velocidad de 3850 rpm existe menos tiempo durante cada ciclo de esfuerzos para que la deformación plástica en el material aparezca y que el calor generado por el fenómeno de histéresis mecánica sea cada vez mayor y ya no pueda ser evacuado por radiación y convección al medio ambiente, lo que ocasiona que la fractura del material sobrevenga más rápido.

Mientras que a la velocidad de 535 rpm o 2100 rpm, se tiene más tiempo durante cada ciclo de esfuerzos para que el calor generado por histéresis mecánica, sea evacuado al medio ambiente y la deformación plástica sea mayor, es así como el deterioro del material es más lento.

Por lo tanto, el valor de límite de resistencia a la fatiga obtenido en las pruebas realizadas es confiable:

Al comparar el valor de límite de fatiga obtenido (26.55 Kgf/mm²) con los suministrados por medio de una máquina de flexión rotativa en voladido, pero con un modelo de probeta cónico con norma 0830 del ministerio del Aire de Francia, (Ver tabla 4.5). Se observa que este es 3 Kgf/mm² mayor, por lo que se puede garantizar que este valor es confiable.

Tabla (4.1) Resultados a la Velocidad de 535 (Rev/mm)

No.	Peso (W)[Kg]	RESISTENCIA A LA FATIGA (S) [Kg/mm ²] S=5.32(W)(1/mm ²)	NUMERO DE CICLOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N)[CICLOS/min]	PROMEDIO DE NUMERO DE CIELOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (\bar{N})[CICLOS/min]
1	18.94	100.81	26	28
2			30	
3	17.43	92.78	70	85
4			100	
5	15	79.84	264	288
6			310	
7			289	
8	14.40	76.65	825	789
9			750	
10			793	
11	13.27	70.63	2325	2,367
12			2219	
13			2258	
14	12.24	65.15	5696	5,903
15			6024	
16			5989	
17	9.52	50.67	65830	66,377
18			66811	
19			66491	
20	8.84	47.05	145710	150,419
21			155127	
22	7.71	41.04	62422	63,159
23			63896	

RESIST. A LA FATIGA [Kgf/mm²]

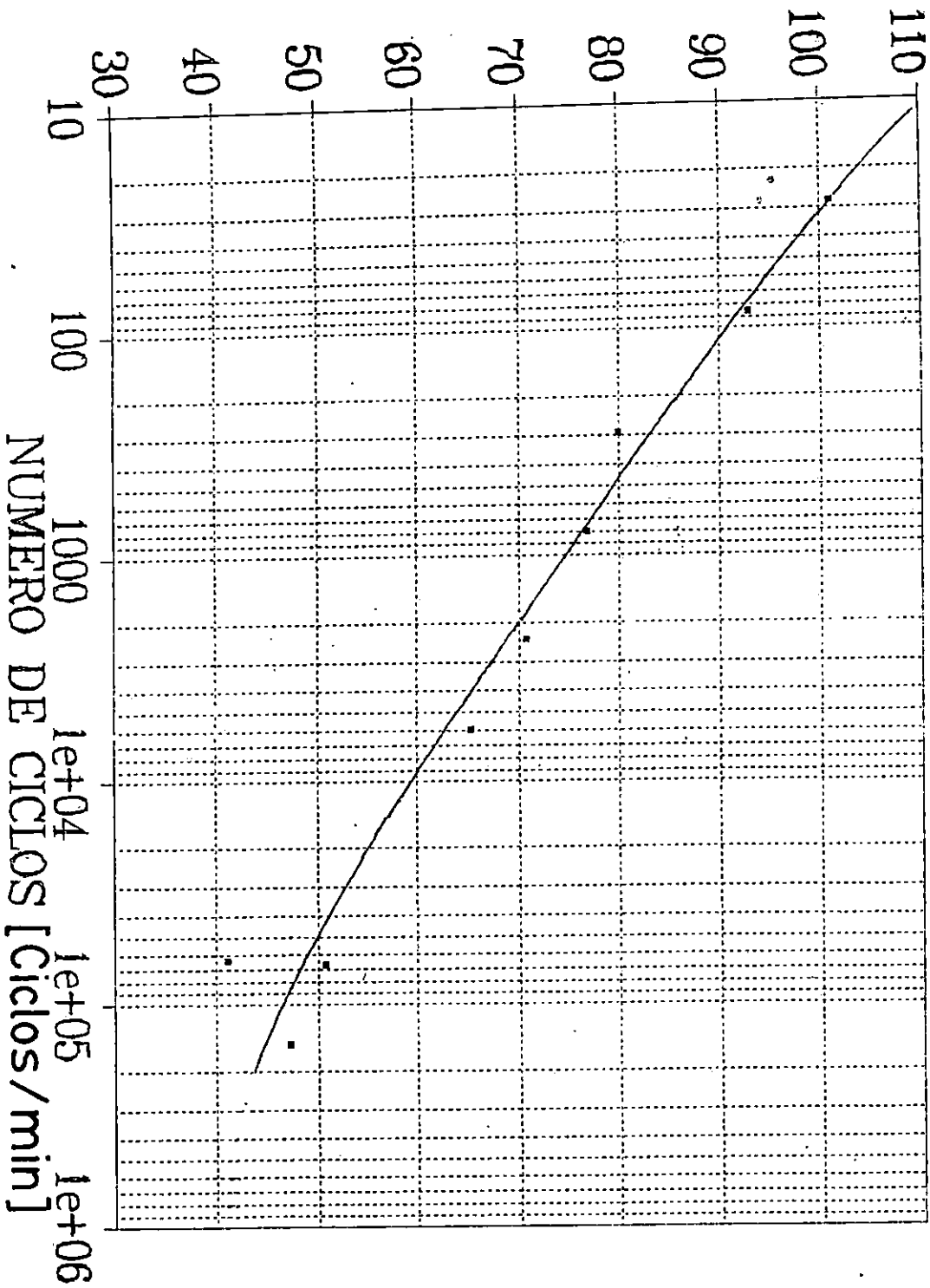
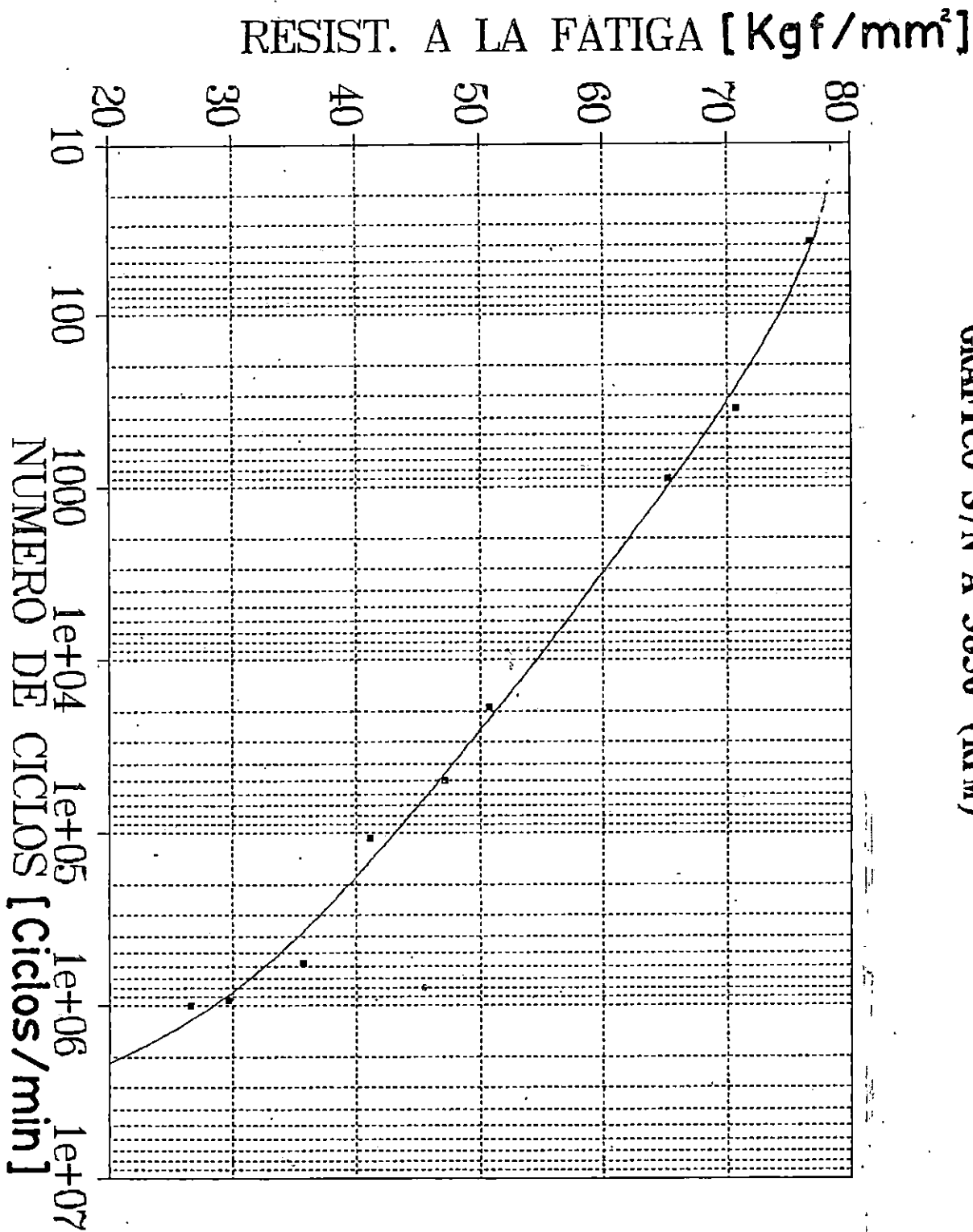


