

T. UES
1503
K421
1997
5.2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXIÓN
RECIPROCANTE EN MATERIALES METÁLICOS”.**

PRESENTADO POR

**SALVADOR BENZION KESSLER BONILLA
GUILLERMO SALOMÓN RIVERA SÁNCHEZ**

15100846

PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO



CIUDAD UNIVERSITARIA, DICIEMBRE DE 1997.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

DR. BENJAMIN LÓPEZ GUILLEN

SECRETARIO GENERAL :

LIC. ENNIO ARTURO LUNA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR

SECRETARIO :

ING. JOSÉ RIGOBERTO MURILLO CAMPOS



ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁZQUEZ PAZ



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de graduación previo a la opción al grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXIÓN
RECIPROCANTE EN MATERIALES METÁLICOS".

Presentado por : SALVADOR BENZIÓN KESSLER BONILLA
GUILLERMO SALOMÓN RIVERA SÁNCHEZ

Trabajo de graduación aprobado por:

Coordinador : ING. JOSÉ FRANCISCO ZULETA MORATAYA

Asesores : ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON

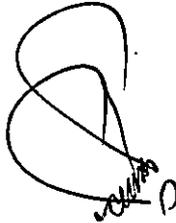
ING. ÁNGEL ARNULFO GUEVARA PINEDA

SAN SALVADOR, DICIEMBRE DE 1997.



Trabajo de graduación aprobado por:

Coordinador y asesor :



ING. JOSÉ FRANCISCO ZULETA MORATAYA

Asesor :



ING. ÁNGEL ARNULFO GUEVARA PINEDA

Asesor :



ING. SATURNINO GAMEZ GUADRON



DEDICATORIA

A DIOS:

Por darme la oportunidad de vivir para ofrendarle este triunfo.

A MIS PADRES:

Mi agradecimiento por su invaluable apoyo y oportuna orientación en la vida.
Apreciaré por siempre su valiosa herencia.

A MIS HERMANOS:

León y Ethel, por haberme ayudado con lo que estuvo a su alcance, para alcanzar esta meta.

A MIS ABUELAS:

Guillermina y Sonia(Q.E.P.D.) quienes con su ejemplo me iluminaron el camino a seguir en la vida.

A JOAQUIN KESSLER:

Por su interés y oportunos consejos que han sido de mucha utilidad en cada etapa de mi vida.

A MIS FAMILIARES Y AMIGOS:

Por animarme a continuar en mi esfuerzo por lograr mis objetivos en la vida.

A LA FAMILIA POCASANGRE RIVERA: Por haberme brindado su hospitalidad y atenciones, en mis noches de estudio.

A MIS COMPAÑEROS DE ESTUDIO: Por el apoyo y compañerismo recibidos
durante las jornadas de estudio y desvelos.

A TODOS MUCHISIMAS GRACIAS.

SALVADOR KESSLER.

DEDICATORIA

A DIOS TODO PODEROSO:

Por haberme iluminado en todo el camino de mi formación profesional.

A MIS PADRES:

Edilberto Rivera Parada y Vilma Nelly Sánchez de Rivera por creer en mi y apoyarme en todo momento, por sus sabios consejos que siempre estuvieron guiando mi vida. Por su gran amor y abnegados sacrificios, quiero dedicarles éste triunfo y decirles que nunca podría expresarles con palabras lo mucho que los quiero.

A MI ABUELA:

Rosalina Sánchez por darme su amor y apoyo en todo momento, por ser la fuente de inspiración que me impulsa a seguir adelante. Gracias agüe.

A MIS HERMANOS:

Moisés Edilberto, Carlos Iván, Rafael Efrén y Héctor Eduardo por darme su apoyo incondicional.

A MIS FAMILIARES:

Tio Erick, Corina(Q.E.P.D.), Alma Gloria, Fidel, Erika, Diana, Óscar, Beto. Gracias por creer en mi.

A LA MEMORIA DE MIENA

GUILLERMO SALOMÓN RIVERA SÁNCHEZ

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	i
-------------------	---

CAPÍTULO I

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA MÁQUINA

1.0 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 MÁQUINAS PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXIÓN RECIPROCANTE.....	2
1.1.1 MÁQUINAS DE FLEXIÓN RECIPROCANTES.....	3
1.1.1.1 MÁQUINA D.V.L.....	3
1.1.1.2 MÁQUINA BELL.....	4
1.1.1.3 MÁQUINA COR.....	5
1.1.1.4 MÁQUINA POR CARGA DE INERCIA.....	7
1.1.1.5 MÁQUINA KROUSE.....	9
1.1.1.6 MÁQUINA SCHENK-ERLINGER.....	11
1.1.1.7 MÁQUINA DE FATIGA DEL TIPO FUERZA DE AMPLITUD CONSTANTE.....	13
1.1.2 PROBETAS PARA EFECTUAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN RECIPROCANTE.....	15
1.2 PROPUESTA DEL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA.....	21
1.3 DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.....	24
1.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.....	28
1.4.1 DETERMINACIÓN DEL MOMENTO FLEXIONANTE EN LA PROBETA.....	28
1.4.1.1 MOMENTO FLEXIONANTE PARA 10^6 CICLOS.....	28
1.4.1.2 MOMENTO FLEXIONANTE PARA 10^3 CICLOS.....	42
1.4.2 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	44

1.4.2.1 POTENCIA DEL MOTOR PARA 10^6 CICLOS.....	44
1.4.2.2 POTENCIA DEL MOTOR PARA 10^3 CICLOS.....	48
1.4.3 SELECCIÓN DE LA BANDA.....	50
1.4.4 DISEÑO DEL EJE.....	55
1.4.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	68
1.4.6 DISEÑO DEL PASADOR.....	70
1.4.7 DISEÑO DE LA BIELA.....	74
1.4.8 DISEÑO DE LA DOBLE EXCÉNTRICA.....	80
1.4.9 DISEÑO DEL SOPORTE MÓVIL.....	86
1.5 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	91
1.5.1 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	91
1.5.1.1 FORMA DE MONTAJE.....	92
1.5.2 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	93
1.6 DISEÑO DEL SISTEMA DIGITAL.....	93
1.6.1 FUENTE DE ENERGÍA.....	94
1.6.2 CIRCUITO DEL OPTOACOPLADOR.....	95
1.6.3 CIRCUITO DE CONTROL.....	96
1.6.4 CIRCUITO DE CONTEO DE CICLOS.....	97

CAPÍTULO II

FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS

2.0 INTRODUCCIÓN.....	99
2.1 DEFINICIÓN.....	100
2.2 PERSPECTIVA HISTÓRICA DE LA FATIGA.....	100
2.3 ETAPAS DE LA FALLA POR FATIGA.....	102
2.3.1 INICIACIÓN DE LA GRIETA.....	103
2.3.2 PROPAGACIÓN DE LA GRIETA.....	104
2.3.3 FRACTURA FINAL DE LA PIEZA.....	106
2.4 LA APARIENCIA DE LAS FRACTURAS POR FATIGA.....	107

2.4.1	FRACTURAS POR FATIGA.....	107
2.4.1.1	ROTURAS POR FLEXIONES PLANAS.....	110
2.4.1.2	ROTURAS POR FLEXIÓN ROTATIVA.....	112
2.4.2	LAS GRIETAS DE FATIGA.....	114
2.5	RESISTENCIA Y LÍMITE DE FATIGA.....	117
2.5.1	NOMENCLATURA UTILIZADA EN LA PRESENTACIÓN DE LOS DATOS DE FATIGA.....	121
2.5.2	RELACIÓN ENTRE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN DURANTE LA FATIGA.....	124
2.6	INFLUENCIA DE DIVERSOS FACTORES SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA.....	128
2.6.1	INFLUENCIA DE LA FRECUENCIA.....	129
2.6.2	INFLUENCIA DE LAS VARIACIONES MOMENTÁNEAS DE LOS ESFUERZOS. SOBREFATIGA Y SUBFATIGA.....	131
2.6.3	INFLUENCIA DE LAS IMPERFECCIONES DEL MATERIAL.....	136
2.6.4	INFLUENCIA DE LAS DIMENSIONES DE LAS PIEZAS.....	143
2.6.5	INFLUENCIA DE LA FORMA DE LA SECCIÓN.....	147
2.6.6	INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA.....	150
2.6.6.1	FATIGA A TEMPERATURAS BAJAS.....	150
2.6.6.2	FATIGA A TEMPERATURAS ELEVADAS.....	152
2.6.7	INFLUENCIA DE LA CORROSIÓN.....	155
2.6.7.1	TIPOS ESPECÍFICOS DE CORROSIÓN.....	158
2.6.7.2	CORROSIÓN PREVIA.....	160
2.6.7.3	INFLUENCIA DEL OXÍGENO.....	164
2.6.7.4	INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA.....	165
2.6.7.5	DISPOSITIVOS PARA LOS ENSAYOS DE FATIGA BAJO CORROSIÓN.....	167

CAPÍTULO III

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

3.0	INTRODUCCIÓN.....	170
-----	-------------------	-----

3.1	MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA.....	171
3.1.1	FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE MANTENIMIENTO....	171
3.1.2	MANTENIMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	173
3.1.2.1	MANTENIMIENTO PREVENTIVO.....	173
3.1.2.2	MANTENIMIENTO CORRECTIVO.....	174
3.1.3	DETECCIÓN DE FALLAS Y MANTENIMIENTO DE LOS COJINETES.....	174
3.1.4	MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA QUE UTILIZAN BANDAS EN V.....	179
3.1.5	CRONOGRAMA ANUAL DE ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO.....	183
3.2	MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA.....	184
3.2.1	OPERACIONES PARA MEDIR LA CARGA Y DEFLEXIÓN EN EL EXTREMO DE LA PROBETA.....	184
3.2.2	OPERACIONES PARA LA REALIZACIÓN DEL ENSAYO.....	185
3.3	GUÍA DE LABORATORIO.....	187

CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.0	INTRODUCCIÓN.....	194
4.1	DETERMINACIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR ENSAYOS DE LARGA DURACIÓN.....	195
4.2	DIAGRAMA DE FATIGA DE WÖHLER.....	195
4.3	DISPERSIÓN EN LOS RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE LARGA DURACIÓN.....	197
4.4	EFFECTO DEL CALENTAMIENTO.....	200
4.5	RESULTADO DE LAS PRUEBAS.....	201
4.6	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	204

OBSERVACIONES.....	205
CONCLUSIONES.....	206
RECOMENDACIONES.....	207
BIBLIOGRAFÍA.....	208
ANEXOS.....	213
ANEXO A: TABLAS.....	214
ANEXO B: FIGURAS.....	227
ANEXO C: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.....	232

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los fenómenos de globalización e integración plantean el reto en nuestro país de mejorar los productos de exportación a fin de que sean competitivos en los mercados internacionales.

Esto significa que las empresas privadas, tienen que invertir recursos en modernizar su planta industrial a fin de aumentar su productividad cumpliendo los estándares internacionales de calidad.

En el área metal mecánica, las empresas productoras de materiales metálicos necesitan de un equipo de laboratorio de control de calidad, donde verifiquen que sus productos cumplan con las propiedades físicas, químicas y mecánicas de acuerdo a las normas internacionales.

Ante esta necesidad de disponer de equipos de laboratorio, se ha propuesto el presente trabajo de graduación titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA PRUEBAS DE FATIGA POR FLEXIÓN RECIPROCANTE”, con lo cual se presenta una solución a la necesidad de determinar la resistencia a la fatiga de los diferentes materiales metálicos, cuando se someten a diferentes magnitudes de carga periódica.

En el primer capítulo se presenta un estudio de los diferentes tipos de máquinas de pruebas de flexión recíproca así como también las probetas comúnmente utilizadas en los laboratorios de pruebas.

Se presenta, además, la propuesta de la máquina y el diseño y selección de cada uno de los elementos mecánicos que la componen, así como también una descripción del sistema electrónico del contador de ciclos.

El segundo capítulo comprende un estudio del fenómeno de fatiga, los factores que influyen en su desarrollo, la apariencia visual que estos tipos de falla presentan, así como la terminología utilizada en los laboratorios de pruebas de fatiga.

El tercer capítulo, contiene el manual de mantenimiento de la máquina, donde se presentan diferentes recomendaciones a seguir para conservar en buen estado de funcionamiento, toda la máquina. Se incluye también el manual de operaciones, en el cual el usuario de la máquina, encontrará una guía sencilla y práctica para utilizarla adecuadamente, y así evitar cualquier riesgo de daño para la máquina.

En el cuarto capítulo, se encuentran los resultados obtenidos en las pruebas realizadas, para un acero inoxidable, el gráfico S-N, y los análisis y recomendaciones respectivas.

Finalmente se presentan las conclusiones de todo el trabajo y la bibliografía consultada para la elaboración del mismo.

CAPÍTULO I

“ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA MÁQUINA”

1.0 INTRODUCCIÓN

El estudio de la fatiga en materiales metálicos es de mucha importancia para el diseño de elementos de máquina ya que de ello depende que los dispositivos a construir sean seguros y durables. Para poder determinar la resistencia a la fatiga de los materiales es necesario contar con un laboratorio que pueda aportar resultados confiables y precisos del material en estudio.

En este capítulo se presenta una propuesta de diseño de una máquina para pruebas de fatiga por flexión recíprocante en la cual, cada pieza o elemento ha sido diseñado tomando en consideración las condiciones de esfuerzo a los que estará sometido. Como un parámetro previo al diseño, se estudian los diferentes tipos de máquina de flexión y probetas utilizadas en laboratorios de pruebas de materiales. Teniendo ya conocimiento acerca de este tipo de máquina, se hace la propuesta de diseño y una descripción de su funcionamiento.

Conociendo la forma de la máquina, se procede a realizar los cálculos de diseño para cada uno de los elementos mecánicos que componen dicha máquina, con los cuales se determinan las dimensiones de las piezas a fin de que puedan soportar las condiciones de servicio.

1.1 MÁQUINAS PARA EFECTUAR PRUEBAS DE FLEXIÓN RECIPROCANTE

Las máquinas para realizar pruebas de fatiga en ciclos de esfuerzos repetidos o invertidos pueden clasificarse de acuerdo con el tipo de esfuerzo producido:

1. Máquinas para ciclos de esfuerzo axial(tensión, compresión)
2. Máquinas para ciclos de esfuerzo flexionante
3. Máquinas para ciclos de esfuerzos cortantes torsionales
4. Máquinas universales para esfuerzo axial, de flexión o de corte torsional o una combinación de ellos.

Todas las máquinas de pruebas de esfuerzos repetidos deben estar provistas de un medio para aplicar la carga, a una probeta, y medirla. Asimismo, debe proveer un contador para registrar el número de ciclos de esfuerzo a los que se ha sometido la probeta y un dispositivo para detener la máquina automáticamente, cuando la probeta se rompe.¹

A continuación se describen los tipos de máquinas de fatiga por flexión recíprocante.

¹ Harmer E. Davis, "Ensayo e Inspección de los Materiales de Ingeniería", Compañía Editorial Continental, S.A. Pág. 306.