GRAFICO S/N A 535 (RPM)

Tabla (4.2) Resultados a la Velocidad de 3850 (Rev/mm)

No.	Peso (W)[Kg]	RESISTENCIA A LA FATIGA (S) [Kgt/mm ²] $S=5.32(W)(1/mm^2)$	NUMERO DE CICLOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N)[CICLOS/min]	PROMEDIO DE NUMERO DE CIELOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (Ñ)[CICLOS/min]
1	14.40	76.65	30	38
2			46	
3	13.27	70.63	360	355
4			350	
5	12.24	65.15	912	900.5
6			889	
7	9.52	50.67	17,848	18,865
8			19,882	
9	8.84	47.05	49,198	49,989.5
10			50,781	
11	7.71	41.04	104,894	107,554.5
12			110,215	
13	6.69	35.61	591,309	572,111
14			552,913	
15	5.56	29.59	899,268	930,484.5
16			961,701	
17	4.99	26.55	1,000,000	1,000,000

GRAFICO S/N A 3850 (RPM)



158

GRAFICO (S/N) A 535 Y 3850 (RPM)

S (Kgff/mm²)

N (Ciclos/min)

1X10⁶

1X10⁵

1X10⁴

1000

100

SEMI-LOGARITHMIC, 5 CYCLES X 10 TO THE EACH
5TH LINES ACCENTED

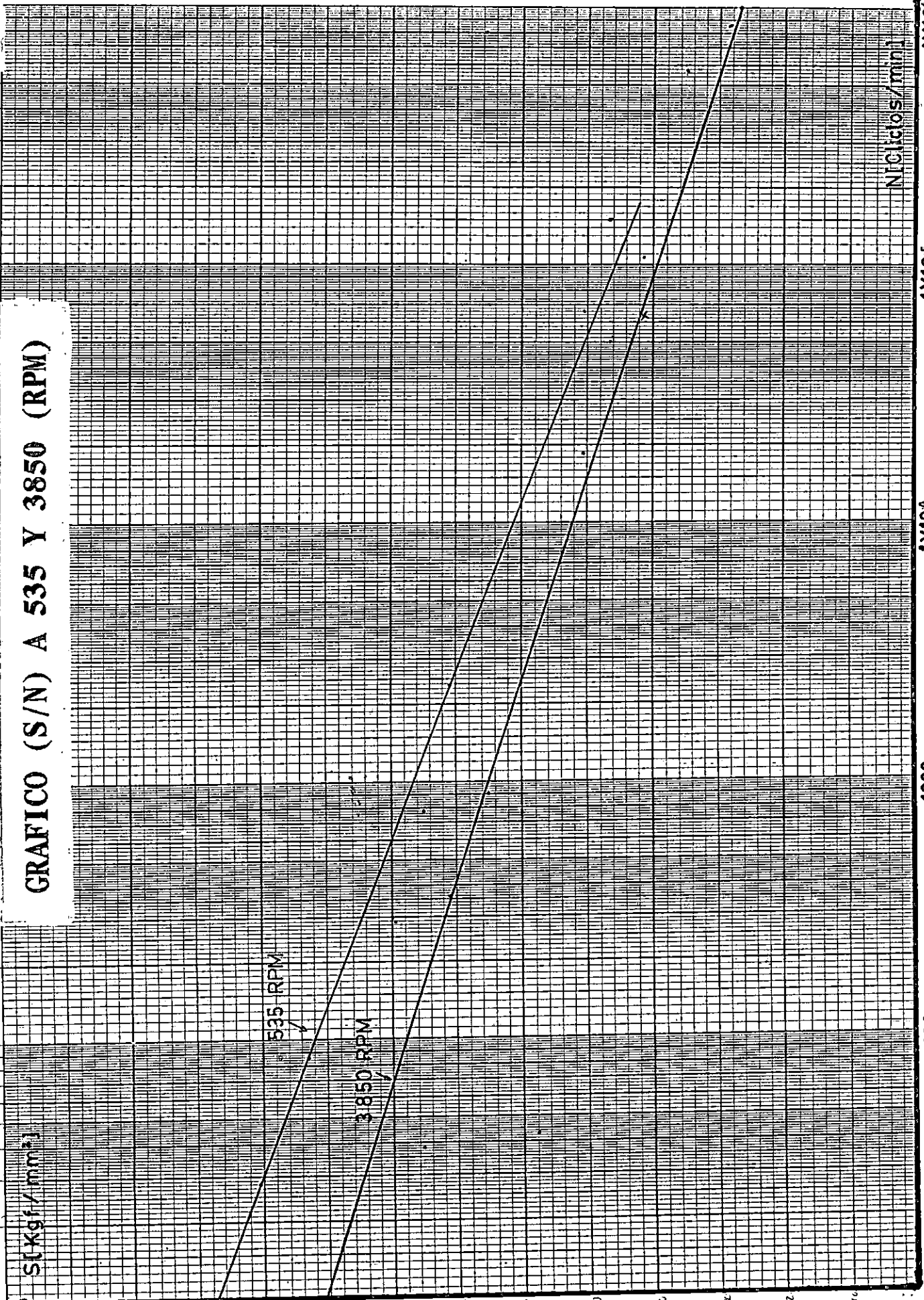


Tabla (4.3) Resultados a la Velocidad de 2100 (Rev/mm)

No.	Peso (W)[Kg]	RESISTENCIA A LA FATIGA (S) [Kgt/mm ²] $S=5.32(W)(1/mm^2)$	NUMERO DE CICLOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N)[CICLOS/min]	PROMEDIO DE NUMERO DE CIELOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N)[CICLOS/min]
1	13.27	70.63	1,532	1,240
2			948	
3	12.24	65.15	3,574	3,351
4			3,128	
5	9.52	50.67	47,801	47,379
6			49,957	
7	8.84	47.05	72,564	70,480
8			68,395	
9	7.71	41.04	142,017	150,923
10			159,828	
11	6.69	35.61	445,986	477,449
12			508,911	
13	5.56	29.59	980,480	95,083
14			921,246	
15	4.99	26.55	1,000,000	1,000,000
16				

GRAFICO S/N A 2100 (RPM)

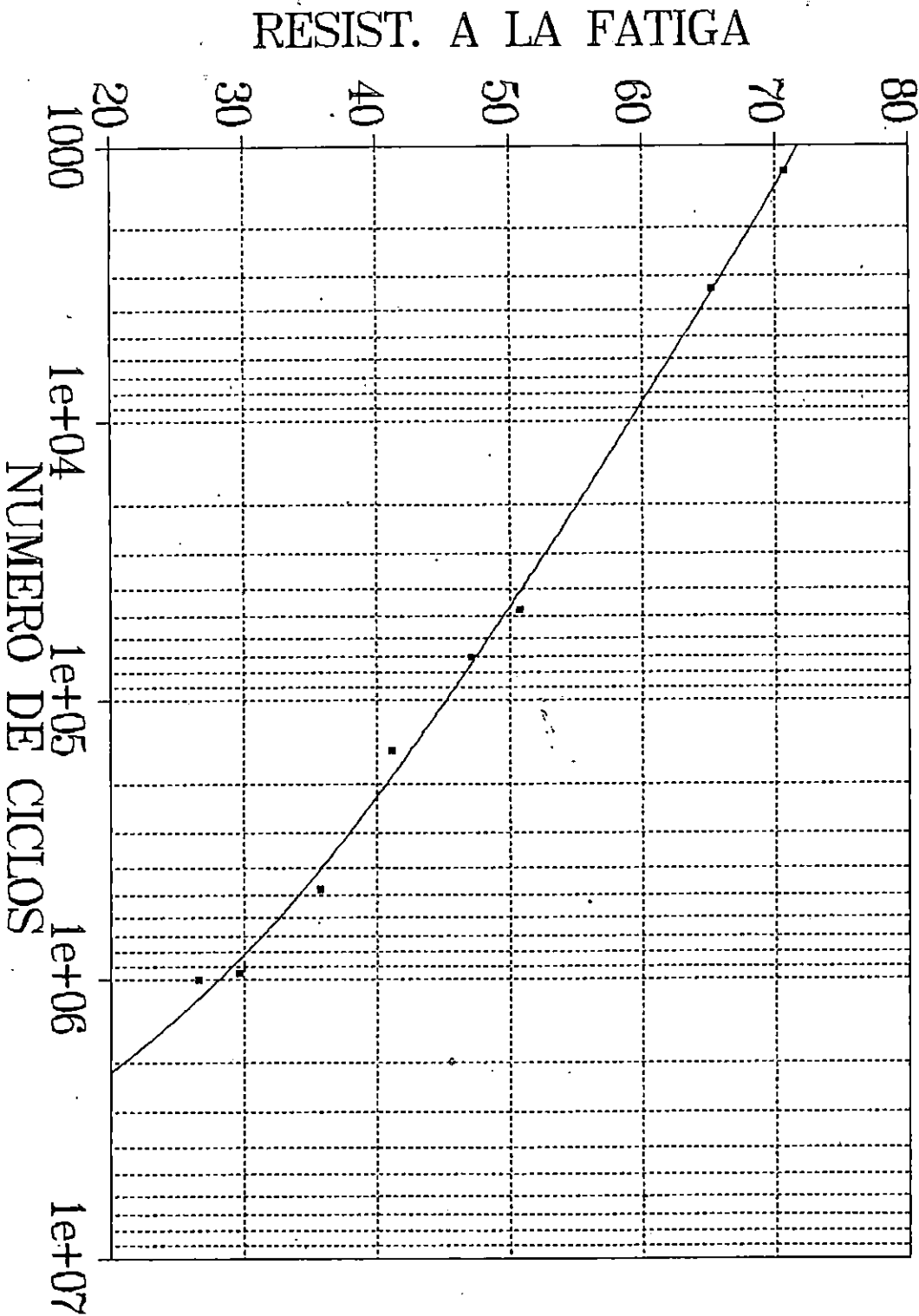


GRAFICO (S/N) A 535, 2100 Y 3850 RPM

S [Kg f/mm²]