1.1.1 MÁQUINAS DE FLEXIÓN RECIPROCANTE

Para efectuar pruebas de fatiga por flexión recíproca, se han construido numerosos dispositivos entre los cuales tenemos:

- * Máquina D.V.L.
- * Máquina BELL
- * Máquina COR
- * Máquina por carga de inercia
- * Máquina Krouse
- * Máquina Schenck Erlinger
- * Máquina de fuerza de amplitud constante

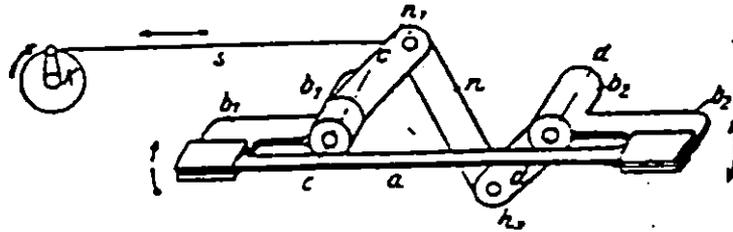
A continuación se describen cada una de ellas.

1.1.1.1 MÁQUINA D.V.L.

En la máquina alemana D.V.L., cuyo esquema aparece en la figura 1, la probeta **a** es sujeta por las dos mandíbulas **b₁** y **b₂** oscilantes alrededor de los ejes **c** y **d**; un árbol manivela de mando **ks** permite ejercer flexiones

alternadas sobre la probeta por medio de un sistema de palancas articuladas

$h_1, h_2, n.$ ²



a, probeta; b_1, b_2 , mordazas de fijación;

c, d, ejes; h_1, h_2 , palancas articuladas;

ks, mando por biela manivela.

FIGURA 1. Esquema de la máquina de fatiga por flexión D.V.L. /2/

1.1.1.2 MÁQUINA BELL

En esta máquina (figura 2), la probeta debe de ser sujeta como una viga en cantilever por medio de una grapa en uno de sus extremos y deflectarse por una carga concentrada aplicada cerca del otro extremo, justo en el punto donde inicia la sección más angosta. Ya sea la mordaza o el miembro que proporciona la carga, pueden ser ajustados, de tal manera

² R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág. 152.

que la deflexión en el extremo libre pueda ser completamente invertida o mayor en una sola dirección.³

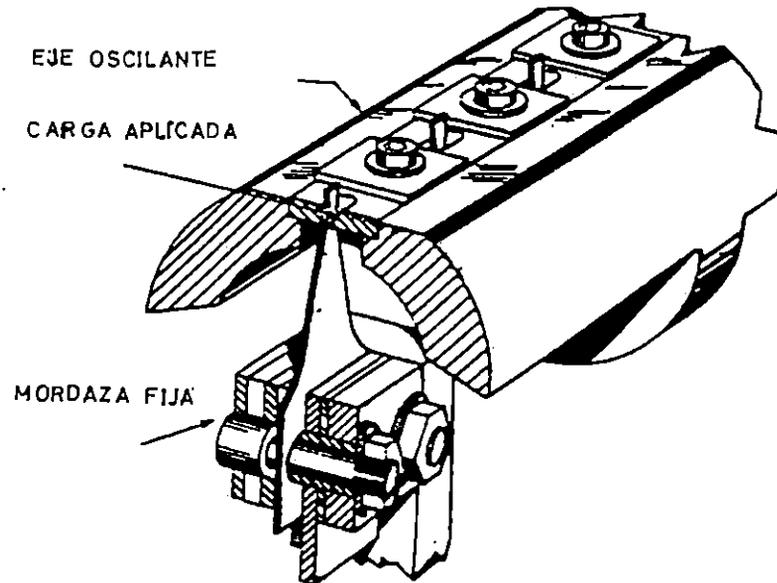
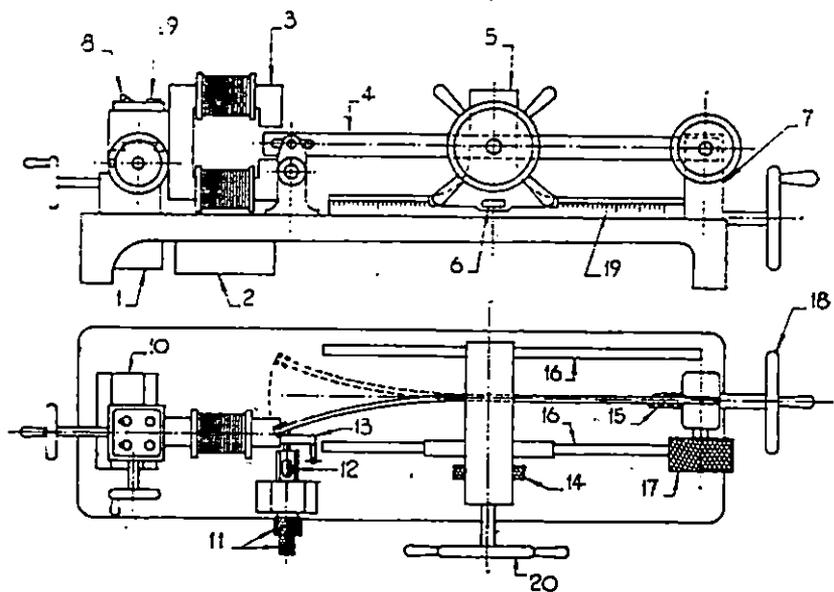


FIGURA 2. Máquina de fatiga BELL. Fuerza aplicada por un eje oscilante. /3/

1.1.1.3 MÁQUINA COR

P. Cor ha estudiado una máquina de flexión alternada (figura 3), que permite el ensayo de bandas de palastro brutas; mecanizadas solamente en los bordes.

³ ASTM, "Conducting Bending Fatigue test for Cooper Alloy Spring Materials", Designation B593-73, Pág. 831.



- | | |
|---------------------------------------|--|
| 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. |
| 8. interruptor. | 18. regulación de la longitud. |
| 9. lámpara piloto. | 19. regla graduada. |
| 10. caja de maniobra del electroimán. | 20. fijación. |

FIGURA 3. Máquina COR para ensayos de flexión recíprocante. /2/

En esta máquina se hace vibrar, a la frecuencia de 6000 ciclos 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 el caso 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 un 40% de la amplitud máxima de resonancia. En estas circunstancias, si se origina una grieta, la reacción de trabajo disminuye y la amplitud aumenta muy rápidamente hasta producir la rotura completa.

Mientras en las máquinas de flexión con deformación impuesta de amplitud constante el esfuerzo disminuye al aparecer una grieta, como consecuencia de la disminución del módulo, y en las máquinas de flexión de carga constante el esfuerzo aumenta, aunque muy lentamente, a medida que progresa la grieta, con el método de resonancia se produce un aumento muy acelerado del esfuerzo hasta la rotura final. Se observa, en efecto, que las probetas que deben romper se agrietan en un tiempo siempre inferior a una hora de ensayo; 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.⁴

1.1.1.4 MÁQUINA POR CARGA DE INERCIA

Otro tipo de máquina de flexión alternante es la que aplica la carga por medio de fuerzas de inercia. La figura 4 muestra las características

⁴ R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág. 152

esenciales de una máquina de inercia diseñada por la corporación científica Sonntag. Un espécimen A es sujetado por un soporte O el cual está sujeto a la armazón C. Una platina F, sujeta al espécimen, se mueve hacia arriba y hacia abajo para producir esfuerzos de flexión repetida en el espécimen.

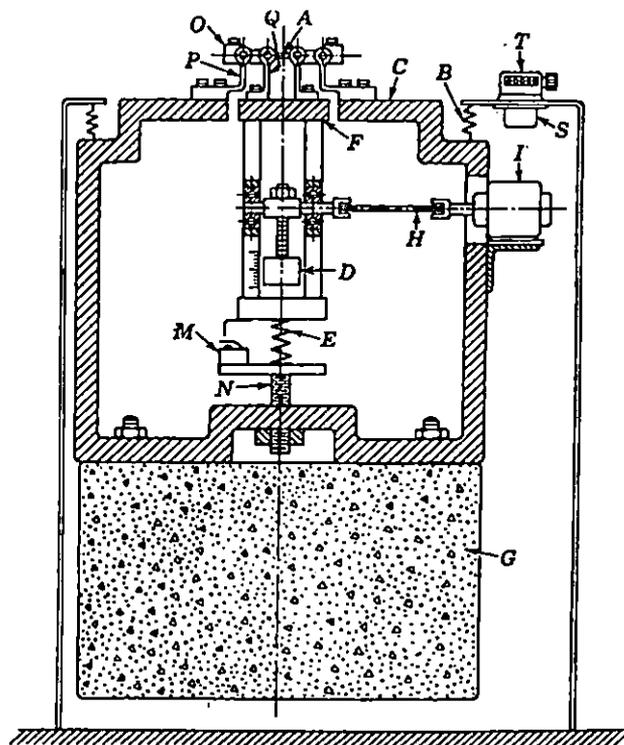


FIGURA 4. Vista de la sección transversal de la máquina para pruebas de fatiga por flexión del tipo carga de inercia. /4/

El movimiento de la platina es producido por el oscilador mecánico D, el cual es impulsado por un motor eléctrico síncrono I, a través de una

flecha de transmisión flexible. Un resorte de compensación **E**, hace posible leer directamente en la escala adjunta a la excéntrica giratoria **D**, la fuerza aplicada al espécimen sin tener en cuenta el tipo de espécimen o la deflexión en el mismo. En el desarrollo de una prueba, la precarga deseada en el espécimen es aplicada por medio de una manivela y medida por un indicador de reloj.

La fuerza alternante sobrepuesta requerida es proporcionada por la regulación apropiada de la excéntrica **D**. Los ciclos de esfuerzo son registrados por un contador **T-S** y un pequeño interruptor que detiene la máquina cuando el espécimen se rompe. A pesar de que el costo de la máquina del tipo de carga de inercia puede ser considerado elevado en comparación a otros tipos, ésta puede ser utilizada para otros tipos de pruebas de fatiga incluyendo carga axial de tensión, compresión y carga de torsión.⁵

1.1.1.5 MÁQUINA KROUSE

La figura 5 muestra la máquina de fatiga de amplitud constante de tipo cantilever fijo. En esta máquina el extremo del espécimen en cantilever **A** está repetidamente flexionado en ambos extremos por la

⁵ Joseph Marin, "Engineering Materials", Editorial Prentice Hall, INC, 1960, Pág. 448.

excéntrica variable **B**. El esfuerzo en el espécimen es calculado por la fórmula de flexión $S=Mc/I$, donde el momento M es obtenido por calibración. En la calibración, pesos muertos son aplicados con el objeto de producir una deflexión dada, la cual es medida por un calibrador de reloj **C**.

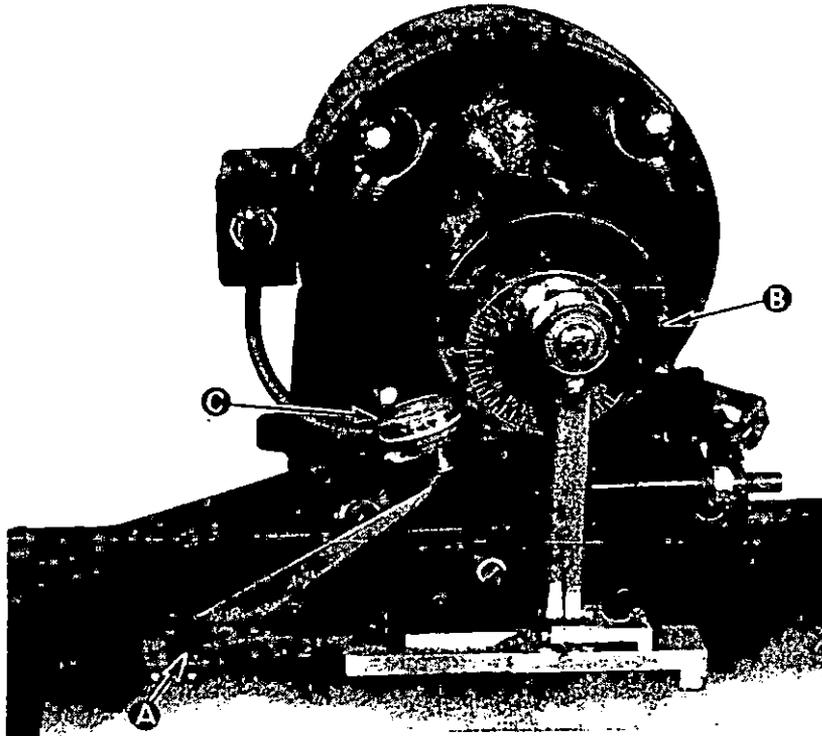


FIGURA 5. Máquina para pruebas de fatiga del tipo de amplitud constante en cantilever. /4/

Una excéntrica es utilizada para producir esta misma deflexión en la prueba de fatiga. El número de ciclos de esfuerzos es registrado en un contador y un interruptor de volquete es proporcionado para detener la máquina cuando una probeta falla. La principal ventaja de la máquina de

fatiga del tipo de flexión constante es que se pueden realizar pruebas en especímenes planos como platinas metálicas delgadas.

La principal desventaja es que para algunos materiales y valores de esfuerzos, el método de deflexión constante puede no ser suficientemente seguro a menos se hagan chequeos periódicos en la calibración durante la prueba.⁶

En la figura 6 se muestra otra máquina del tipo krouse presentada por la ASTM.

1.1.1.6 MÁQUINA SCHENCK-ERLINGER

La máquina Schenck-Erlinger de 1.5 Kgm, funciona a 1400 ciclos por minuto. Una máquina simple de este tipo la fabrica Avery y en la figura 7 se muestra el principio de operación. Un extremo de la probeta está sujeta a un dinamómetro y el otro a un brazo de flexión que está accionado por un motor con doble excéntrica a través de una varilla de conexión; el brazo oscila al rededor de un eje que pasa por el punto medio de la probeta.

⁶ Joseph Marin, "Engineering Materials", Editorial Prentice Hall, INC, 1960, Pág. 446.

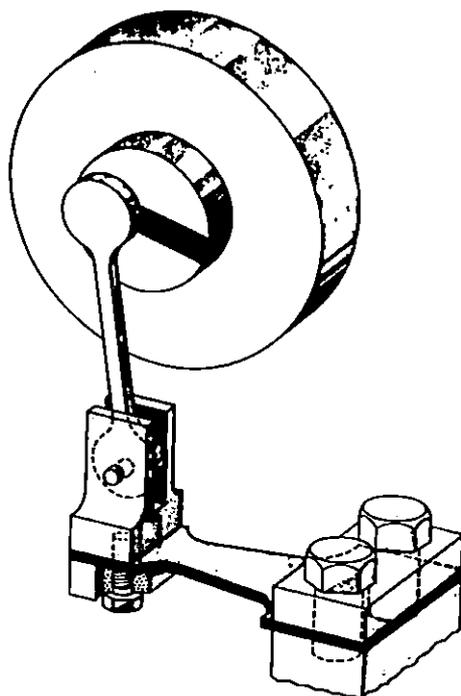


FIGURA 6. Máquina de fatiga Krouse. Carga aplicada por un mecanismo de biela y excéntrica. /3/

Como el dinamómetro es mucho más flexible que la probeta, la máquina opera aproximadamente, con un momento de flexión constante. La cigüeña de la excéntrica se ajusta para obtener el momento de flexión requerido que está determinado por la desviación de un brazo de medida. El brazo está conectado al dinamómetro y las desviaciones se miden con un aparato adecuado. El motor está montado sobre rieles deslizantes, así es que se le puede subir o bajar para aplicar un momento de flexión inicial estático.⁷

⁷ P.G. Forrest, "Fatiga de los Metales", Editorial URMO S.A., 1962, Pág. 49.

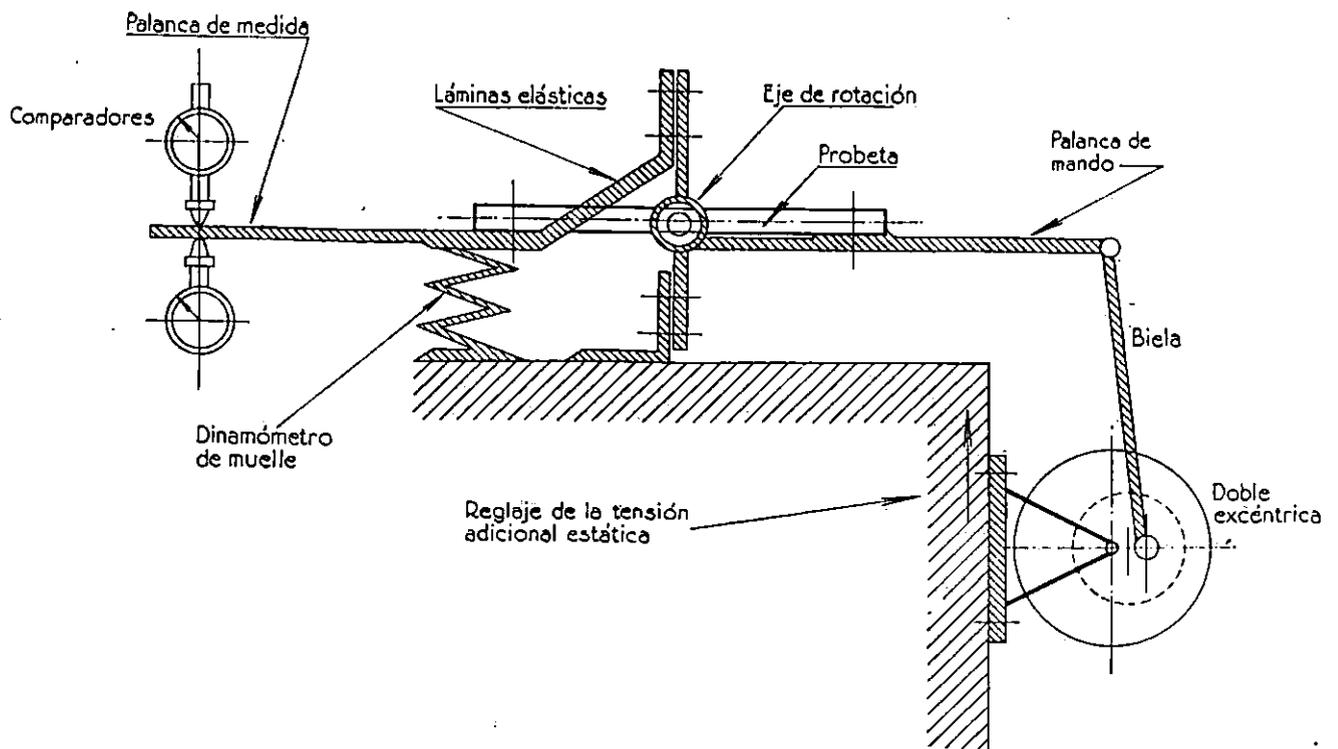


FIGURA 7. Esquema de la máquina Schenck-Erlinger de fatiga de flexión recíproca. /4/

1.1.1.7 MÁQUINA DE FUERZA DE AMPLITUD CONSTANTE

En esta máquina (figura 8), la probeta **A**, debe ser sujeta como una viga en cantilever por medio de una prensa **B**, en un extremo; y flexionada por una carga concentrada a través de una horquilla **C**, sujeta en el extremo opuesto de la probeta. La fuerza alternante debe de ser producida por una excéntrica variable **D**, la cual está montada en un eje. El eje debe de rotar a una velocidad constante por medio de un motor.

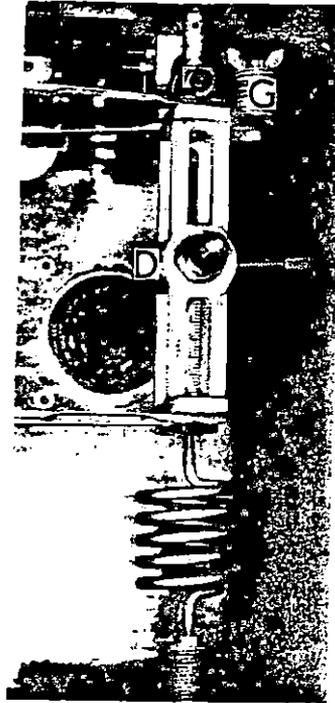
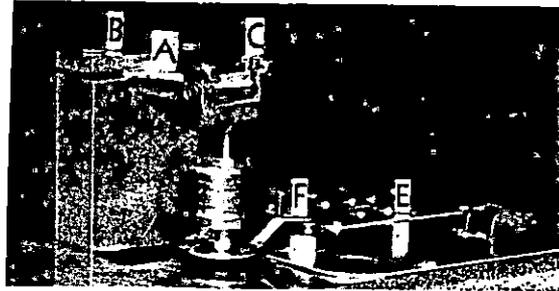


FIGURA 8. Esquema de la máquina de fatiga del tipo fuerza de amplitud constante. /3/

El contador E, sirve para registrar el número de ciclos. El interruptor de desconexión F, el cual es accionado en forma mecánica o eléctrica, tiene que detener el funcionamiento de la máquina cuando el espécimen falla. Un termómetro adecuado para medir la temperatura de la probeta durante la prueba debe ser instalado, de tal forma que el esfuerzo de fatiga no sea alterado. Una alternativa que ha sido exitosa, es utilizar un

termómetro de radiación que mide la temperatura superficial de la probeta. Otras alternativas como adherir termocuplas a la superficie de la probeta puede ser adecuada, siempre que la distribución de esfuerzos en los experimentos de fatiga no sea alterada.⁸

1.1.2 PROBETAS PARA EFECTUAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN RECIPROCANTE

La forma y acabado de una probeta para fatiga tiene un efecto importante en la resistencia de la misma y es necesario, además, poner mucho más cuidado en su preparación, que con las de otros ensayos mecánicos. Para evitar fallos en el amarre de estas 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 tensiones.⁹

La flexión recíproca con frecuencia se utiliza para ensayos de fatiga de material suministrado en forma de lámina y a veces para material en barra. El sistema se utiliza también en investigaciones en que se quiere

⁸ ASTM, "Standard Method of the Test for Flexural Fatigue of Plastics by Constant Amplitude of Force", Designation 671-71, Pág.222.

⁹ P.G. Forrest, "Fatiga de los Metales", Editorial URMO S.A., 1962, Pág. 53

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. La forma de una probeta de flexión recíprocante depende de:

- a) El espesor del material que ha de ensayar
- b) El tamaño y tipo de máquina de ensayo a emplear.

Los sistemas de flexión recíprocante se pueden adaptar para dos tensiones medias diferentes, sometiendo previamente la probeta a una apropiada deformación por flexión elástica, de acuerdo con la deformación total impuesta en la máquina.¹⁰

Existen diferentes tipos de probetas para efectuar pruebas de flexión recíprocante, su forma depende del tipo de máquina a utilizar. En las figuras 9, 10, 11 y 12 se muestran las probetas utilizadas en las máquinas de flexión recíprocante: BELL, Krouse, Schenck-Erlinger y la de tipo de fuerza de amplitud constante respectivamente.

¹⁰ I.G. Twccdale, "Propiedades Mecánicas de los Metales", Editorial Tecnos, S.A., México 1970, Pág. 135.

Las probetas tipo BELL y Krouse están determinadas por la norma B593-73 de la ASTM; la cual consiste en pruebas de fatiga por flexión en aleaciones de cobre para resortes. La probeta tipo BELL es adecuada si se utiliza la máquina de flecha oscilante mostrada en la figura 2. La probeta se fija a la máquina en su extremo más ancho por medio de dos tornillos y presenta una reducción hasta llegar a su extremo más angosto.

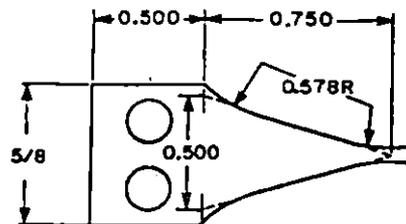


FIGURA 9. Probeta tipo BELL para pruebas de flexión recíproca. /3/

Se tienen unos arcos de 0.578 pulg. que sirven para eliminar aristas que pueden ocasionar una falla prematura. La flecha oscilante actúa sobre el extremo angosto, provocando que la probeta sufra deflexiones en ambos sentidos, hasta obtener la rotura por fatiga.

En esta probeta el detalle que más cuidado demandará para su fabricación son los radios de entalla de 0.578 pulg., los cuales deben de ser tallados de tal forma que no se formen aristas vivas, que vendrían a ser

La probeta Schenk-Erlinger es la probeta de mayor tamaño que aparece registrada en la bibliografía consultada; además, es simétrica con respecto a los ejes longitudinal y transversal. Esta probeta es sujeta en sus extremos por cuatro pernos que garantizan su sujeción.

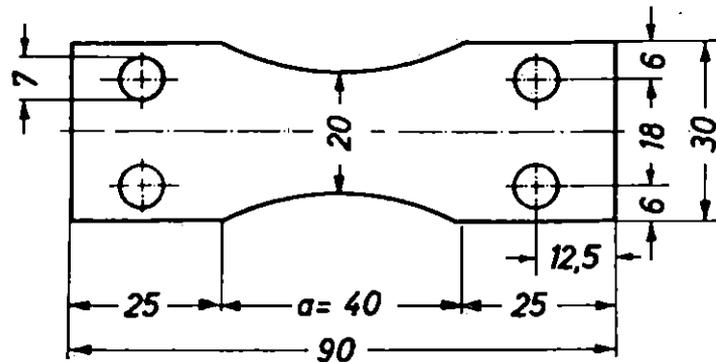
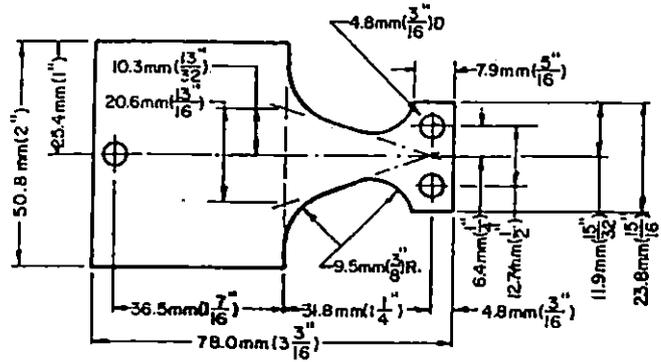


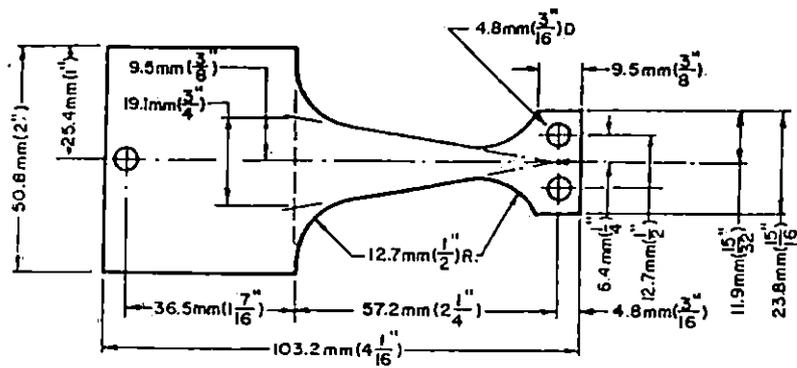
FIGURA 11: Probeta tipo Schenk-Erlinger para pruebas de flexión recíprocante.
/2/

Las probetas mostradas en la figura 12 son utilizadas en la máquina de tipo de fuerza de amplitud constante. Las probetas deben tener una de las dos formas (tipo A o tipo B).

La selección de una probeta en particular dependerá del espesor y del rango de esfuerzos sobre el cual se realizarán las mediciones. La forma triangular de estas probetas proporciona una distribución uniforme de esfuerzos sobre sus respectivos tramos de prueba.



A



B

FIGURA 12. Dimensiones de probetas de fatiga para fuerza constante. /3/

El maquinado de cada una de las probetas debe ser realizado con una herramienta de corte muy afilada, utilizando una correcta combinación de velocidad y penetración que proporcionará un buen acabado con un mínimo recalentamiento de la probeta. Después, debe de ser pulida adecuadamente con papel abrasivo para remover todas las ralladuras y marcas de la

herramienta. El pulido final debe de realizarse a lo largo de la probeta, hasta que todas las ralladuras transversales a los esfuerzos de tensión sean removidas; ya que disminuyen la resistencia a la fatiga. A fin de evitar el recalentamiento, todo el pulido debe de ser hecho a mano o con una ligera presión en un lento tambor en arena. Se debe de tener mucho cuidado en las aristas de las esquinas y en las partes curvas de la probeta.

Las probetas deben de ser moldeadas a las dimensiones especificadas en la figura 12, pero debe de tenerse cuidado al aliviar los esfuerzos internos a menos que el efecto de dichos esfuerzos tenga que ser medido.¹¹

1.2 PROPUESTA DEL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA

La selección del prototipo de la máquina a diseñar, para efectuar pruebas de fatiga del tipo flexión recíprocante, se da en base a la bibliografía consultada y considerando los factores siguientes:

- a) Factibilidad de construcción local
- b) Fácil forma de operación
- c) De bajo costo

¹¹ ASTM, "Standard Method Test for Flexural Fatigue of Plastics by contact Amplitude of Force", Designation D671-71, Pág.223.

d) Confiabilidad en sus resultados.

Antes de seleccionar el prototipo se hará un breve análisis de las diferentes máquinas presentadas anteriormente.

En la máquina D.V.L. su principio de funcionamiento consiste en deflejar una probeta, por medio de una estructura de armazón y de una biela acoplada a una excéntrica. La dificultad de este modelo es garantizar una simetría en el momento de flexionar la probeta; además de que no se tiene información sobre pruebas realizadas con este tipo de máquina; así como también, el tipo de probeta utilizada.

Las máquinas COR y por carga de inercia, se tiene que ambas están constituidas por una gran variedad de elementos tanto mecánicos(máquina por carga de inercia) como electromagnéticos(máquina COR); lo cual hace que sus costos de fabricación sean muy elevados.