SEMI-LOGARITMICO 5 CYCLES X 10 TO THE
5TH LINE-ACCENTED

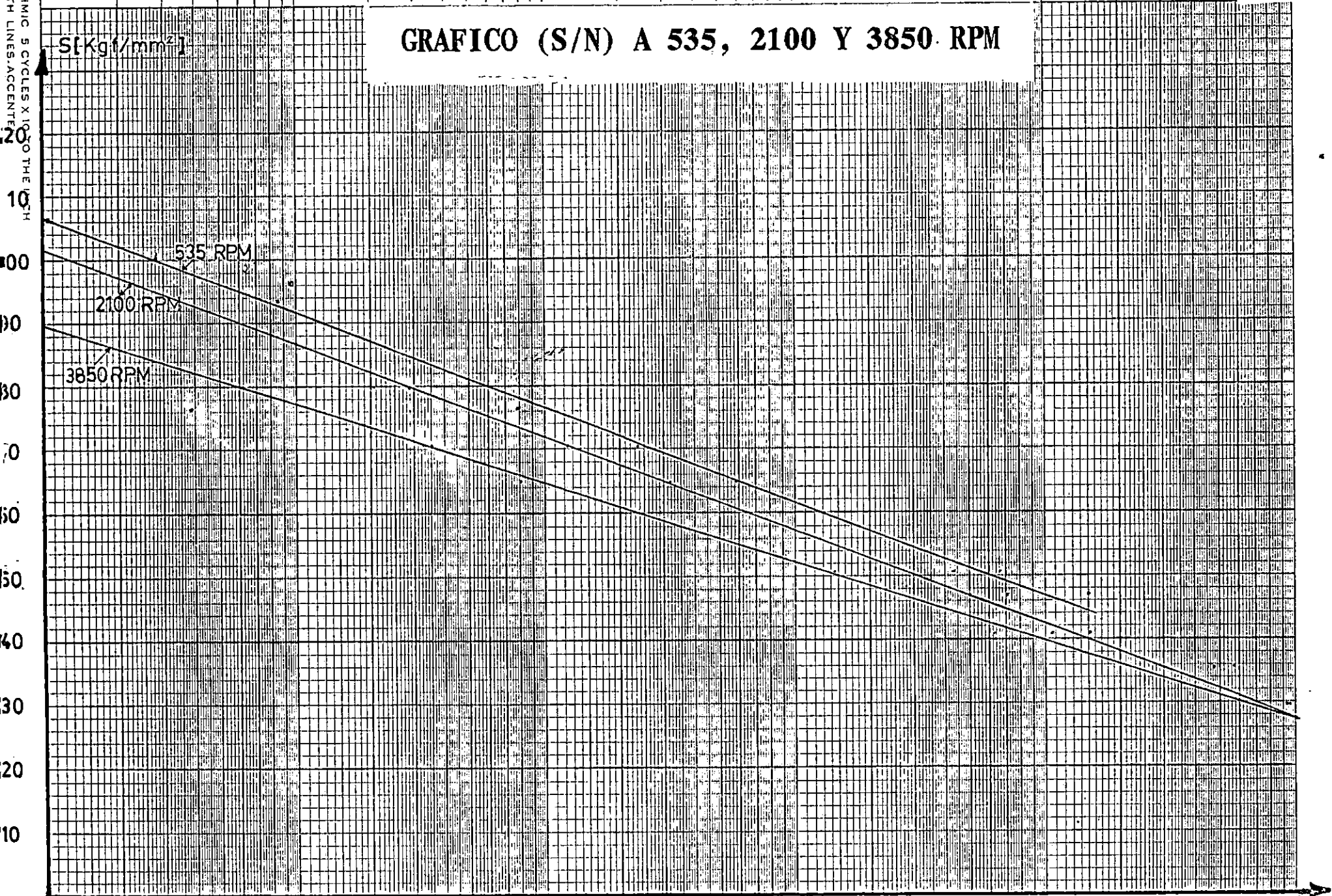


TABLA 4.5

LÍMITE DE FATIGA DE LOS ACEROS AL CARBONO (Kgf/mm²) [F-C AZAUD]

Naturaleza del acero	Composición química, %					Tratamiento térmico de ensayo	Características mecánicas						Estructura micrográfica	Límite de fatiga σ_{-1}	r	r
	C	Mn	Si	S	P		E	R	A %	σ_{-1}	σ_{-2}	σ_{-3}				
Hierro puro comercial	0,05	0,08	0,10	0,017	0,008	Recocido a 950 °C, enfriado al aire.	14	32,5	10		24	35	Ferrita.	18,5	0,57	1,31
Acero extradulce.	0,12	0,33	0,16	0,048	0,060	Recocido a 925 °C. Templado en agua a 925 °C.	26	59,5	15			138	Ferrita y perlita.	23,2	0,59	0,87
Dulce	0,17	0,50	0,10	0,009	0,015	Recocido a 900 °C, enfriado al aire.	39	60,5	20	72	24,5	130	Ferrita y perlita fina.	30,3	0,50	0,73
	0,19	0,42	0,26	0,006	0,040	Recocido a 900 °C, enfriado al aire.	29	40	33	70	27,4	112	Ferrita y perlita.	23	0,575	0,77
Semidulce	0,29	0,65	0,25	0,010	0,060	Recocido a 875 °C, enfriado al aire.	78	45,2	30		12,8	118	Ferrita y perlita.	23	0,51	0,84
Semiduro	0,36	0,25	0,16	0,015	0,012	Recocido a 850 °C, enfriado al aire. Templado en agua a 850 °C, sin revenido.	55	54	28		10	146	Ferrita y perlita.	26	0,58	0,71
						Templado en agua a 850 °C, revenido a 550 °C.	36	59	24,2	60	13,1	160	Ferrita y perlita.	27	0,46	0,75
						Templado en agua a 850 °C, revenido a 650 °C.	150	170	7	48	3,5	450	Martensita.	44	0,26	0,29
						Templado en agua a 850 °C, revenido a 650 °C.	77	88	16	62	17,3	260	Martensita y sorbita.	40,6	0,46	0,53
Duro	0,45	0,70	0,18	0,016	0,018	Recocido a 800 °C, enfriamiento lento.	58	73,5	16,5	68	10	210	Martensita y sorbita.	41	0,56	0,77
	0,65	0,64		0,025	0,037	Recocido a 800 °C, enfriamiento lento.	42,5	73,5	19	38	4,7	205	Ferrita y perlita.	30,5	0,415	0,72
	0,75	0,52	0,26	0,11	tr.	Recocido a 800 °C, enfriamiento lento.	46	80	17		2,1	230	Perlita.	32,7	0,41	0,71
						Templado en aceite 825 °C, revenido a 550 °C.	40	80	18	33	1,5	215	Perlita.	30	0,56	0,75
						Templado en aceite 825 °C, revenido a 650 °C.	90	105	13	49	3,9	275	Sorbita.	43	0,41	0,48
Extraduro	1,07	0,15	0,11	0,012		Recocido a 800 °C, enfriamiento lento.	71	95	14	52	3,8	230	Ferrita y sorbita.	36	0,379	0,51
							60	74,5	5	10,5	0,8	210	Perlita y cementita.	21,5	0,33	0,41

4.4 CARACTERISTICAS DE LA FRACTURA DE LAS PROBETAS.

Cuando la rotura se produce después de numerosos períodos de esfuerzo, separados unos de otros por períodos de descanso o reposo, se observan en la zona de fractura por fatiga, divisiones en líneas paralelas (Fig. 4.6). Este es el caso de la mayor parte de las fracturas en servicio.

Las características mencionadas anteriormente no se observan en las probetas ensayadas, ya que el esfuerzo que es aplicado a estas, actúan con una amplitud constante y sin detenerse hasta la rotura. En el caso de las probetas de flexión rotativa se distinguen dos zonas bien distintas: la primera zona ofrece un aspecto liso o brillante, resultante del frotamiento prolongado de los bordes de la fisura, que constituye la fractura de fatiga propiamente dicha, mientras que la segunda presenta un grano fibroso, que forma la fractura final instantánea. (observar probetas)



Fig. 4.6 Rotura por fatiga de un martillo perforador neumático. Las zonas de rotura de fatiga se han originado a uno y otro del eje correspondiente a la arista del buril. Líneas de detención muy características.