En la máquina BELL, la carga es aplicada a la probeta por medio de un eje oscilante. Esta máquina ha sido utilizada para efectuar pruebas con probetas de aleación de cobre, desconociéndose datos de pruebas con probetas de acero. Tanto la máquina Schenck-Erlinger como la tipo Krouse(mostrada en la figura 5), usan el mismo principio de

funcionamiento. La deflexión es aplicada por medio de una biela y una doble excéntrica. La diferencia radica en la forma de medir el momento aplicado a la probeta; Además, la fuerza ejercida por la biela no está directamente aplicada, sino que utiliza una palanca de mando(un brazo), para garantizar que la probeta no se rompa en el extremo fijo.

La máquina Krouse presentada por la ASTM está compuesta por un sistema biela-excéntrica el cual se encarga de deflectar la probeta en uno de sus extremos, manteniendo empotrado el lado más ancho de la probeta. La ventaja de esta máquina radica en que consta de pocos elementos, lo cual garantiza la factibilidad técnica y económica para su construcción.

De acuerdo con lo anterior la máquina que cumple con los factores antes mencionados es la de tipo Krouse presentada por la ASTM, ya que los elementos mecánicos que la constituyen pueden ser fabricados en el país y a un costo razonable, por lo que se ha seleccionado como un modelo a seguir en la elaboración del diseño a presentar, con modificaciones menores.

Las características de la máquina a construir son las siguientes:

MÁQUINAS PARA PRUEBAS DE FATIGA

TIPO: Diseño Krouse modificado

ESTILO: Probeta en cantilever

PROBETA: Tipo Krause

CARGA: Directa, desplazamiento constante

CONTADOR: Digital

ACCIONAMIENTO: Motor eléctrico trifásico

1.3 DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

La máquina para pruebas de fatiga por flexión recíprocante consta de elementos mecánicos para la transmisión de potencia; así como también, de elementos eléctricos y electrónicos que se encargan de alimentar el motor y medir el número de ciclos de esfuerzo al que la probeta se somete.

Básicamente, la máquina consta de las siguientes partes:

a) Suministro de energía eléctrica:

Transformador: Alimenta el contador de ciclos.

Motor eléctrico trifásico: Transforma la potencia eléctrica suministrada en potencia mecánica.

b) Transmisión de potencia mecánica:

Poleas y faja: Se encargan de transmitir la potencia mecánica del motor al eje de transmisión.

Eje de transmisión: Transmite la potencia mecánica al mecanismo biela-excéntrica.

Mecanismo biela-excéntrica: Transforma el movimiento circular en rectilíneo.

Mecanismo de sujeción de la probeta a la biela y a la estructura de la máquina.

c) Estructura de la máquina e instrumentos de medición:

Estructura: Construida de hierro angular , en la cual están apoyados todos los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos.

Contador de ciclos digital: Registra el número de ciclos a los cuales la probeta falla.

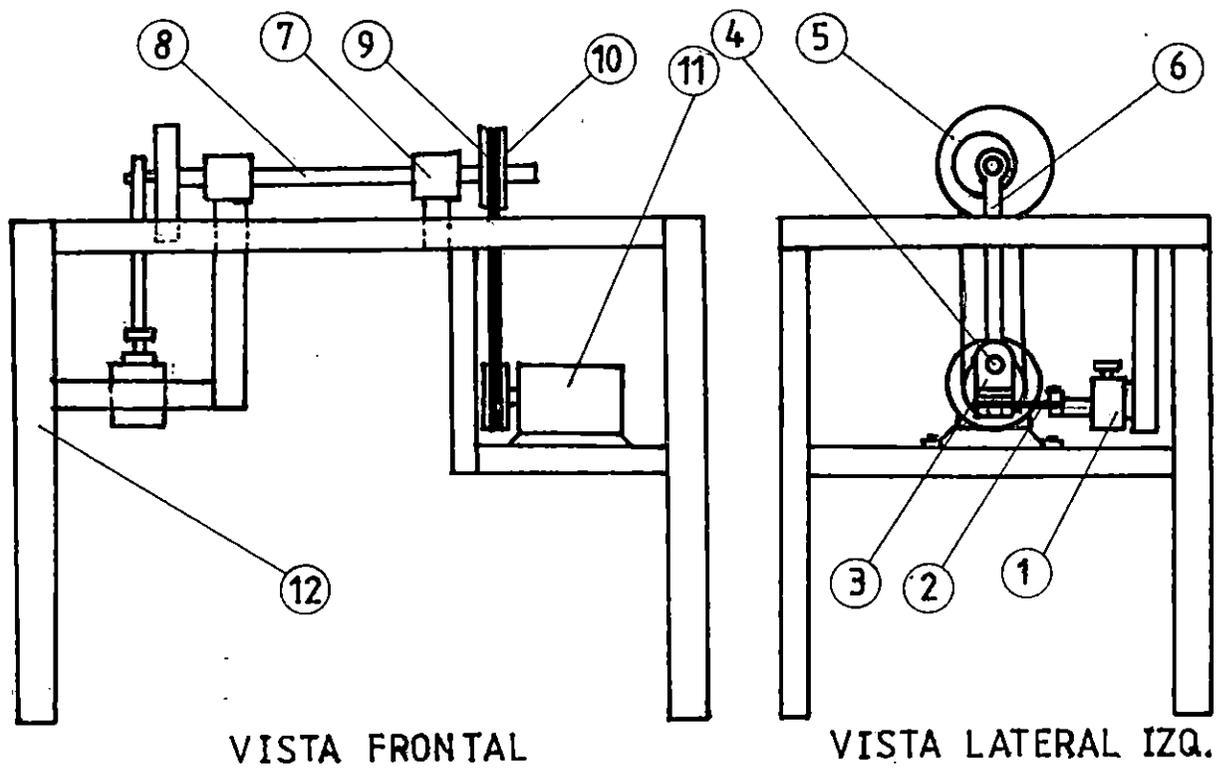
Comparador: Mide la deflexión producida por la fuerza aplicada.

Soportes auxiliares: Para poder cargar la probeta por medio de pesos muertos.

La máquina tiene un panel de control, donde están: El interruptor de encendido y apagado, el contador de ciclos. Además, la máquina cuenta con un interruptor que se encarga de desenergizar el motor e interrumpe el conteo de ciclos en el momento que la probeta falla.

El funcionamiento de la máquina se resume de la siguiente manera:

El motor eléctrico suministra potencia al eje de transmisión a través del mecanismo de poleas y faja mostrado en la figura 13. Este eje transmite el movimiento al mecanismo biela-excéntrica, el cual se encarga de transformar el movimiento circular a rectilíneo y de esta manera defleca la probeta en un extremo, manteniendo fijo el otro a la estructura de la máquina. Este movimiento es completamente invertido y el contador registra cada periodo o ciclo ejecutado hasta que la probeta falle. Cuando esto ocurre, se acciona un interruptor el cual detiene el contador y desenergiza el motor.



- 1, Soporte fijo; 2, Probeta; 3, Soporte móvil; 4, Pasador; 5, Doble excéntrica; 6, Biela;
 7, Chumacera; 8, Eje; 9, Banda; 10, Polea; 11, Motor; 12, Soporte de la máquina.

FIGURA 13. Esquema del prototipo de la máquina propuesta.

1.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

Para el diseño de los elementos mecánicos se aplicará un factor de seguridad de 2, recomendado por Joseph Vidosek¹², el cual nos garantiza que los elementos puedan soportar alguna carga adicional.

1.4.1 DETERMINACIÓN DEL MOMENTO FLEXIONANTE EN LA PROBETA

1.4.1.1 MOMENTO FLEXIONANTE PARA 10⁶ CICLOS

En la figura 14 se muestran las dimensiones de la probeta a utilizar, la cual estará sometida a un momento flexionante completamente invertido, producido por la fuerza que se aplica en uno de los extremos a través de la biela.

Según el criterio de Goodman modificado se tiene que:

$$\frac{\sigma_u}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (1)$$

¹² Vidosek Joseph P., "Machine Design Projects Ronald Press". New York, 1957.

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I} \quad (3)$$

Donde: σ_a = Esfuerzo alternante

M = Momento flexionante

c = Distancia desde el eje neutro hasta la superficie

I = Momento de inercia

El momento de inercia se obtiene de la siguiente ecuación:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (4)$$

Donde: b = Ancho de la probeta

h = Espesor de la probeta

El límite de resistencia a la fatiga se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_e = C_L C_D C_S S'_e \quad (5)$$

Donde: S_e = Límite de resistencia a la fatiga

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria para probeta virgen

C_L = Factor de carga

C_D = Factor de tamaño

C_S = Factor de acabado superficial

Para la probeta se tiene que:

$C_L = 1$ (de tabla A3)

$C_D = 1$ (de tabla A3)

$C_S = 1$ (de figura B1 para acabado pulido)

Por lo tanto, sustituyendo en la ecuación 5 resulta:

$$S_e = S'_e \tag{6}$$

Seleccionando un acero AISI 1050 templado y revenido cuya resistencia última es de 1120 MPa(de tabla A2), se tiene:

$$S_u = 1120 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S'_e = 0.5S_e^*$$
$$= (0.5)(1120)$$
$$S'_e = 560 \text{ MPa}$$

Además, de la ecuación 6 se obtiene:

$$S_e = 560 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en la ecuación 2 se tiene:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{n} = \frac{560}{1}$$
$$\sigma_a = 560 \text{ Mpa}$$

El ancho y el espesor en la garganta de la probeta (sección A-A), son:

$$b = 11 \text{ mm}$$

$$h = 1.5875 \text{ mm (1/16")}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4 se tiene:

* Robert C. Juvinall, "Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica", Editorial LIMUSA, S.A., México 1991.

$$I = \frac{(0.011)(1.5875 \times 10^{-3})^3}{12}$$

$$I = 3.67 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

Además:

$$c = 0.7937 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 3 e igualando con la ecuación 2 se tiene que:

$$560 \times 10^6 = \frac{M(0.7937 \times 10^{-3})}{3.67 \times 10^{-12}}$$

$$M = 2.59 \text{ N-m}$$

De la misma manera se obtiene el momento en la garganta de la probeta para diferentes materiales. Los resultados se presentan en la tabla 1.

MATERIAL	RESISTENCIA ÚLTIMA(S_{ut}) MPa	RESISTENCIA A LA FATIGA(S_e) MPa	MOMENTO EN LA GARGANTA(M) N-m
AISI 1050	1120	560	2.59
AISI 1095	1260	630	2.91
AISI 4130	1630	815	3.77
AISI 4340	1720	860	3.98

TABLA 1. Propiedades de varios aceros comerciales.

Se tomará como parámetro de diseño el momento máximo obtenido, por lo tanto:

$$M = 3.98 \text{ N-m}$$

La magnitud de la fuerza a aplicar está relacionada con la deflexión de la probeta. En la figura 15 se muestra la probeta, la cual está empotrada en un extremo y en el otro se aplica la fuerza que producirá la deflexión. Para determinar la ecuación que relaciona la fuerza y la deflexión de la probeta se utilizará el teorema de Castigliano.

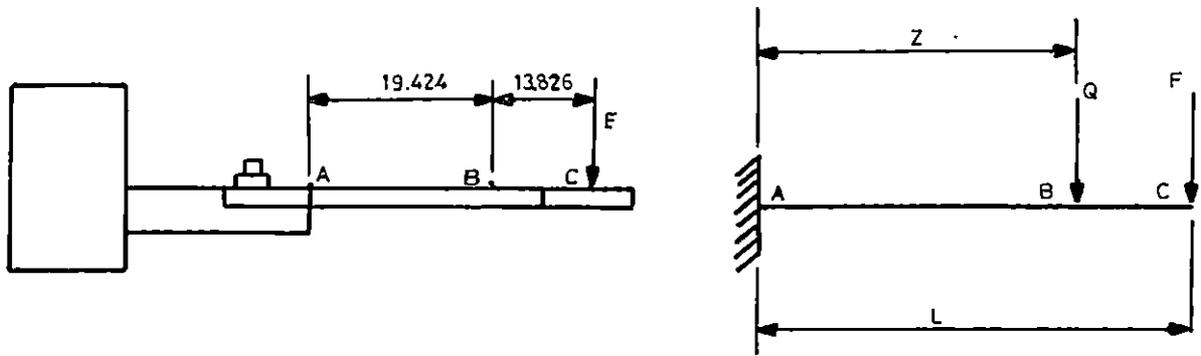


FIGURA 15. Esquema de carga(dimensiones en mm).

Para determinar la deflexión en la garganta de la probeta se asumirá una fuerza ficticia “Q” actuando en dicho punto, por lo que los momentos de M_{AB} y M_{BC} son:

$$M_{AB} = Q(X - Z) + F(X - L) \quad (7)$$

$$M_{BC} = F(X - L) \quad (8)$$

La energía de deformación total viene dada por la ecuación:

$$U = \int_0^Z \frac{M_{AB}^2}{2EI} dx + \int_Z^L \frac{M_{BC}^2}{2EI} dx \quad (9)$$

Aplicando el teorema de castigliano, la deflexión es:

$$y = \frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{1}{2EI} \left[\int_0^Z 2M_{AB} \left(\frac{\partial M_{AB}}{\partial Q} \right) dx + \int_Z^L 2M_{BC} \left(\frac{\partial M_{BC}}{\partial Q} \right) dx \right] \quad (10)$$

Pero:

$$\frac{\partial M_{AB}}{\partial Q} = X - Z$$

$$\frac{\partial M_{BC}}{\partial Q} = 0$$

Sustituyendo estos valores y las ecuaciones 7 y 8 en la ecuación 10 se tiene:

$$y = \frac{1}{2EI} \left[\int_0^Z 2(Q(X - Z) + F(X - L))(X - Z) dx \right]$$

Haciendo $Q = 0$ e integrando nos queda:

$$y = \frac{F}{EI} \left[\frac{LZ^2}{2} - \frac{Z^3}{6} \right]$$

$$y = \frac{FZ^2}{6EI} (3L - Z) \quad (11)$$

Donde: $y =$ Deflexión

$F =$ Fuerza aplicada en el extremo libre

E = Constante de elasticidad

I = Momento de inercia

Z = Distancia a la cual se quiere obtener la deflexión

L = Longitud desde el empotramiento hasta el punto de aplicación de la fuerza

Se supondrá en este análisis que la sección transversal de la probeta varía en forma lineal a través de toda su longitud; Por lo tanto, para simplificar el análisis se utilizará el modelo de probeta que se muestra en la figura 16, el cual permite obtener una ecuación para el momento de inercia en función de su longitud. Este procedimiento está basado en que los estados de esfuerzo y deflexión, pueden analizarse en cualquier punto a lo largo de la probeta.