4.5 OBSERVACIONES

1. A pesar que las pruebas de fatiga son importantes en el país ninguna fábrica o distribuidora de aceros las realiza.
2. El diseño original de la máquina sufrió modificaciones durante el proceso de fabricación, debido a que condiciones de carácter económico y tiempo impidieron que ciertos elementos mantuvieran sus características originales de diseño. (Estas modificaciones se realizaron sin olvidar que estos elementos fueron prácticos y funcionales).
3. Antes de montar las probetas a la máquina estas deben estar limpias de aceite, ya que si quedan residuos de este la fractura de la probeta presentan un aspecto como si estas han sido pavonadas.
4. El proceso de mecanizado y pulido de la probeta de realizarse con el máximo cuidado posible para reducir los esfuerzos internos y las irregularidades de la superficie.
5. Para poder comprobar que el recosido dado a la probeta produce la misma estructura que tiene esta antes del mecanizado se debe realizar un análisis metalográfico después del recosido. Es de mencionar que el análisis metalográfico es necesario realizarlo también después de romperse la probeta, para poder comprender como se comporta el material ante las diferentes condiciones de carga y velocidad.

4.6 CONCLUSIONES

- El límite de resistencia a la fatiga no es afectado por las variaciones de velocidad en el rango de (535 a 3850 rpm).
- Un entalle circular, producto del maquinado de la probeta, ocasiona que la fractura por fatiga se inicie sobre la circunferencia del entalle, para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección.
- A pesar que hay métodos didácticos para determinar límite de resistencia a la fatiga. Ninguno de estos métodos, ha podido suplantar las pruebas de laboratorio, ya que estas describen el verdadero comportamiento a que el material de un elemento de máquina es sometido.
- Es de mucha importancia implementar las pruebas de fatiga a materiales metálicos, con fines didácticos y técnicos, para promover el desarrollo científico e industrial en nuestro país.
- Debido a la inexistencia de máquinas de prueba de fatiga, tipo flexión rotativa, en nuestro medio, la construcción de ésta, vendría a promover la verificación de la calidad y el debido proceso de fabricación, de los productos metálicos nacionales.

4.7 RECOMENDACIONES

- Para la realización de las pruebas se necesitan por lo menos 45 probetas para definir 15 puntos del gráfico (S-N). (3 probetas por punto).

- Para poder trazar completamente el gráfico (S/N) a velocidades proximas o iguales a 535 (rev/min), es necesario reducir el ajuste que tiene el rodamiento del portapesos con respecto a la carcasa de éste.

- Por el factor tiempo y económico las pruebas sólo se efectuaron con un acero 1020, por lo que es necesario efectuar más pruebas con otros tipos de acero, para observar el comportamiento de los mismos y comparar los resultados.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ASIGNATURA: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

"DETERMINACION DEL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXION ROTATIVA"

OBJETIVO:

- Determinar experimentalmente el límite de resistencia a la fatiga de un material determinado, haciendo uso de la máquina de flexión rotativa en voladizo con carga gravitacional.

EQUIPO UTILIZADO:

- Banco de Pruebas
- No. probetas del material a determinar la resistencia a la fatiga.
- Juego de pesos conocidos.

MARCO TEORICO

LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas cíclicas, es necesario efectuar un gran número de pruebas; para realizar pruebas de este tipo, las probetas empleadas se someten a fuerzas repetitivas de magnitudes específicas, como también se cuentan los ciclos o alteraciones de esfuerzos que soporta el material hasta que ocurre la falla.

Las primeras pruebas se realizan con un valor de carga conocido que ocasione un esfuerzo algo menor que el valor de resistencia última de material, las siguientes pruebas se realizan con valores de carga que ocasionan esfuerzos menores que los anteriores, disminuyéndose sucesivamente. Este proceso se continúa y los valores de esfuerzo generado con el número de ciclos donde ocurre la falla se registran graficándose los resultados en papel semilog o log-log obteniendo un diagrama de esfuerzo contra número de ciclos, llamado diagrama S-N (figura 4.7).

En el caso de metales féreos y sus aleaciones esta gráfica se vuelve casi horizontal, después de que el material ha sido esforzado durante cierto número de ciclos, por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga no está definido.

El uso de papel logarítmico destaca el recodo o ángulo de la curva, que no se observa si los resultados se graficaran en un sistema de coordenadas cartesianas. A este recodo o quiebre se le denomina límite de resistencia a la fatiga "Sn", o simplemente "límite de fatiga".

Otros detalles importantes que hay que considerar del gráfico S-N de un material son: Que cuando el material falla a un número menor de 1,000 ciclos la falla se clasifica como "Fatiga de ciclos bajo", entonces "fatiga de ciclo alto" es la falla correspondientes a ciclos de esfuerzo con N mayor que 1,000 ciclos, además se distinguen dos regiones, la región de duración finita y la región de duración infinita, el límite entre tales regiones no puede definirse con claridad, excepto en el caso de un material específico, se localiza entre 10^6 y 10^7 ciclos para aceros.

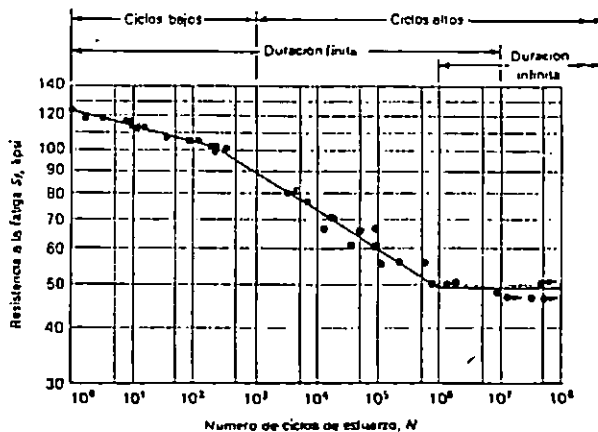


Fig. 4.7 Gráfico S-N

CUESTIONARIO PRE-LABORATORIO

1. Defina ¿Qué es Fatiga de un Material?
2. Explique brevemente las características de la fractura por fatiga.
3. ¿Cuáles son las condiciones básicas para que se produzca una fractura por fatiga?
4. Enumere y explique 5 factores que intervienen en el comportamiento de fatiga.
5. ¿Cómo se obtiene gráficamente el límite de resistencia a la fatiga?

PROCEDIMIENTO DE PRACTICA DE LABORATORIO

1. Colocar la faja y poleas para la velocidad deseada.
2. Coloque un valor de carga conocido que ocasione un esfuerzo algo menor que el valor de resistencia última del material (mote el valor de carga en la tabla A).
3. Colocar y asegurar la probeta (verifique que los prisioneros estén lo suficientemente apretados).
4. Coloque el peso ya determinado en el soporte.
5. Energiza el sistema de la máquina.
6. Acciones el presentador digital y verifique que se encuentre a cero.
7. Poner en marcha el motor, y espere que la probeta falle.
8. Anotar el número de ciclos (N) a los cuales la probeta falla en la tabla (A).
9. Sin modificar el peso utilizado en la prueba anterior realice la segunda y la tercera prueba, efectuando los pasos del 3 al 8.
10. Una vez efectuada las dos pruebas con el mismo valor de peso, disminuya el valor de peso; según crea conveniente anote este valor en la tabla (A).

Repita los pasos del 3 al 9 hasta que haya completado el número de pruebas requeridas.

ASIGNACIONES

1. A qué se debe que aumenta la deflexión al incrementar el peso por encima del límite de resistencia a la fatiga.
2. Complete la tabla (A).
3. Grafique el número de ciclos promedio (\bar{N}) contra S en papel semi-logarítmico.
4. Identifique el valor del límite de resistencia a la fatiga en el gráfico.

No.	Peso (W) [Kg]	RESISTENCIA LA FATIGA (S) [Kgf/mm ²] $S=5.32(W)(1/\text{mm}^2)$	NUMERO DE CICLOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N) [CICLOS/min]	PROMEDIO DE NUMERO DE CIELOS A LOS CUALES OCURRE LA FRACTURA (N) [CICLOS/min]
1				
2				
3				
4				
5				
6				
.				
.				
.				

Tabla (A)

1. La Fatiga de los Metales
R. Cazaud
Publicaciones Aguilar S.A.
Madrid, España 1957.
2. Fatiga de los Metales
Forres, Peter George
Ediciones URMO
Bilbao, España 1972.
3. Ensaye e Inspección de los Material en Ingeniería.
Hammer E. Davis. Troxell Wiskocil
Compañía Editorial Continental S.A.
México 1967.
4. Propiedades Mecánica de los Metales.
I.G. Twedale
Editorial Tecnos S.A.
México 1970.
5. Failure Analisis and Prevention,
Prepared under the Direction of the Metal Handbook.
8th. Edition, Vol. 10
American Society for Metals
E.E.U.U.S 1975.
6. Folleto Prueba o Ensayo de la Fatiga.
Ing. Francisco Zuleta
Escuela de Ing. Mecánica F.I.A. U.E.S.
San Salvador, El Salvador 1991.
7. Folleto Fenómeno de la Fatiga.
Universidad Autónoma de México
México 1992.