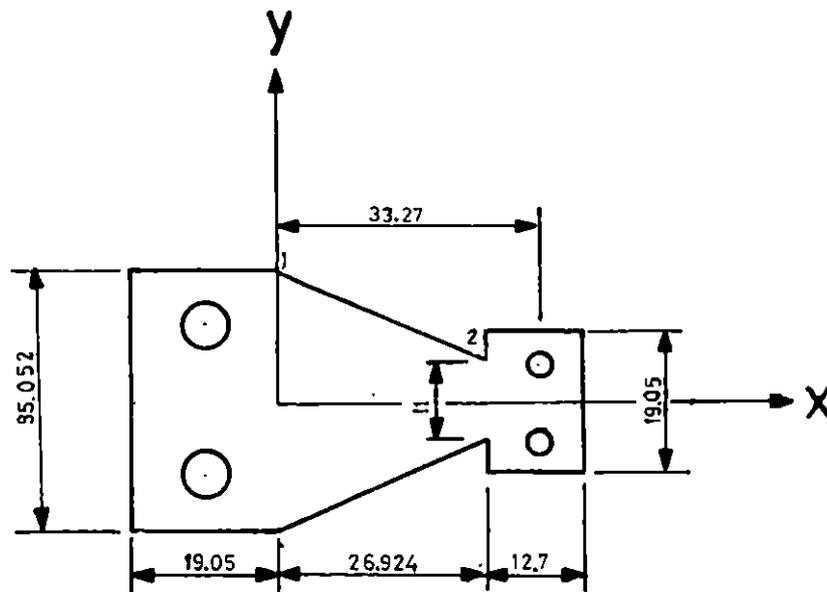


FIGURA 16. Esquema de la probeta modificada para efectos de cálculo.

La forma de la probeta es simétrica con respecto al eje x, lo cual ayuda a simplificar el análisis auxiliándose de la figura 17.

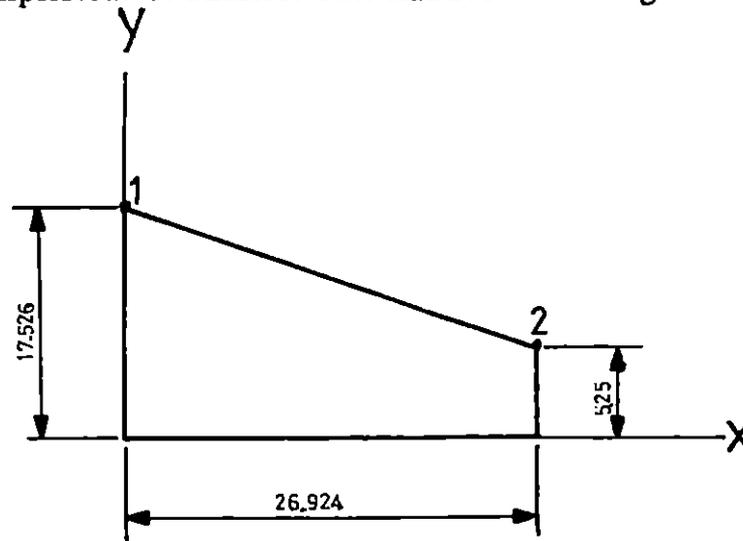


FIGURA 17. Sección de análisis de la probeta.

Las coordenadas de los puntos 1 y 2 son:

$$P_1 (0, 17.526)$$

$$P_2 (26.924, 5.25)$$

Para determinar la función de “y” con respecto a “x”, se utilizará la ecuación de la línea recta que viene dada por:

$$y(x) = mx + b \tag{12}$$

Donde: $y(x)$ = Variable dependiente

x = Variable independiente

m = Pendiente de la recta

b = Intercepto con el eje y

Para determinar la pendiente m, se utilizará la siguiente ecuación:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (13)$$

Donde: x_1, y_1 = Coordenadas del punto 1

x_2, y_2 = Coordenadas del punto 2

Sustituyendo los valores de las coordenadas de los puntos 1 y 2 en la ecuación 13 se obtiene:

$$m = \frac{5.25 - 17.526}{26.924 - 0}$$

$$m = -0.4559$$

La recta intercepta al eje "y" en el punto 1 por lo que:

$$b = 17.526$$

Sustituyendo la pendiente y el intercepto en la ecuación 12 se obtiene:

$$y(x) = 17.526 - 0.4559x$$

El ancho b es dos veces el valor de $y(x)$, por lo que:

$$b = 2y(x) = 2(17.526 - 0.4559x)$$

$$b = 35.152 - 0.9118x$$

Sustituyendo en la ecuación 4 resulta:

$$I = \frac{(35.052 - 0.9118x)h^3}{12} \quad \text{mm}^4 \quad (14)$$

En la figura 18 se puede observar el diagrama de cortante y momento flexionante de la probeta.

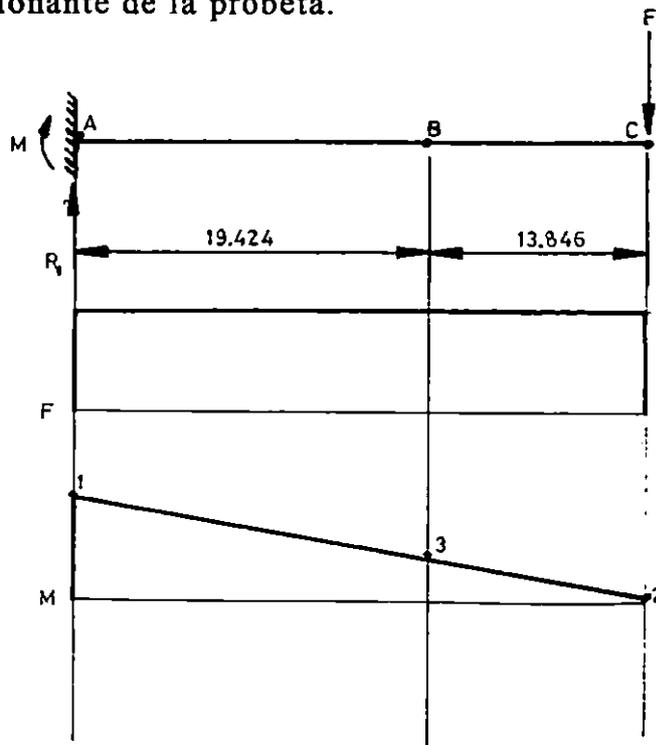


FIGURA 18. Diagrama de fuerza y momento flexionante.

De la figura 18 se tiene que la fuerza en el extremo libre es:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{3980}{13.846}$$

$$F = 287.45 \text{ N}$$

Sustituyendo la ecuación 14 en la ecuación 11 se obtiene:

$$y = \frac{2Fx^2(3L - Z)}{h^3E(35.052 - 0.9118x)} \quad (15)$$

Anteriormente se definió la variable Z como la distancia a la cual se quiere obtener la deflexión la cual puede variar desde cero hasta L que es la distancia donde está aplicada la fuerza. Para efectos de evitar alguna confusión; se sustituirá la variable Z por x , quedando la ecuación anterior de la siguiente forma:

$$y = \frac{2Fx^2(3L - x)}{h^3E(35.052 - 0.9118x)} \quad (16)$$

De la figura 15 se tiene:

$$L = 33.27 \text{ mm}$$

Además: $E = 207 \text{ GPa}$ (de la tabla A1)

$x = 26.924 \text{ mm}$ (de la figura 16)

Sustituyendo en la ecuación 16 se obtiene la deflexión en el extremo libre, así:

$$y = 3.4 \text{ mm}$$

1.4.1.2 MOMENTO FLEXIONANTE PARA 10^3 CICLOS

El límite de resistencia a la fatiga para 10^3 ciclos se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$S_{10^3} = 0.9S_{ut} \quad (17)$$

Donde: S_{10^3} = Resistencia a la fatiga para 1000 ciclos

S_{ut} = Resistencia última a la tensión

Para un acero 4340 cuya resistencia última es de 1720 MPa se tiene:

$$I_{gar} = 3.67 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$c = 0.7937 \times 10^{-3} \text{ m}$$

* Robert C. Juvinall, "Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica", Editorial LIMUSA, S.A., México 1991

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3 se tiene:

$$\sigma_a = \frac{M(0.7937 \times 10^{-3})}{3.67 \times 10^{-12}}$$

$$\sigma_a = 216.27 \times 10^6 \text{ M}$$

Igualando σ_a con el valor obtenido de S_{10}^3 , se tiene que:

$$216.27 \times 10^6 \text{ M} = 1548 \times 10^6$$

$$M = 7.16 \text{ N-m}$$

De la figura 18 se tiene que la fuerza en el extremo es:

$$F = \frac{7160}{13.846}$$

$$F = 517.12 \text{ N}$$

Por lo tanto, la deflexión en el extremo libre es:

$$y = 6.2 \text{ mm}$$

1.4.2 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR

1.4.2.1 POTENCIA DEL MOTOR PARA 10^6 CICLOS

Para poder determinar la potencia del motor se necesita conocer el torque del motor, el análisis se hará obteniendo el trabajo desarrollado, así:

$$T_{rot} = T_{desp} \quad (18)$$

Donde: T_{rot} = Trabajo rotacional

T_{desp} = Trabajo de desplazamiento

El trabajo de desplazamiento realizado desde una deflexión $y=0$ hasta $y=3.4$ mm es:

$$\begin{aligned} T_{desp} &= Fy \\ &= (287.45)(0.0034) \end{aligned}$$

$$T_{desp} = 0.977 \text{ N-m}$$

De la ecuación 18 se obtiene el trabajo rotacional:

$$T_{rot} = T_{desp} = 0.977 \text{ N-m}$$

Pero, el trabajo rotacional viene dado por la siguiente ecuación:

$$T_{rot} = \frac{\pi}{2} T_e \quad (19)$$

Donde: T_{rot} = Trabajo rotacional

T_e = Torque en el eje

El valor de $\frac{\pi}{2}$ es debido a que es lo que recorre la doble excéntrica para deflectar la probeta 3.4 mm.

Despejando el torque en el eje se obtiene:

$$T_e = \frac{2T_{rot}}{\pi} = \frac{(2)(0.977)}{\pi}$$

$$T_e = 0.62 \text{ N-m}$$

Como la transmisión de potencia del motor al eje es a través de bandas, tenemos que:

$$T_c = (F_1 - F_2)R_{pe} \quad (20)$$

$$T_m = (F_1 - F_2)R_{pm} \quad (21)$$

Donde: T_e = Torque en el eje

T_m = Torque en el motor

R_{pe} = Radio de la polea en el eje

R_{pm} = Radio de la polea en el eje del motor

F_1, F_2 = Tensión en la banda

Despejando $F_1 - F_2$ e igualando nos queda:

$$T_m = \frac{R_{pm} T_e}{R_{pe}} \quad (22)$$

La máquina estará diseñada para trabajar a 1710 ciclos por minuto. Utilizando un motor de 1710 rpm, los cuales se encuentran fácilmente en el país se obtiene una relación de transmisión de:

$$\frac{n_e}{n_m} = \frac{1710}{1710} = 1$$

Se tiene además:

$$n_m D_m = n_e D_e \quad (23)$$

Donde: n_m = Velocidad del motor

n_e = Velocidad en el eje

D_m = Diámetro de la polea del motor

D_e = Diámetro de la polea del eje

Utilizando una polea en el eje de 127 mm y la ecuación 23 se obtiene:

$$D_m = (1)(127)$$

$$D_m = 127 \text{ mm}$$

De la ecuación 22 se obtiene el torque en el motor, así:

$$T_m = \frac{(63.5)(0.62)}{63.5}$$

$$T_m = 0.62 \text{ N-m}$$

Por lo tanto, La potencia del motor es:

$$P_m = \frac{2\pi n T_m}{60} = \frac{(2\pi)(1710)(0.62)}{60}$$

$$P_m = 111.02 \text{ W}$$

$$P_m = 0.15 \text{ HP}$$

$$P_{\text{nominal}} = P_m \text{FS}$$

De tabla A13, seleccionando un factor de servicio de 1.3 que corresponde a un servicio continuo de 16-24 horas diarias, se tiene:

$$P_{\text{nominal}} = (0.15)(1.3)$$

$$P_{\text{nominal}} = 0.195 \text{ HP}$$

1.4.2.2 POTENCIA DEL MOTOR PARA 10^3 CICLOS

De la sección 1.4.1.1 se tiene que la deflexión para 10^3 ciclos es de 6.2 mm; por lo tanto, el trabajo de desplazamiento es:

$$\begin{aligned} T_{\text{desp}} &= Fy \\ &= (517.12)(0.0062) \end{aligned}$$

$$T_{\text{desp}} = 3.21 \text{ N-m}$$

Igualando el trabajo de desplazamiento con el trabajo rotacional y despejando el torque en el eje se obtiene:

$$T_e = \frac{2T_{\text{desp}}}{\pi} = \frac{(2)(3.21)}{\pi}$$

$$T_e = 2.04 \text{ N-m}$$

De la ecuación 22 se obtiene el torque en el motor:

$$T_m = \frac{(63.5)(2.04)}{63.5}$$

$$T_m = 2.04 \text{ N-m}$$

La potencia en el motor es entonces:

$$P_m = \frac{(2\pi)(1710)(2.04)}{60}$$

$$P_m = 365.3 \text{ W}$$

$$P_m = 0.49 \text{ HP}$$

$$P_{\text{nominal}} = P_m FS$$

$$= (0.49)(1.3)$$

$$P_{\text{nominal}} = 0.64 \text{ HP}$$

Por lo tanto se selecciona un motor de $\frac{3}{4}$ HP, el cual satisface la potencia demandada por la carga.

1.4.3 SELECCIÓN DE LA BANDA

Las bandas trapezoidales en V son muy utilizadas para la transmisión de potencia debido a que son adecuadas para cortas distancias entre centros; por lo tanto, se utilizará una banda de este tipo.

De la tabla A4 y para choque mediano se obtiene un factor de servicio $K_s = 1.3$, por lo que la potencia de diseño es:

$$P = (0.75)(1.3)$$

$$P = 0.975 \text{ HP}$$

De la tabla A5 y con la potencia de diseño se selecciona una banda de sección A. La distancia entre centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de paso de las poleas ni menor que el diámetro de paso de la polea mayor, así:

$$c \leq 3(D+d) \quad c > D \quad (24)$$

Sustituyendo los diámetros de las poleas se obtiene:

$$c \leq 3(120.65+120.65)$$

* Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición; Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

$$c \leq 723.9 \text{ mm}$$

y

$$c > 120.65 \text{ mm}$$

Debido al espacio físico se utilizará una distancia entre centros de 300 mm. La longitud efectiva de la banda viene dada por la siguiente ecuación:

$$L_p = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c} \quad (25)$$

Donde L_p = Longitud de paso de la banda

c = Distancia entre centros

D = Diámetro de paso de la polea mayor

d = Diámetro de paso de la polea menor

Sustituyendo todos los valores se obtiene:

$$L_p = 978.841 \text{ mm (38.5")}$$

* Joseph Edward Shigley, "Diseño en Ingeniería-Mecánica", Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

De la tabla A6 se selecciona una banda A38. Para obtener la longitud debe de agregarse una cantidad a la circunferencia interior, la cual depende del tipo de sección de la banda. De la tabla A7 para una banda de sección A se obtiene que la cantidad a sumar es de 1.3; por lo tanto, la longitud de paso es:

$$L_p = 998.22 \text{ mm (39.3")}$$

Ahora se obtiene la distancia entre centros utilizando la nueva longitud de paso.