8. Diseño de Ingeniería Mecánica
Joseph E. Shigley
McGraw - Hill de México
México 1986
9. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica.
Robert C. Jovinall
Editorial Limusa S.A.
México 1991.
10. Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica.
Aaron D. Deutchman
Editorial Continental S.A.
México 1995.
11. Catálogo Equipo Eléctrico Industrial.
SIEMENS
12. Catálogo General SKF
Alemania 1982.
13. Catálogo de Selección de Fajas Trapezoidales Clásicas.
TEXROPE. Super 84.
14. Selección y Aplicación de Motores Eléctricos.
Orlando S. Lobasco,
SIEMENS.
15. Tecnología Mecánica.
EPS. Tomos I y II
Ediciones Don Bosco
Decima Cuarta Edición
España, 1974.

16. Método de Ejercicios Prácticos de Aprendizaje Industrial.

Tomo I y II

Editorial Librería Salesiana

Barcelona, España.

17. Equipos Industriales.

Tomo I

Guía Práctica para Reparación y Mantenimiento.

Mc Graw Hill

Tercera Edición

México, 1987.

18. Introducción a la Metalurgia Física

Segunda Edición

Avner

Mc Graw Hill de México.

México, 1980.

19. Steel and its heat treatment.

Karl - Erik Thelning

Karlebo, 1967.

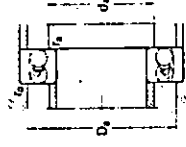
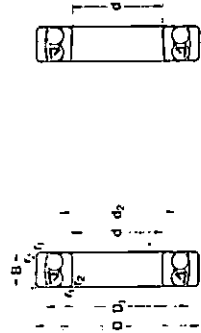
ANEXO

ANEXO A

176

Clase de máquina	L_{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos periodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos periodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria propulsora para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria para la fabricación de papel y pasta de papel, maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	~ 100 000

Tabla A-1: Valores de duración L_{10} para diferentes clases de máquina.



Agujero cilíndrico
Conicidad 1:12

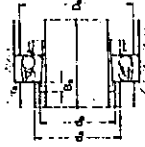
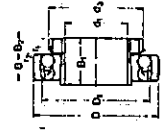
Agujero cónico
Conicidad 1:12

Dimensiones principales d D B	Capacidad de carga C _{dyn} C _{stat} C ₀	Límite de velocidad v _{lim} m/min	Masa kg	Designaciones de Rodamientos con agujero cilíndrico cónico					
					N				
5	19	6	2 150	530	60 000	30 000	0,009	125	-
6	19	6	2 156	530	35 000	30 000	0,009	128	-
7	22	7	2 650	655	30 000	36 000	0,014	127	-
8	22	7	2 650	655	30 000	36 000	0,014	104	-
9	26	8	3 900	930	28 000	32 000	0,022	129	-
10	30	14	5 550	1 340	24 000	30 000	0,034	130	-
10	30	14	5 550	1 340	22 000	28 000	0,047	130	-
12	32	14	6 200	1 460	20 000	26 000	0,040	131	-
12	32	14	6 200	1 460	20 000	26 000	0,055	131	-
12	32	14	6 200	1 460	19 000	25 000	0,067	131	-
12	32	14	6 200	1 460	17 000	23 000	0,084	131	-
12	32	14	6 200	1 460	15 000	20 000	0,11	131	-
15	35	11	7 410	2 000	19 000	24 000	0,049	132	-
15	35	11	7 410	2 000	17 000	22 000	0,064	132	-
15	35	11	7 410	2 000	15 000	18 000	0,094	132	-
17	40	12	9 900	2 450	18 000	22 000	0,073	133	-
17	40	12	9 900	2 450	17 000	20 000	0,088	133	-
17	40	12	9 900	2 450	15 000	17 000	0,13	133	-
17	40	12	9 900	2 450	14 000	16 000	0,18	133	-
20	47	14	11 600	3 200	15 000	18 000	0,12	134	-
20	47	14	11 600	3 200	14 000	17 000	0,16	134	-
20	47	14	11 600	3 200	12 000	14 000	0,21	134	-
20	47	14	11 600	3 200	11 000	13 000	0,28	134	-
25	52	18	12 000	4 050	13 000	16 000	0,14	135	1205 K
25	52	18	12 000	4 050	12 000	14 000	0,16	135	1205 K
25	52	18	12 000	4 050	11 000	13 000	0,21	135	1205 K
25	52	18	12 000	4 050	10 000	12 000	0,28	135	1205 K
30	62	18	15 600	5 650	10 000	13 000	0,22	136	1208 K
30	62	18	15 600	5 650	9 000	12 000	0,29	136	1208 K
30	62	18	15 600	5 650	8 000	11 000	0,39	136	1208 K
30	62	18	15 600	5 650	7 000	10 000	0,50	136	1208 K

SKF

SKF

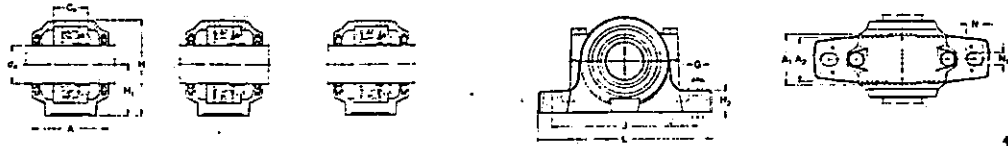
Tabla A-2 Rodamiento de bola o rótula



Dimensiones principales d D B	Capacidad de carga C _{dyn} C _{stat} C ₀	Límite de velocidad v _{lim} m/min	Masa kg	Designaciones de Rodamientos con agujero cilíndrico					
					N				
5	19	6	4 200	11 000	18 000	0,14	0,070	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	17 000	0,16	0,072	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	15 000	0,22	0,10	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	14 000	0,28	0,13	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	13 000	0,39	0,18	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	12 000	0,50	0,24	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	11 000	0,64	0,31	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	10 000	0,80	0,40	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	9 000	1,00	0,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	8 000	1,20	0,60	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	7 000	1,50	0,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	6 000	1,80	0,90	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	5 000	2,20	1,10	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	4 000	2,80	1,40	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	3 000	3,50	1,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	2 000	4,50	2,25	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1 500	5,50	2,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1 000	7,00	3,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	800	8,00	4,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	700	9,00	4,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	600	10,00	5,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	500	11,00	5,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	400	12,00	6,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	300	13,00	6,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	200	14,00	7,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	150	15,00	7,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	100	16,00	8,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	80	17,00	8,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	70	18,00	9,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	60	19,00	9,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	50	20,00	10,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	40	21,00	10,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	30	22,00	11,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	20	23,00	11,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	15	24,00	12,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	10	25,00	12,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	8	26,00	13,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	7	27,00	13,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	6	28,00	14,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	5	29,00	14,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	4	30,00	15,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	3	31,00	15,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	2	32,00	16,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1	33,00	16,50	137B	18 000

Dimensiones principales d D B	Capacidad de carga C _{dyn} C _{stat} C ₀	Límite de velocidad v _{lim} m/min	Masa kg	Designaciones de Rodamientos con agujero cilíndrico					
					N				
5	19	6	4 200	11 000	18 000	0,14	0,070	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	17 000	0,16	0,072	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	15 000	0,22	0,10	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	14 000	0,28	0,13	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	13 000	0,39	0,18	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	12 000	0,50	0,24	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	11 000	0,64	0,31	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	10 000	0,80	0,40	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	9 000	1,00	0,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	8 000	1,20	0,60	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	7 000	1,50	0,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	6 000	1,80	0,90	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	5 000	2,20	1,10	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	4 000	2,80	1,40	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	3 000	3,50	1,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	2 000	4,50	2,25	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1 500	5,50	2,75	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1 000	7,00	3,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	800	8,00	4,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	700	9,00	4,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	600	10,00	5,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	500	11,00	5,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	400	12,00	6,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	300	13,00	6,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	200	14,00	7,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	150	15,00	7,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	100	16,00	8,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	80	17,00	8,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	70	18,00	9,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	60	19,00	9,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	50	20,00	10,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	40	21,00	10,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	30	22,00	11,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	20	23,00	11,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	15	24,00	12,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	10	25,00	12,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	8	26,00	13,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	7	27,00	13,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	6	28,00	14,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	5	29,00	14,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	4	30,00	15,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	3	31,00	15,50	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	2	32,00	16,00	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	1	33,00	16,50	137B	18 000

Dimensiones principales d D B	Capacidad de carga C _{dyn} C _{stat} C ₀	Límite de velocidad v _{lim} m/min	Masa kg	Designaciones de Rodamientos con agujero cilíndrico					
					N				
5	19	6	4 200	11 000	18 000	0,14	0,070	137B	18 000
5	19	6	4 200	11 000	17 000	0,16	0,072	137B	



Eje diám.	Soporte de pie Dimensiones											Masa	Designaciones Estructura			
	A	A1	A2	C ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁		G	TA	TC	TD
20	67	46	42	25	71	40	18	130	165	20	13	10	1.25	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
25	77	52	45	32	87	50	22	150	185	22	13	10	1.90	SNA 809 TA	SNA 809 TC	SNA 809 TD
	77	52	45	32	87	50	22	150	185	22	13	10	1.90	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
30	82	52	45	34	92	50	22	150	185	20	13	10	2.00	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
	82	52	45	34	92	50	22	150	185	20	13	10	2.00	SNA 807 TA	SNA 807 TC	SNA 807 TD
35	85	60	50	38	108	60	25	170	205	20	15	12	2.65	SNA 807 TA	SNA 807 TC	SNA 807 TD
	85	60	50	38	108	60	25	170	205	20	15	12	2.65	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
40	90	60	50	41	112	60	25	170	205	20	15	12	2.90	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
	90	60	50	41	112	60	25	170	205	20	15	12	2.90	SNA 809 TA	SNA 809 TC	SNA 809 TD
45	95	60	50	30	108	60	25	170	205	20	15	12	2.70	SNA 808 TA	SNA 808 TC	SNA 808 TD
	95	60	50	44	127	70	25	170	205	22	15	12	4.35	SNA 809 TA	SNA 809 TC	SNA 809 TD