Despejando c de la ecuación 25:

$$8c^2 - (4L_p - 6.28(D + d))c + (D - d)^2 = 0$$

Sustituyendo todos los valores se obtiene:

$$c = 309.69 \text{ mm}$$

Ahora se procederá a calcular el número de bandas necesarias para transmitir la potencia. La potencia corregida por banda está dada por la ecuación:

$$H' = K_1 K_2 H_r \quad (26)$$

Donde H' = Potencia corregida por banda

K_1 = Factor de corrección para el ángulo de contacto

K_2 = Factor de corrección de longitud de banda

H_r = Potencia nominal por banda

De la tabla A8 e interpolando se obtiene la potencia nominal por banda, utilizando el diámetro de la polea menor y una velocidad de desplazamiento de 2176.14 pie/min.

$$H_r = 2.04 \text{ HP}$$

El ángulo de contacto se obtiene con la siguiente ecuación

$$\theta = 180 \pm 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D-d}{2c} \right] \cdot \quad (27)$$

Donde el signo “-” es para la polea menor y “+” para la polea mayor.
Sustituyendo los valores para la polea menor se obtiene:

$$\theta_d = 180^\circ$$

* Joseph Edward Shigley, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Quinta Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1992.

De la figura B5 se obtiene el factor de corrección para $\theta_d = 180^\circ$:

$$K_1 = 1$$

De la tabla A9 se obtiene el factor de corrección de longitud de banda:

$$K_2 = 0.9$$

Resolviendo la ecuación 26 se obtiene:

$$H' = (1)(0.9)(2.04)$$

$$H' = 1.836 \text{ HP}$$

El número de fajas necesarias es:

$$\text{Número de fajas} = \frac{P}{H'} = \frac{0.975}{1.836}$$

$$\text{Número de fajas} = 0.53$$

Por lo tanto, se concluye que con una faja A38 es suficiente para transmitir la potencia demandada.

1.4.4 DISEÑO DEL EJE

El diseño del eje consistirá en calcular el diámetro requerido para soportar el tipo de carga al que estará sometido. En la figura 19 se observa el eje y las fuerzas a las cuales va a estar sometido.

Primero se determinará la fuerza neta debido a la banda. Para bandas en V se tiene que:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta / \sec(\beta/2)} \quad (28)$$

Donde F_1 = Fuerza en el lado tirante

F_2 = Fuerza en el lado colgante

F_c = Fuerza centrífuga

f = Coeficiente de fricción

θ = Ángulo de contacto

β = Ángulo de la ranura

De la tabla A10 para una banda de sección A, se tiene:

$$\beta = 34^\circ$$

F = Fuerza transmitida por la biela

W = Peso de la doble excéntrica

R1, R2 = Reacción en los rodamientos

F_T = Fuerza neta en la banda

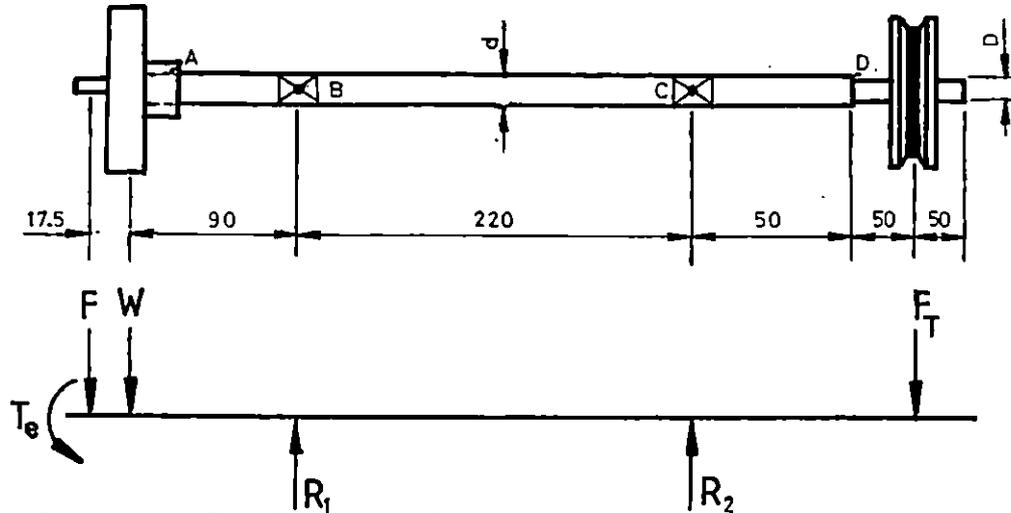


FIGURA 19. Distribución de fuerzas aplicadas al eje.

La fuerza centrífuga viene dada por:

$$F_c = \frac{\rho w^2 r^2}{g} \quad (29)$$

Donde F_c = Fuerza centrífuga

w = Velocidad angular de la polea

r = Radio de la polea

ρ = Peso de la banda por unidad de longitud

g = Gravedad

Además:

$$\rho = 1.113 \text{ N/m} \quad (\text{medido directamente})$$

$$w = 183.3 \text{ rad/seg}$$

$$r = 0.0603 \text{ m}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 29 se obtiene:

$$F_c = 13.86 \text{ N}$$

De la ecuación 27 se obtiene:

$$\theta_d = 180^\circ = 3.1416 \text{ rad}$$

Por lo tanto:

$$e^{f\theta_d / \text{sen}(\beta/2)} = 73.56$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 28 se obtiene:

$$\frac{F_1 - 13.86}{F_2 - 13.86} = 73.56$$

$$F_1 - 73.56 = -1005.68 \quad (30)$$

Además:

$$P = (F_1 - F_2) V$$

$$559.275 = (F_1 - F_2)(11.06)$$

$$F_1 - F_2 = 50.57 \quad (31)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones 30 y 31 se obtiene:

$$F_1 = 65.13 \text{ N}$$

$$F_2 = 14.56 \text{ N}$$

La fuerza neta en la banda es:

$$F_T = F_1 + F_2$$

$$F_T = 79.69 \text{ N}$$

El torque en el motor para $\frac{3}{4}$ HP es:

$$T_m = \frac{60P}{2\pi n} = \frac{(60)(559.275)}{2\pi(1710)}$$

$$T_m = 3.12 \text{ N-m}$$

De la ecuación 22 se obtiene el torque en el eje:

$$T_e = \frac{(60.325)(3.12)}{60.325}$$

$$T_e = 3.12 \text{ N-m}$$

Por lo tanto, de la ecuación 18 se obtiene:

$$T_{rot} = T_{desp}$$

$$\frac{\pi T_e}{2} = Fy$$

$$\frac{\pi(3.12)}{2} = F(0.0062)$$

$$F = 790.47 \text{ N}$$

Esta es la fuerza máxima que soportará la biela, utilizando un motor de ¾ HP y una deflexión máxima de 6.2 mm

Ahora se procederá a calcular las reacciones en los rodamientos. De la figura 19, haciendo sumatoria de momentos en el punto A se obtiene:

$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$W(90) + F(107.5) + R_2(220) - F_T(320) = 0$$

$$R_2 = \frac{(79.69)(320) - (60)(90) - (790.47)(107.5)}{220}$$

$$R_2 = -294.89 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_T - F - W = 0$$

$$R_1 = F + W + F_T - R_2$$

$$= 790.47 + 60 + 79.69 - (-294.89)$$

$$R_1 = 1225.1$$

En la figura 20 se puede observar los diagramas de fuerza y momento flexionante para el eje. Como puede observarse, el momento máximo es:

$$M_{\text{máx}} = 90.38 \text{ Nm}$$

El factor de concentración de esfuerzos viene dado por la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)C_s \quad (32)$$

Donde q = Sensibilidad a la muesca

K_t = Factor de concentración de esfuerzos

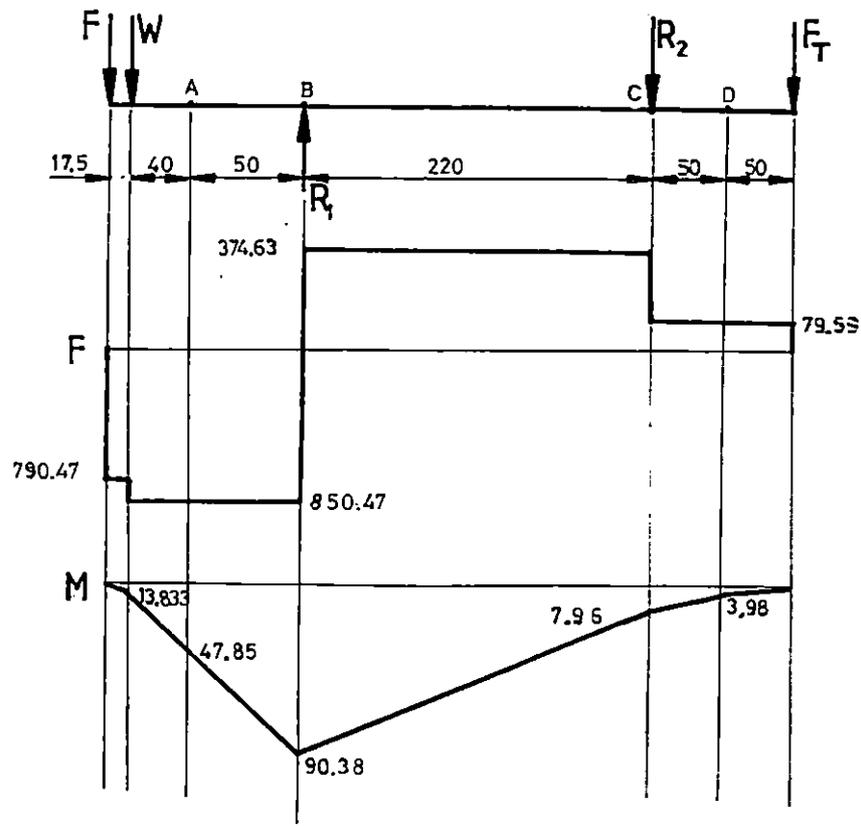


FIGURA 20. Diagramas de fuerza y momento flexionante para el eje.

Seleccionando un acero AISI 1020 el cual tiene una resistencia última de 380 MPa y una resistencia de fluencia de 210 MPa, La resistencia a la fatiga es:

$$S_e = C_L C_s C_D S'_e$$

$$S'_e = 0.5 S_u$$

$$= (0.5)(380)$$

$$S'_e = 190 \text{ MPa}$$

De la tabla A3:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 0.9$$

De la figura B1:

$$C_s = 0.8$$

Por lo tanto:

$$S_e = (1)(0.8)(0.9)(190)$$

$$S_e = 136.8 \text{ MPa}$$

Para carga de flexión completamente invertida se tiene:

$$\sigma_{ea} = \sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{(32)(90.38)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{920.6}{d^3}$$

$$\sigma_{em} = \tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{(16)(3.12)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{em} = \frac{1589}{d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{\frac{920.6}{d^3}}{\frac{1589}{d^3}}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 57.9$$

Dibujando el diagrama de Goodman:

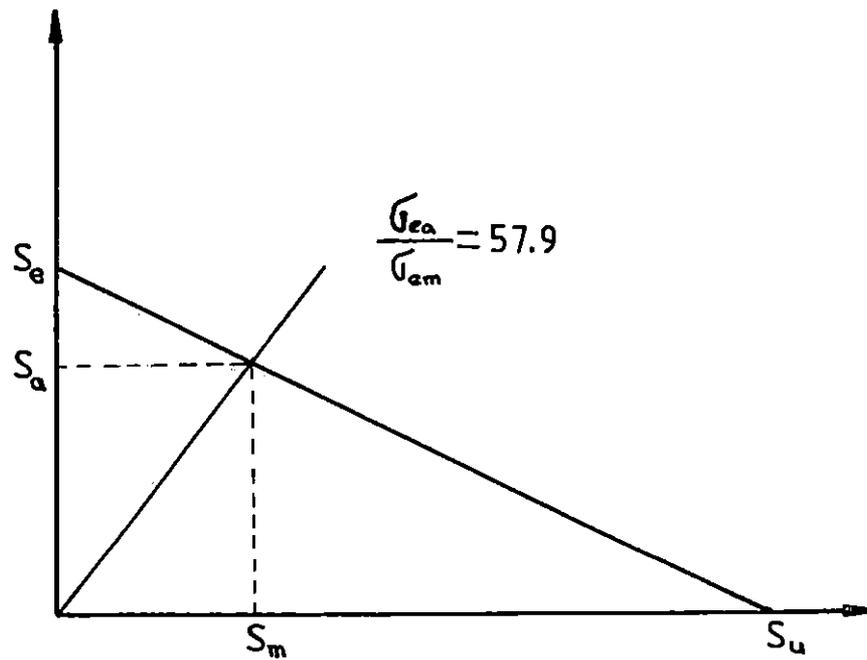


FIGURA 21. Diagrama de Goodman para carga de flexión.

Por triángulos semejantes se tiene:

$$\frac{S_e}{S_u} = \frac{S_a}{S_u - S_m}$$

$$S_a = S_e - \frac{S_e}{S_u} S_m \quad (33)$$

Además:

$$\frac{S_a}{S_m} = \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 57.9$$

$$S_m = \frac{S_a}{57.9} \quad (34)$$

Sustituyendo la ecuación 34 en la ecuación 33 se obtiene:

$$S_a = S_e - \frac{S_e}{S_u} \left[\frac{S_a}{57.9} \right]$$

$$S_a \left[1 + \frac{S_e}{57.9 S_u} \right] = S_e$$

$$S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{57.9 S_u}}$$

$$S_a = \frac{136.8}{1 + \frac{136.8}{(57.9)(380)}}$$

$$S_a = 135.95 \text{ MPa}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2 se obtiene:

$$\frac{S_a}{n} = \sigma_{ea}$$

$$\frac{135.95 \times 10^6}{2} = \frac{920.6}{d^3}$$

$$d = 23.84 \text{ mm}$$

Para poder utilizar rodamientos normalizados, se utilizará un diámetro de 25 mm.

Ahora se calculará el radio de muesca en los puntos A y D de la figura 19. El análisis se hará donde el momento sea mayor.

De la figura 20 se tiene:

$$M_A = 47.85 \text{ Nm}$$

$$M_D = 3.98 \text{ Nm}$$

El momento es mayor en el punto A, por lo que se analizará ese punto. La resistencia no varía, por lo tanto:

$$S_e = 136.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{(32)(47.85)}{\pi(0.025)^3}$$

$$\sigma_{ea} = 31.19 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = \frac{16T_e}{\pi d^3} = \frac{(16)(3.12)}{\pi(0.025)^3}$$

$$\sigma_{em} = 1.02 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{31.19}{1.02}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 30.58$$

Del diagrama de Goodman se obtiene:

$$S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{30.58S_u}}$$

$$S_a = \frac{136.8}{1 + \frac{136.8}{(30.58)(380)}}$$

$$S_a = 135.21 \text{ MPa}$$

Utilizando un factor de seguridad de 2:

$$\frac{S_a}{n} = K_f \sigma_{ea}$$
$$\frac{135.21}{2} = K_f (31.19)$$
$$K_f = 2.17$$

Seleccionando un radio de muesca de 1 mm:

De la figura B2:

$$q = 0.67$$

De la figura B6:

$$K_t = 1.99$$

De la figura B1:

$$C_s = 0.8$$

Por lo tanto:

$$K_f = 1 + (0.67)(1.99 - 1)(0.8)$$

$$K_f = 1.53$$

Como puede observarse, al utilizar un radio de muesca de 1 mm nos da un valor de concentración de esfuerzo menor al valor de diseño; por lo tanto, se está dentro de la zona de esfuerzo seguro.