Eje diám.	Componentes adecuados			Grasa (cantidad ind-67)	Designaciones Soporte con obtu- raciones	2 obtu- radores de chapa	2 obtu- radores de cable		
	Reductores	Máquina	Manipuleo						
20	1205 K	H 206	2	FRS 532 P	0.028	SNA 505	TENA 505 A	TSNA 505 C	TENA 505 G
	1205 K	H 205	1	FRS 7 5 62 P	0.040	SNA 508-605	TENA 505 A	TSNA 505 C	TENA 505 G
25	1206 K	H 208	2	FRS 8 62 P	0.040	SNA 508-605	TENA 506 A	TSNA 506 C	TENA 506 G
	2206 K	H 208	1	FRS 8 62 P	0.050	SNA 507-608	TENA 506 A	TSNA 506 C	TENA 506 G
30	1306 K	H 208	2	FRS 8 72 P	0.050	SNA 507-608	TENA 507 A	TSNA 507 C	TENA 507 G
	2306 K	H 208	1	FRS 8 72 P	0.065	SNA 508-607	TENA 507 A	TSNA 507 C	TENA 507 G
35	1208 K	H 208	2	FRS 10 8 80 P	0.065	SNA 508-607	TENA 508 A	TSNA 508 C	TENA 508 G
	2308 K	H 208	1	FRS 8 90 P	0.10	SNA 510-608	TENA 508 A	TSNA 508 C	TENA 508 G
40	1308 K	H 208	2	FRS 8 90 P	0.080	SNA 508	TENA 509 A	TSNA 509 C	TENA 509 G
	2308 K	H 208	1	FRS 8 90 P	0.13	SNA 511-608	TENA 509 A	TSNA 509 C	TENA 509 G

Se pueden suministrar todos los tipos de soportes de pie. Estas listas indican las designaciones ASNA y el tipo de los datos que indican la designación del soporte con obturaciones para el cual se diseñó dicho tipo, por ejemplo ASNA 508-605.

Tabla A-4 Soporte de pie SNA

Tipo de rodamiento	μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de bolas con contacto angular de una hilera	0,0020
de dos hileras	0,0024
Rodamientos de rodillos cilíndricos con jaula	0,0011
llenos de rodillos (sin obturaciones)	0,0020
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

Tabla A-5 Coeficiente de fricción para rodamientos.

ANEXO B

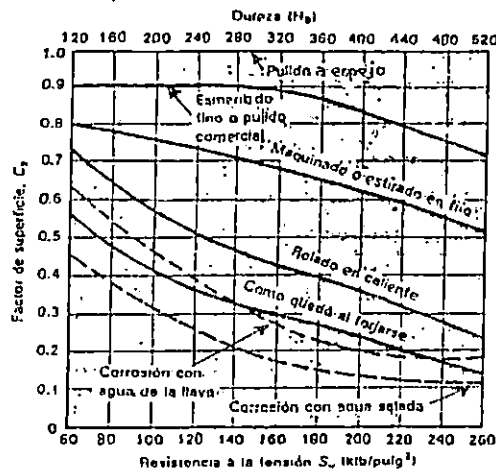


Figura B-1 Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida al acabado de la superficie, partes de acero.

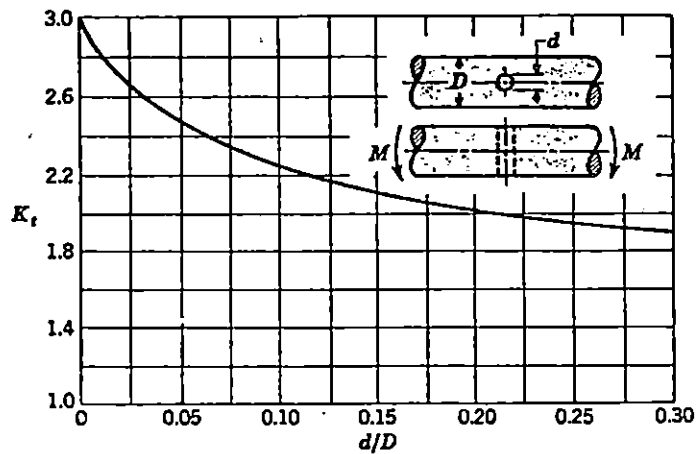


Fig. B-2 Barra de sección circular en flexión con una agujero transversal

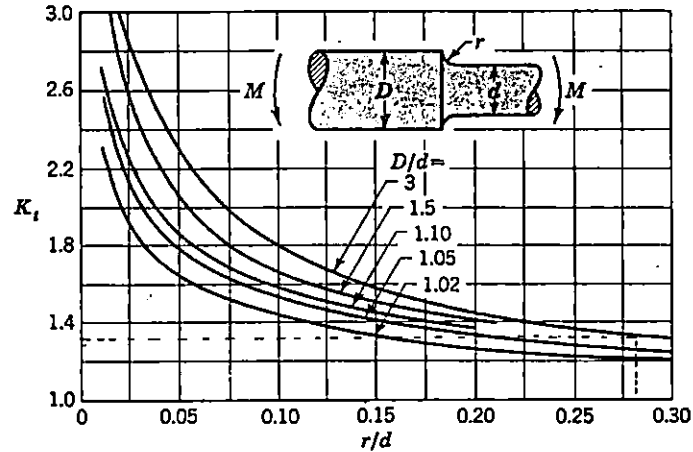


Figura B-3. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento.

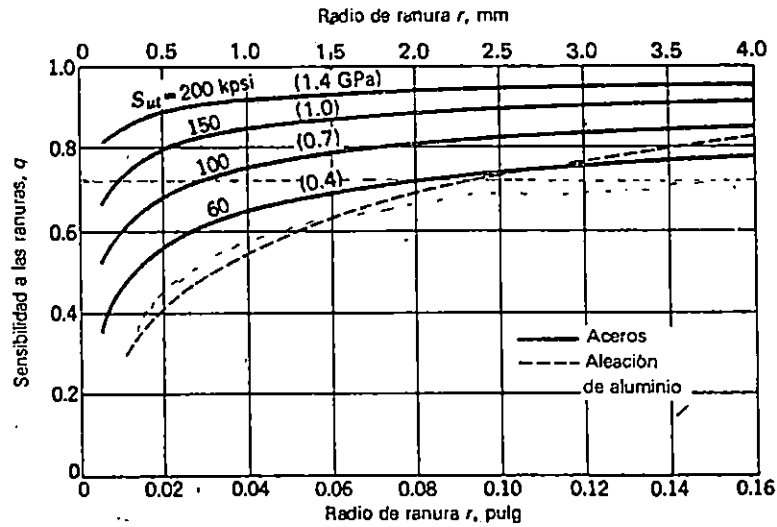
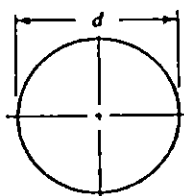


Fig. B-4. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ pulg (4 mm).

PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

- A = área
- I = momento de inercia
- J = momento polar de inercia
- Z = módulo de sección
- k = radio de giro
- \bar{y} = distancia al centroide

Círculo



$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

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

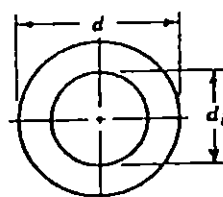
$$Z = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$k = \frac{d}{4}$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2}$$

Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_i^2)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_i^4)$$

$$Z = \frac{\pi}{32d} (d^4 - d_i^4)$$

$$J = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4)$$

$$k = \sqrt{\frac{d^2 + d_i^2}{16}}$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2}$$

Figura B-5 Propiedades de secciones para ejes

Factores generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles

	Flexión	Axial	Torsión
a. Límite de resistencia a la fatiga ^a $S_n = S_u C_1 C_2 C_3$, donde S_u es el límite de resistencia a la fatiga de R. R. Moore, y			
C_1 (factor de carga)	1	1	0.58
C_2 (factor de gradiente)			
diám < (0.4 pulg ó 10 mm)	1	.7 a .9	1
(0.4 pulg ó 10 mm) < diám < (2 pulg ó 50 mm) ^b	0.9	.7 a .9	0.9
C_3 (factor superficial)		ver figura 8.13	
b. resistencia a 10^7 ciclos ^c	$0.9S_u$	$0.75S_u$	$0.9S_u$ ^d

Tabla B-1 Factores generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles.

ANEXO C

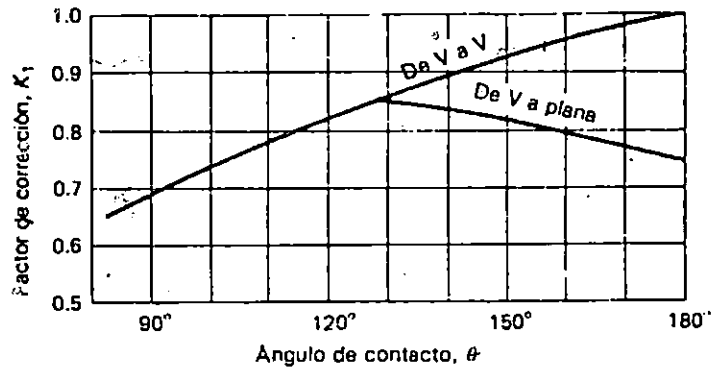


Fig. C-1 Factores de corrección K_1 para ángulos de contacto hasta 180°. La designación V a plana indica la transmisión con banda V, de polea ranurada a polea plana.