1.4.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Cada tipo de rodamiento tiene propiedades características que lo hacen particularmente adecuado para ciertas aplicaciones. El tamaño del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona en base a su capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos sobre duración y fiabilidad. Se seleccionarán rodamientos de bola a rótula con manguitos de fijación y soportes de pie SNA.

La capacidad de carga dinámica se calcula utilizando la ecuación:

$$C = P \left[\frac{60 L_{10} n}{1000000} \right]^{1/k} \quad (35)$$

* "Catálogo General de la SKF", Alemania 1982.

Donde C = Capacidad de carga dinámica (N)

P = Carga dinámica equivalente sobre rodamiento (N)

L_{10} = Duración nominal en millones de revoluciones

k = Exponente de la fórmula de la duración, siendo $k=3$ para rodamientos de bola y $k=10/3$ para rodamientos de rodillo.

De la tabla A11:

$$L_{10} = 40000 \text{ horas}$$

Además:

$$P = R_1 = 1225.1 \text{ N}$$

$$n = 1710 \text{ rpm}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 35 se obtiene:

$$C = 1225.1 \left[\frac{(60)(40000)(1710)}{1000000} \right]^{1/3}$$

$$C = 19614.35 \text{ N}$$

Por lo tanto, la capacidad de carga dinámica que debe soportar el rodamiento debe ser mayor que 19614.35 N con un diámetro interno de 25 mm.

De la tabla A12 se selecciona el rodamiento cuya designación es:

Rodamiento 1306 K

Manguito de fijación H 306

De la tabla A13 se selecciona el soporte:

Soporte SNA 606 TA

1.4.6 DISEÑO DEL PASADOR

El pasador está sometido a esfuerzos cortantes transversales. El análisis consistirá en determinar el diámetro del pasador. En la figura 22 se muestra la fuerza a la cual está sometido el pasador; y el esfuerzo al que está sometido es el siguiente:

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

$$\tau_a = \frac{(4)(790.47)}{\pi d^2}$$

$$\tau_a = \frac{1006.46}{d^2}$$

Se utilizará un acero AISI 1045 cuya resistencia última es de 570 MPa. El límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e' = 0.5S_u$$

$$= (0.5)(570)$$

$$S_e' = 285 \text{ MPa}$$

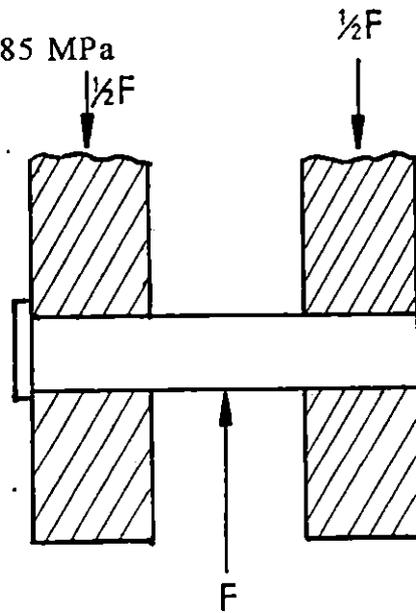


FIGURA 22. Fuerza aplicada al pasador.

$$C_L = 1 \quad (\text{de la tabla A3})$$

$$C_D = 0.9 \quad (\text{de la tabla A3})$$

$$C_S = 0.78 \quad (\text{de la figura B1})$$

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = (0.9)(1)(0.78)(285)$$

$$S_e = 200.07 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente alternante debido a cortante transversal completamente invertido se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ea} = [\sigma_a^2 + 3\tau_a^2]^{1/2} \cdot$$

Pero $\sigma_a=0$; por lo tanto, la ecuación anterior se reduce a:

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3}\tau_a$$

Sustituyendo τ_a se tiene:

* Robert C. Juvinall, "Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica", Editorial LIMUSA, S.A., México 1991

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3} \left(\frac{1006.46}{d^2} \right)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{1743.24}{d^2}$$

Aplicando Goodman para carga completamente invertida ($\sigma_{em}=0$) se tiene:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_e} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2 se obtiene:

$$\frac{1743.24}{d^2} = \frac{200.07 \times 10^6}{2}$$

$$d = 4.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro del pasador será de 9 mm ya que se vá a utilizar rodamientos normalizados en los extremos de la biela cuyas dimensiones son las siguientes:

Rodamiento rígido de bola

(de la tabla A15)

Designación 609

Diámetro interno 9 mm

Diámetro externo 24 mm

Ancho 7 mm

1.4.7 DISEÑO DE LA BIELA

La biela estará sometida a una carga axial completamente invertida.

El diseño consistirá en de terminar el ancho de la biela.

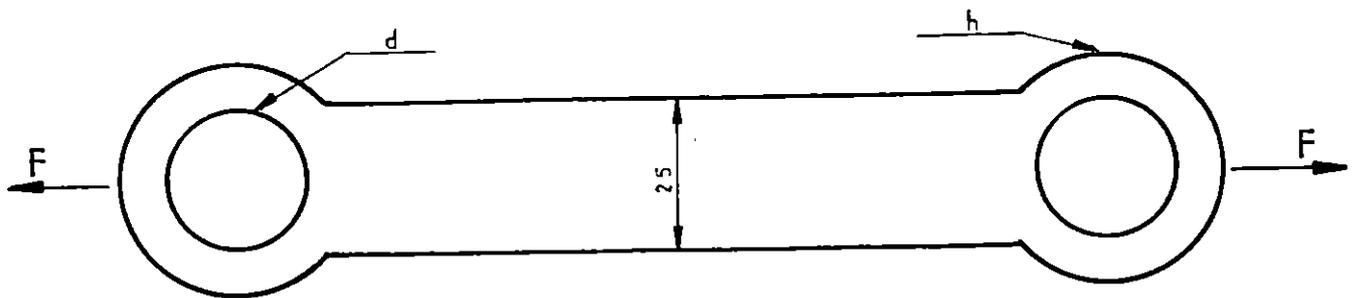


FIGURA 23. Biela cargada axialmente.

Para carga axial el esfuerzo se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ea} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{F}{(h-d)t} \quad (36)$$

Donde: σ_{ca} = Esfuerzo al que está sometido el elemento

F = Fuerza aplicada

h = Ancho de la biela

d = Diámetro del agujero

t = Espesor de la biela

El diámetro del agujero es igual al diámetro exterior del rodamiento seleccionado anteriormente; por lo tanto, $d=24$ mm.

Utilizando un acero AISI 1020 se tiene que:

$$S_u = 380 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.5S_u$$

$$= (0.5)(380)$$

$$S_e' = 190 \text{ MPa}$$

Además:

$$C_L = 1 \quad (\text{de la tabla A3})$$

$$C_D = 0.9 \quad (\text{de la tabla A3})$$

$$C_S = 0.8 \quad (\text{de la figura B1})$$

Por la tanto, la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = (1)(0.9)(0.8)(190)$$

$$S_e = 136.8 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Goodman para carga completamente invertida y con un factor de seguridad de 2 resulta:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_e} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

Pero $\sigma_{em}=0$, por lo que la ecuación anterior se reduce a:

$$\sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

$$\frac{F}{(h-d)t} = \frac{S_e}{n}$$

$$\frac{790.47}{(h-0.024)t} = \frac{S_e}{n}$$

Seleccionando un espesor de 12.7(½”) y sustituyendo los demás valores en la ecuación anterior se obtiene el ancho de la biela:

$$h = 24.9 \text{ mm}$$

Como el diámetro del rodamiento a utilizar tiene un diámetro exterior de 24 mm, se utilizará un ancho de biela de 35 mm.

Ahora se analizarán los lugares en donde existan concentradores de esfuerzos. Estos son: el agujero y el hombro.

Analizando el agujero:

$$\sigma_{ea} = \frac{F}{(h-d)t}$$
$$\sigma_{ea} = \frac{790.47}{(0.035 - 0.024)(0.0127)}$$

$$\sigma_{ea} = 5.66 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Goodman y utilizando un factor de seguridad de 2 se tiene:

$$K_f \sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

$$K_f(5.66) = \frac{136.8}{2}$$

$$K_f = 12.08$$

De la figura B3:

$$K_t = 2.1$$

De la figura B2:

$$q = 0.76$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + qC_s(K_t - 1) \\ &= 1 + (0.76)(0.78)(2.1 - 1) \end{aligned}$$

$$K_f = 1.65$$

Por lo tanto, de acuerdo a las dimensiones seleccionadas, la biela se encuentra en un estado de esfuerzos seguro.

Analizando el hombro:

Utilizando un radio de muesca de 2 mm y ancho de 25 mm, de la figura B4:

$$K_t = 2.14$$

De la figura B2(para r=2mm):

$$q = 0.71$$

Entonces:

$$K_f = 1 + (0.71)(0.78)(2.14 - 1)$$

$$K_f = 1.63$$

Además:

$$\sigma_{ea} = \frac{F}{A} = \frac{F}{dt}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{790.47}{(0.025)(0.0127)}$$

$$\sigma_{va} = 2.49 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Goodman y un factor de seguridad de 2 resulta:

$$K_f \sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$
$$K_f(2.49) = \frac{136.8}{2}$$
$$K_f = 27.47$$

El valor de K_f es elevado debido a que la biela se ha sobredimensionado; por lo tanto, se puede asegurar que se encuentra en un estado de esfuerzo seguro.

1.4.8 DISEÑO DE LA DOBLE EXCÉNTRICA

En la figura 22 se muestra la doble excéntrica. Esta se encarga de transformar el movimiento circular del eje en un movimiento rectilíneo el cual servirá para darle la deflexión requerida a la probeta por medio de una biela, generando así los esfuerzos necesarios para que la probeta falle a un número de ciclos dado.

Se selecciona un acero AISI 1045 cuya resistencia última es de 570 MPa. Ahora se analizarán los concentradores de esfuerzos.

Para el agujero pasado a flexión de la figura B7 y con $a=4\text{mm}$ se tiene:

$$K_t = 2.358$$

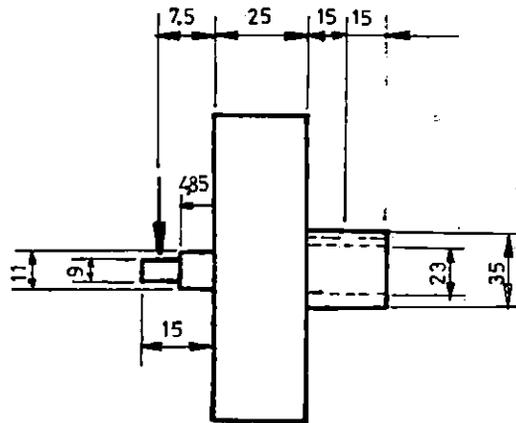


FIGURA 24. Esquema de la doble excéntrica.

Para el cambio de sección, con un radio de entalle de 5 mm, de la figura B6 se tiene:

$$K_t = 1.4$$

Comparando los dos concentradores de esfuerzo, se elige el más crítico $K_t=2.358$.

De la figura B2:

$$q = 0.8$$

De la figura B1:

$$C_s = 0.78$$

Por lo tanto:

$$K_f = 1 + (0.8)(0.78)(2.358 - 1)$$

$$K_f = 1.85$$

De la tabla A3:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 0.9$$

Además:

$$\begin{aligned} S_e' &= 0.5S_u \\ &= (0.5)(570) \end{aligned}$$

$$S_e' = 285 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S_e = (1)(0.9)(0.78)(285)$$

$$S_e = 200.07 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos equivalentes alterno y medio son:

$$\begin{aligned}\sigma_{ea} &= \frac{Mc}{I} \\ &= \frac{32Md_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \\ &= \frac{(32)(49.4)(0.035)}{\pi(0.035^4 - 0.023^4)}\end{aligned}$$

$$\sigma_{ea} = 14.43 \text{ MPa.}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{em} &= \frac{Tr}{J} \\ &= \frac{16Td_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \\ &= \frac{(16)(3.12)(0.035)}{\pi(0.035^4 - 0.023^4)}\end{aligned}$$

$$\sigma_{em} = 0.456 \text{ MPa.}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{S_a}{S_m} = \frac{14.43}{0.456}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 31.64$$

Del diagrama de Goodman se tiene:

$$S_a = \frac{S_e}{1 + \frac{S_e}{31.64 S_u}}$$

$$S_a = \frac{200.07}{1 + \frac{200.07}{(31.64)(570)}}$$

$$S_a = 197.87 \text{ MPa.}$$

Aplicando el teorema de Goodman se obtiene:

$$K_f \sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

$$n = \frac{S_e}{K_f \sigma_{ea}}$$

$$= \frac{200.07}{(1.85)(14.43)}$$

$$n = 7.5$$

Por lo tanto, podemos concluir que la pieza no fallará. Ahora se analizará el pasador. Como el diámetro es igual al del pasador diseñado en

la sección 1.4.6 podemos garantizar que no fallará al aplicársele la carga cortante de 790.47 N. Por lo tanto, el análisis se hará para una carga de flexión.

El valor de la resistencia no varía:

$$S_e = 200.07 \text{ MPa.}$$

El pasador tiene un único concentrador de esfuerzo localizado en el punto A(ver figura 22).

De la figura B6, para $r=1 \text{ mm}$:

$$K_t = 1.62$$

$$K_f = 1 + (0.8)(0.78)(1.62 - 1)$$

$$K_f = 1.39$$

$$\begin{aligned}\sigma_{ca} &= \frac{32M}{\pi d^3} \\ &= \frac{(32)(0.0065 \times 790.47)}{\pi(0.009)^3}\end{aligned}$$

$$\sigma_{ca} = 71.79 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e}{K_f \sigma_{ea}}$$

$$= \frac{200.07}{(1.39)(71.79)}$$

$$n = 2$$

Como puede observarse, el pasador no fallará, por lo tanto se encuentra en un estado de esfuerzo seguro.

1.4.9 DISEÑO DEL SOPORTE MÓVIL

En la figura 25 se muestran las dimensiones del soporte móvil. Este está sometido a una carga axial completamente invertida.

Como se puede observar, el soporte consta de 2 piezas. La pieza 1 está sujeta a la biela por medio de un pasador y la pieza 2 se encarga de sujetar la probeta contra la pieza 1 por medio de 2 pernos. Se analizará cada pieza por separado.