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO		PAR UNIFORME	PAR VARIABLE	PAR MUY VARIABLE
NUMERO DE HORAS DE MARCHA AL DIA	8	1,06	1,18	1,32
	16	1,18	1,32	1,50
	24	1,25	1,40	1,60

Tabla C-1 Factores de servicio

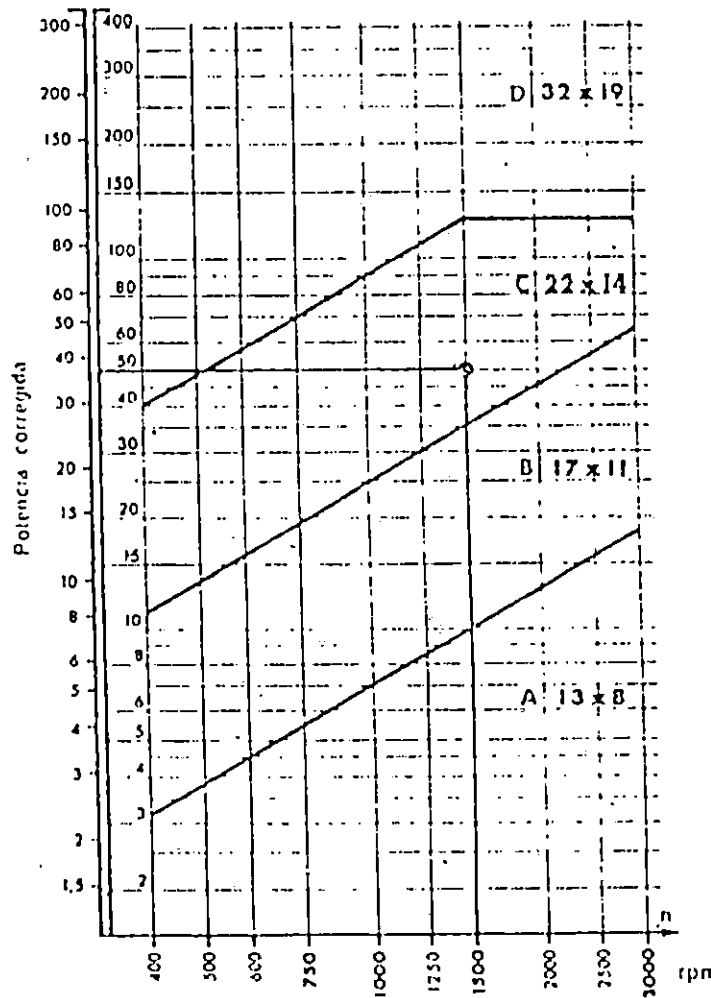


Tabla C-2 Elección de la sección de la correa.

Tipo	Desarrollo en L	Tipo	Desarrollo en L	Tipo	Desarrollo en L	Tipo	Desarrollo en L	Tipo	Desarrollo en L
A 16	455	A 41	1 070	A 59	1 525	A 89	2 665	A 100	2 570
A 21	570	A 42	1 110	A 60	1 565	A 81	2 675	A 104	2 680
A 23	620	A 43	1 120	A 62	1 610	A 82	2 715	A 105	2 710
A 25	665	A 44	1 145	A 63	1 645	A 83	2 740	A 110	2 930
A 26	700	A 45	1 165	A 65	1 690	A 84	2 765	A 112	2 935
A 27	730	A 46	1 205	A 67	1 735	A 85	2 800	A 118	3 030
A 28	745	A 47	1 220	A 68	1 775	A 86	2 825	A 120	3 085
A 29	780	A 48	1 255	A 70	1 810	A 87	2 845	A 124	3 180
A 30	800	A 49	1 295	A 71	1 955	A 88	2 870	A 128	3 290
A 31	810	A 51	1 330	A 72	1 860	A 90	2 920	A 137	3 515
A 32	835	A 52	1 355	A 73	1 885	A 91	2 945	A 158	4 045
A 33	875	A 53	1 395	A 74	1 915	A 93	2 975		
A 34	900	A 54	1 400	A 75	1 940	A 94	2 995		
A 35	930	A 55	1 440	A 77	1 990	A 96	2 995		
A 37	975	A 57	1 485	A 78	2 010	A 97	2 995		
A 38	1 010	A 58	1 510	A 79	2 040	A 98	2 995		

Tabla c-3 designación de Correas

SECCION	d \ n	1 000	1 120	1 200	1 400	1 500	1 600	1 800	2 000	2 240	2 500	2 800	3 000	3 150	3 600	3 750	4 000
		970				1 450							2 900				
A 13 x 8	71	0.70	0.80	0.80	1	1.05	1.15	1.25	1.40	1.55	1.70	1.90	2	2.10	2.35	2.40	2.50
	75	0.80	0.90	0.95	1.15	1.20	1.30	1.45	1.60	1.80	1.95	2.15	2.30	2.40	2.70	2.75	2.85
	83	0.95	1.05	1.15	1.30	1.40	1.50	1.65	1.85	2.05	2.25	2.50	2.65	2.75	3.10	3.15	3.30
	85	1.05	1.20	1.30	1.50	1.60	1.70	1.90	2.10	2.35	2.55	2.85	3	3.15	3.50	3.55	3.75
	90	1.20	1.35	1.45	1.65	1.80	1.90	2.15	2.35	2.60	2.85	3.15	3.35	3.50	3.90	3.95	4.15
	95	1.35	1.50	1.60	1.85	2	2.10	2.35	2.60	2.85	3.15	3.50	3.70	3.85	4.25	4.35	4.55
	100	1.45	1.65	1.75	2.05	2.20	2.35	2.60	2.85	3.15	3.45	3.80	4	4.20	4.65	4.75	4.95
	106	1.60	1.80	1.90	2.25	2.40	2.55	2.85	3.10	3.45	3.80	4.20	4.40	4.60	5.10	5.20	5.40
	112	1.75	2	2.10	2.45	2.60	2.80	3.10	3.40	3.75	4.15	4.55	4.80	5	5.50	5.60	5.80
	125	2.10	2.35	2.50	2.85	3.05	3.30	3.65	4	4.45	4.90	5.30	5.60	5.80	6.30	6.40	6.60

Tabla C-4 Potencia transmitida (CV) por correa para un arco de contacto de 180°, según el diámetro primitiva d (mm) y la velocidad n (rem) de la polea pequeña.

L_s	A	B	C	D	L_s	B
26	0.78				144	1.10
31	0.82				158	1.12
35	0.85	0.80			173	1.14
38	0.87	0.82			180	1.15
42	0.89	0.84			195	1.17
46	0.91	0.86			210	1.18
51	0.93	0.88	0.80		240	1.22
55	0.95	0.89			270	1.24
60	0.97	0.91	0.83		300	1.27
68	1.00	0.94	0.85		330	
75	1.02	0.96	0.87		360	
80	1.04				390	
81		0.98	0.89		420	
85	1.05	0.99	0.90		480	
90	1.07	1.00	0.91		540	
96	1.08		0.92		600	
97		1.02			660	
105	1.10	1.03	0.93			
112	1.12	1.05	0.95			
120	1.13	1.06	0.96	0.88		
128	1.15	1.08	0.98	0.89		

Tabla C-5 Longitudes normales L_s y factores de corrección K2 para bandas V.

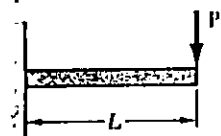
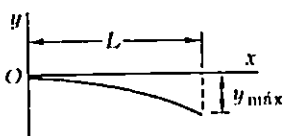
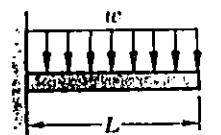
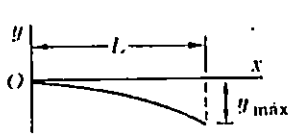
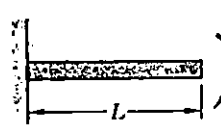
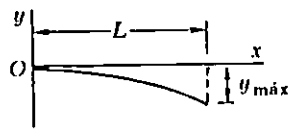
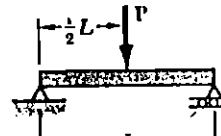
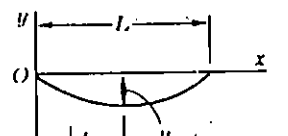
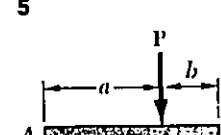
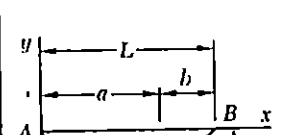
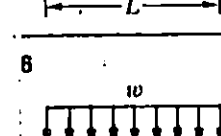
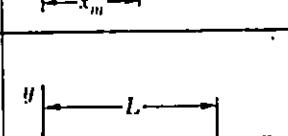
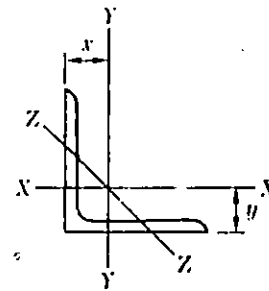
Viga y carga	Curva elástica	Deflexión máxima	Pendiente al final
<p>1</p> 		$-\frac{PL^3}{3EI}$	$-\frac{PL^2}{2EI}$
<p>2</p> 		$-\frac{wL^4}{8EI}$	$-\frac{wL^3}{6EI}$
<p>3</p> 		$-\frac{ML^2}{2EI}$	$-\frac{ML}{EI}$
<p>4</p> 		$-\frac{PL^3}{48EI}$	$\pm \frac{PL^2}{16EI}$
<p>5</p> 		<p>Para $a > b$:</p> $-\frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL}$ <p>en $x_m = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$</p>	$\theta_A = -\frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EIL}$ $\theta_B = +\frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EIL}$
<p>6</p> 		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm \frac{wL^3}{24EI}$

Tabla D-1 Deflexiones y pendientes de vigas.

Apéndice C. Propiedades de perfiles de acero
(Unidades inglesas)

Angulos
Lados iguales



Tamaño y espesor	Peso por pie. lb/pie	Area. pul ²	Eje X-X y Eje Y-Y				Eje Z-Z r. pul
			I. pul ⁴	S. pul ³	r. pul	x o y. pul	
L8 × 8 × 1	51.0	15.0	89.0	15.8	2.14	2.37	1.56
	$\frac{3}{4}$ 38.9	11.4	69.7	12.2	2.47	2.28	1.58
	$\frac{1}{2}$ 26.4	7.75	48.6	8.36	2.50	2.19	1.59
L6 × 6 × 1	37.4	11.0	35.5	8.57	1.80	1.86	1.17
	$\frac{3}{4}$ 28.7	8.44	28.2	6.66	1.83	1.78	1.17
	$\frac{5}{8}$ 24.2	7.11	24.2	5.66	1.84	1.73	1.18
	$\frac{1}{2}$ 19.6	5.75	19.9	4.61	1.86	1.68	1.18
	$\frac{3}{8}$ 14.9	4.36	15.4	3.53	1.88	1.64	1.19
L5 × 5 × $\frac{3}{4}$	23.6	6.94	15.7	4.53	1.51	1.52	0.975
	$\frac{5}{8}$ 20.0	5.86	13.6	3.86	1.52	1.48	0.978
	$\frac{1}{2}$ 16.2	4.75	11.3	3.16	1.54	1.43	0.983
	$\frac{3}{8}$ 12.3	3.61	8.74	2.42	1.56	1.39	0.990
L4 × 4 × $\frac{3}{4}$	18.5	5.44	7.67	2.81	1.19	1.27	0.778
	$\frac{5}{8}$ 15.7	4.61	6.66	2.40	1.20	1.23	0.779
	$\frac{1}{2}$ 12.8	3.75	5.56	1.97	1.22	1.18	0.782
	$\frac{3}{8}$ 9.8	2.86	4.36	1.52	1.23	1.14	0.788
	$\frac{1}{4}$ 6.6	1.94	3.04	1.05	1.25	1.09	0.795
L3½ × 3½ × $\frac{1}{2}$	11.1	3.25	3.64	1.49	1.06	1.06	0.683
	$\frac{3}{8}$ 8.5	2.48	2.87	1.15	1.07	1.01	0.687
	$\frac{1}{4}$ 5.8	1.69	2.01	0.794	1.09	0.968	0.694
L3 × 3 × $\frac{1}{2}$	9.4	2.75	2.22	1.07	0.898	0.932	0.584
	$\frac{3}{8}$ 7.2	2.11	1.76	0.833	0.913	0.888	0.587
	$\frac{1}{4}$ 4.9	1.44	1.24	0.577	0.930	0.842	0.592
L2½ × 2½ × $\frac{1}{2}$	7.7	2.25	1.23	0.724	0.739	0.806	0.487
	$\frac{3}{8}$ 5.9	1.73	0.984	0.566	0.753	0.762	0.487
	$\frac{1}{4}$ 4.1	1.19	0.703	0.394	0.769	0.717	0.491
	$\frac{3}{16}$ 3.07	0.902	0.547	0.303	0.778	0.694	0.495
L2 × 2 × $\frac{3}{8}$	4.7	1.36	0.479	0.351	0.594	0.636	0.389
	$\frac{1}{4}$ 3.19	0.938	0.348	0.247	0.609	0.592	0.391
	$\frac{1}{8}$ 1.65	0.484	0.190	0.131	0.626	0.546	0.398

Tabla D-2 Propiedades de perfiles de acero

		220V	
Corriente a plena carga		2.2	A
Capacidad mínima del fusible	1)	6	A
Tamaño contactor magnético 3TB		6	A
Capacidad máxima del fusible	1)	6	A
Calibre mínimo del conductor	2) 5)	1.5	mm ²
Relevador Bimetálico 3UA4/3UA5		1.625	A
Guardamotor 3VE		1.625	A
Calibre mínimo del conductor	3) 5)	1.5	mm ²
Condensador sugerido	4)	-	KVar
FACTOR DE POTENCIA		0.5	HP
		440V	
Corriente a plena carga		1.1	A
Capacidad mínima del fusible	1)	4	A
Tamaño contactor magnético 3TB		0	A
Capacidad máxima del fusible	1)	4	A
Calibre mínimo del conductor	2) 5)	1.5	mm ²
Relevador Bimetálico 3UA4/3UA5		1.5	A
Guardamotor 3VE		1.16	A
Calibre mínimo del conductor	3) 5)	1.5	mm ²
Condensador sugerido	4)	1.5	KVar

- SIEMENS**
- Fusible diseñado para el tipo NH para arranque directo.
 - Cuando no hay protección de sobrecarga. De acuerdo a capacidad mínima del fusible para arranque directo y para arranques cortos (caída de voltaje despreciable).
 - Cuando hay protección de sobrecarga.
 - Para mejorar el factor de potencia calculado en condiciones normales de trabajo.
 - Cuando se utilizan fusibles con capacidad mayor a la mínima indicada deberá reconsiderarse el calibre del conductor.

SIEMENS es a cada día mas cerca de Ud.

Tabla E-1 Selección de equipo para protección de motores.

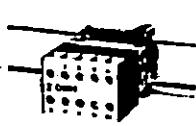
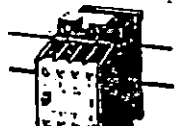

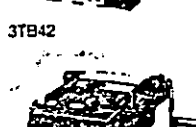


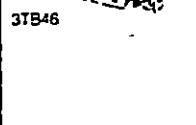
Datos para selección y pedidos												
Tamaño	Contactores para motores según categorías de empleo-AC2 y AC3 ¹⁾					Intensidad nominal de servicio I _n /AC1	Contactos auxiliares ²⁾			N°. de pedido (es necesario indicar el Complemento del N°. de pedido según página 2/40)	Peso aprox. kg	
	Intensidad nominal de servicio I _n	Potencias nominales de los motores trifásicos a 50/60 Hz y					Cifra característica	Ejecución				
	380 V	220 V	380 V	500 V	660 V	A	NA	NC				
	A	kW	kW	kW	kW							
 3TJ50	para fijación por resorte y por tornillo, fijación por resorte sobre barra de 35 mm con perfil tipo sombrero según DIN EN 50022											
	00	9	22	4	—	—	20	10 01	1 —	— 1	3TJ50 00—0A... 3TJ50 01—0A...	0,15 0,15
 3TB40	0	9	2,2	4	5,5	5,5	20	10 01 11 22	1 — 1 1	— 1 1 2	3TB40 10—0A... 3TB40 11—0A... 3TB40 12—0A... 3TB40 17—0A...	0,37 0,37 0,41 0,43
 3TB42		12	3	5,5	7,5	7,5	20	10 01 11 22	1 — 1 2	— 1 1 2	3TB41 10—0A... 3TB41 11—0A... 3TB41 12—0A... 3TB41 17—0A...	0,37 0,37 0,41 0,43
 3TB42	1	16	4	7,5	9	11	30	10 11 20 22	1 1 2 2	— 1 — 2	3TB42 10—0A... 3TB42 12—0A... 3TB42 13—0A... 3TB42 17—0A...	0,46 0,47 0,47 0,49
 3TB44		22	5,5	11	11	11	30	10 11 20 22	1 1 2 2	— 1 — 2	3TB43 10—0A... 3TB43 12—0A... 3TB43 13—0A... 3TB43 17—0A...	0,46 0,47 0,47 0,49
 3TB44	2	32	8,5	15	18,5	15	45	22	2	2	3TB44 17—0A...	0,7
 3TB46	para fijación por resorte y por tornillo, fijación por resorte sobre barra de 75 mm con perfil tipo sombrero según DIN EN 50023; placas de base, véase Catálogo NS 2											
	3	45	15	22	30	37	80	22 44	2 4	2 4	3TB46 17—0A... 3TB46 14—0A...	1,5 1,6
	4	63	18,5	30	37	37	90	22 44	2 4	2 4	3TB47 17—0A... 3TB47 14—0A...	1,9 2
		75	22	37	45	55	100	22 44	2 4	2 4	3TB48 17—0A... 3TB48 14—0A...	2,2 2,3
	6	110	37	55	75	90	160	22 44	2 4	2 4	3TB50 17—0A... 3TB50 14—0A...	3,1 3,2

Tabla E-2 Selección de contactores

ANEXO F
PLANOS