Analizando la pieza 1:

El esfuerzo alternante viene dado por:

$$\begin{aligned}\sigma_{ca} &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{\frac{F}{2}}{(h-d)t} \\ &= \frac{\frac{790.47}{2}}{(0.030 - 0.009)(0.0086)}\end{aligned}$$

$$\sigma_{ca} = 2.19 \text{ MPa}$$

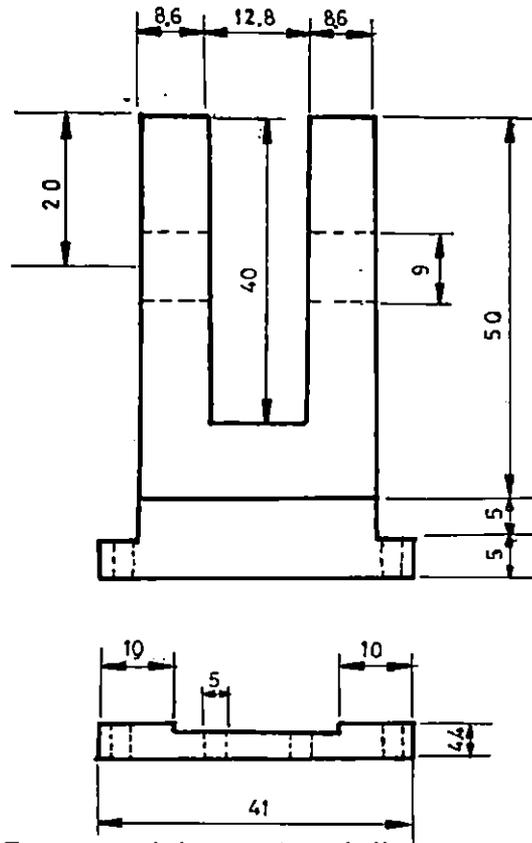


FIGURA 25. Esquema del soporte móvil.

Como la carga aplicada es completamente invertida se tiene que

$$\sigma_{cm} = 0.$$

Seleccionando un acero AISI 1020, de la sección 1.4.7 se tiene que para este acero y el tipo de carga aplicada, la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 136.8 \text{ MPa}$$

De la figura B3:

$$K_t = 2.37$$

De la figura B2:

$$q = 0.76$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + qC_s(K_t - 1) \\ &= 1 + (0.76)(0.8)(2.37 - 1) \end{aligned}$$

$$K_f = 1.83$$

Aplicando el teorema de Goodman resulta:

$$K_f \sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

$$n = \frac{S_e}{K_f \sigma_{ea}}$$

$$= \frac{136.8}{(1.83)(2.19)}$$

$$n = 38.6$$

Con este resultado se concluye que con las dimensiones seleccionadas, la pieza se encuentra en un estado de esfuerzo seguro.

Analizando la pieza 2:

El análisis consistirá en calcular el espesor de la pieza. La resistencia no varía:

$$S_e = 136.8 \text{ MPa}$$

El esfuerzo alternante es:

$$\sigma_{ea} = \frac{F}{ht - 4 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)}$$

$$= \frac{790.47}{0.041t - 4\left(\frac{\pi(0.003175)^2}{4}\right)}$$

$$= \frac{790.47}{0.041t - 3.17 \times 10^{-5}}$$

Como no existen concentradores de esfuerzos, $K_f=1$. Por lo tanto, aplicando un factor de seguridad de 2 se obtiene:

$$\sigma_{ea} = \frac{S_e}{n}$$

$$\frac{790.47}{0.041t - 3.17 \times 10^{-5}} = \frac{136.8 \times 10^6}{2}$$

$$t = 1.06 \text{ mm}$$

Para facilitar su construcción se utilizará un espesor mayor al calculado:

$$t = 4.5 \text{ mm.}$$

1.5 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El sistema eléctrico tiene como función alimentar, proteger y controlar el motor por medio de un circuito de mando y, de transportar la corriente hacia el motor por medio de un circuito de potencia.

1.5.1. SELECCIÓN DEL MOTOR

Obviamente un motor eléctrico tiene que ser capaz de suministrar la potencia requerida por la máquina accionada, pero es aconsejable además contar con un margen de seguridad, ya que a menudo se presentan pequeñas sobrecargas difíciles de calcular. Una sobrecarga anormal puede producir que el devanado del motor se queme por sobrecalentamiento. Si se tiene que escoger entre dos tamaños diferentes de motor, siempre deberá de escogerse el más grande. Por otro lado no es aconsejable seleccionar un motor excesivamente grande ya que tendrá un alto precio de compra y operará a un bajo factor de potencia.

En la sección 1.4.2, se calculó la potencia demandada por la máquina. La máquina operará a una temperatura menor a los 40°C y 1000 m de altura sobre el nivel del mar; por lo tanto, se selecciona un motor con las siguientes características:

MOTOR DE INDUCCIÓN

POTENCIA: $\frac{3}{4}$ HP

FRECUENCIA: 60 Hz

VOLTAJE: 220 TRIFÁSICO

VELOCIDAD: 1710 RPM

1.5.1.1 FORMA DE MONTAJE

Los motores tienen en su ejecución estándar las siguientes formas de montaje:

a) Montaje horizontal: El motor puede sujetarse sobre patas o con bridas.

b) Montaje vertical: El motor puede montarse con la flecha hacia arriba o hacia abajo, ya sea sobre patas o con bridas de sujeción.

De acuerdo a la configuración de la máquina el motor debe de ser montado horizontalmente y sujetado con pernos sobre una base. Esta debe ser plana y colocársele en uno de sus extremos un par de bisagras y en el otro un perno para poder regular la tensión en la banda.

1.5.2 SELECCIÓN DE ELEMENTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO

Con el fin de proteger el motor y el cable de alimentación es necesario implementar una protección térmica de sobrecarga para protegerlo contra daños por sobrecalentamiento (la protección deberá ser ajustada a la corriente nominal del motor).

De acuerdo a la corriente nominal del motor y a la potencia demandada por la máquina el sistema eléctrico consta de los siguientes elementos:

- 1- Botonera de 220 V(arranque, parada y led)
- 1- Bimetálico de 6.3 a 10 Amp.(3UA52 00)
- 1- Contactor(3TF4010-OA)

1.6 DISEÑO DEL SISTEMA DIGITAL

El sistema digital tiene como función controlar, detener el contador de ciclos y apagar el motor cuando la probeta se rompa. Este sistema se puede dividir en:

- a) Fuente de energía
- b) Circuito del optoacoplador
- c) Circuito de control
- d) Circuito de conteo de ciclos

1.6.1 FUENTE DE ENERGÍA

Esta tiene como función alimentar los circuitos del sistema digital.

Consta de los siguientes elementos:

- 1 transformador de 220V/12Vac
- 1 puente diodo de 5A
- 1 condensador electrolítico de 4700 μ F
- 1 Regulador de 5V⁺(LM 7805)
- 1 transistor (2N 3055)
- 1 Resistencia de 22 K Ω

Su funcionamiento es el siguiente: A la salida del transformador se tienen 12Vac. Para rectificar el voltaje de AC a DC se coloca un puente diodo. Pero como el voltaje es pulsante se debe de utilizar un condensador para que el voltaje sea constante. A la salida del condensador se tiene hasta ahora 18Vdc. Por lo tanto, se utiliza un regulador para reducir el voltaje

hasta 5Vdc. Pero la corriente es solo de 1A, por lo que es necesario aumentarla colocando un transistor.

1.6.2 CIRCUITO DEL OPTOACOPLADOR

Este tiene como función enviar los pulsos que se reciben en el fotosensor. Consta de los siguientes elementos:

1 transistor 2N2222

1 resistencia de 15 K Ω

1 resistencia de 180 Ω

3 resistencias de 10 K Ω

1 Diodo D801

1 Fotosensor 8494F

Normalmente el led de enfoque está apagado, al pasar un objeto obstruyendo el enfoque, el led se enciende y manda un pulso.

1.6.3 CIRCUITO DE CONTROL

Este tiene como función rectificar los pulsos que vienen del fotosensor, detener el contador y apagar el motor cuando la probeta falle.

Este circuito consta de los siguientes elementos:

- 3 Resistencias de 330 Ω
- 1 Condensador de 1 μF
- 1 Resistencia de 10 $\text{K}\Omega$
- 1 Transistor 2N2222
- 1 Relé de 5V
- 1 Integrado 7014
- 1 Integrado 7437
- 1 Integrado 7476
- 1 Interruptor de final de carrera
- 1 pulsador

Su funcionamiento es el siguiente: Cuando el fotosensor manda un pulso, éste pasa por una compuerta schmitt trigge(integrado 7414) la cual se encarga de rectificar el pulso y luego pasa por las compuertas AND I y NAND I para luego pasar al circuito de conteo de ciclos.

Cuando la probeta falla, el interruptor de final de carrera se acciona y manda un pulso hacia el flip-flop(integrado 7476) y éste a su vez envía un cero lógico a la compuerta AND I y por lo tanto los pulsos ya no pasan hacia el contador y se retiene el número de pulsos obtenido hasta ese momento. Además el relé se desenergiza y desconecta el motor.

Para poder recetear el contador y realizar otra prueba se utiliza un pulsador, el cual, cuando es activado se genera un 1 lógico en la compuerta AND II y recetea los contadores.

1.6.4 CIRCUITO DE CONTEO DE CICLOS

Este tiene como función contar los pulsos que recibe del fotosensor. Consta de los siguientes elementos:

8 Contadores 7490

8 Display TILL 311A

Los contadores están conectados en cascada. Estos reciben los pulsos en forma binaria y luego son enviados a los display. Un TILL 311A es un display hexadecimal el cual consta de un decodificador y 4x7 leds(diodos

emisores de luz). El decodificador recibe los pulsos en forma binaria y los codifica utilizando cada uno de los leds que contiene el display.

CAPÍTULO II

“FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS”

2.0 INTRODUCCIÓN

El estudio del fenómeno de fatiga es de mucha utilidad en el diseño de elementos mecánicos, ya que al determinarse las propiedades de un material, pueden diseñarse mecanismos mucho más seguros y durables.

En este capítulo se incluye un estudio del fenómeno de fatiga y los factores que contribuyen a su formación y desarrollo. Primero se define el fenómeno de fatiga y se presenta una perspectiva histórica de los diferentes estudios realizados en este importante campo.

Se incluye además las características de las fracturas por fatiga, así como también la definición de resistencia y límite de fatiga de un material; con lo cual se puede predecir si un elemento mecánico podrá soportar los esfuerzos de trabajo a los que será sometido.

Los factores que tienen influencia en el proceso de fatiga en los materiales pueden clasificarse como: ambientales, de carga, de las propiedades del material y del acabado superficial. Todo esto tiene la finalidad de identificar las condiciones en las cuales trabajará un determinado elemento mecánico y así poder controlar los efectos que dichas condiciones pueden tener sobre la resistencia a la fatiga del elemento.

2.1 DEFINICIÓN

La fatiga puede ser definida en términos de ingeniería, como una forma de falla que involucra la nucleación y el crecimiento de una grieta, en un componente estructural sometido a cargas que varían con el tiempo y cuyas amplitudes inducen esfuerzos que son iguales o menores que la resistencia de fluencia del material utilizado.

Con un punto de vista más científico, la fatiga es el comportamiento característico de un material sometido a cargas variables considerando la deformación, la fractura y algunos tópicos como son: plasticidad cíclica, localización de la deformación, estructuras de dislocación, nucleación de la grieta, propagación de la grieta y cualquier otro fenómeno producido por cargas variables.¹³

2.2 PERSPECTIVA HISTÓRICA DE LA FATIGA

Hace cien años, el diseño estructural estaba basado casi totalmente en conceptos de resistencia estática de materiales. En ese tiempo había muy pocas fuentes de vibraciones o esfuerzos repetidos en comparación con los

¹³ Pedro D. Peralta, PPERALTA @SOL1.IRSM.UPENN.EDU ; Reference: "Failure of Materials in Mechanical Design", J. Collins, 2nd Edition, N.Y. 1993.

que existen actualmente. Las fuentes de potencia mecánica eran limitadas, las velocidades bajas y muchas piezas estructurales fueron diseñadas con elevados factores de seguridad. Bajo estas circunstancias y considerando únicamente las propiedades de resistencia estática, el diseño fue poco satisfactorio.

Durante la primera mitad del siglo diecinueve, el desarrollo del motor de vapor incrementó las fuentes de esfuerzos repetidos en piezas metálicas y elementos estructurales. A pesar de que los ejes se fabricaban de hierro dúctil, se observó que presentaban grietas aparentemente del tipo de fractura frágil cuando se sometían a periodos variables de servicio.

El término "fatiga" fue asignado a dichos tipos de fracturas, en vista de que se presentaban únicamente después de un considerable periodo de servicio. Con los experimentos de varios investigadores se demostró la influencia que los esfuerzos repetidos tenían en el desarrollo de este tipo de falla.

En los tiempos modernos, la mecanización se ha incrementado en casi todos los campos, como por ejemplo, edificios modernos equipados con motores y fuentes de vibración; fabricas que emplean maquinaria pesada operando a altas velocidades. Por lo tanto, el diseño, considerando la falla

por fatiga bajo esfuerzos repetidos está incrementando su aplicación en muchos campos de la ingeniería.¹⁴

2.3 ETAPAS DE LA FALLA POR FATIGA

Desde la aparición de las fracturas por fatiga, es razonable considerar que el proceso de fatiga ocurre en tres etapas:

- a) El inicio de la grieta, esparciéndose desde algún núcleo.
- b) La propagación de la grieta bajo ciclos repetidos de carga.
- c) La fractura final de la pieza cuando la grieta extendida ha debilitado la sección.

La mayoría de los estudios experimentales realizados en el campo de la fatiga, hacen énfasis en la naturaleza localizada de la formación de la grieta de fatiga. Esto aparece cuando el material cerca del núcleo de la grieta está altamente distorsionado y el resto del material muestra muy poco daño visible.

De acuerdo a lo anterior, es difícil esperar que un simple modelo de estructura metálica; por ejemplo, un material homogéneo e isotrópico

¹⁴ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960, Pag. 1

proporcionará una representación confiable del fenómeno de falla por fatiga.

Se han planteado muchas teorías, con el objetivo de explicar el fenómeno de fatiga; y ya que existen teorías muy variadas, es importante comprender que dichas teorías están basadas en diferentes puntos de vista y por lo tanto no pueden ser comparadas en detalle.¹⁵

2.3.1 INICIACIÓN DE LA GRIETA

Las grietas por fatiga se forman en el punto o puntos donde los esfuerzos locales son máximos y la resistencia es mínima. El patrón de esfuerzos localizados está determinado por la forma de la pieza, el tipo y magnitud de la carga.

La resistencia está determinada por el material, incluyendo todas las discontinuidades, anisotropías y heterogeneidad presentes. Las imperfecciones superficiales locales como son: ralladuras, rebabas y otros defectos de fabricación; son los puntos obvios donde una grieta puede iniciarse. Discontinuidades superficiales y subsuperficiales en lugares críticos también influirán en el inicio de la grieta.

¹⁵ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960, Pag. 17

Las Inclusiones de materiales extraños, partículas precipitadas endurecidas y discontinuidades cristalinas como las fronteras de grano son ejemplos de concentradores de esfuerzos microscópicos en el material. En la escala submicroscópica, la densidad de las dislocaciones, defectos de láttice y la orientación de los planos de deslizamiento; influyen en la formación de bandas de deslizamiento permanente (intrusiones y extrusiones) y celdas de dislocación; lo que constituyen los mecanismos fundamentales de la nucleación.¹⁶

2.3.2 PROPAGACIÓN DE LA GRIETA

Una vez que la grieta por fatiga se ha nucleado, su velocidad y dirección de crecimiento son controlados por esfuerzos localizados y por la estructura del material en el punto de propagación de la grieta.

La propagación ocurre perpendicular al esfuerzo máximo de tensión. En un nivel microscópico, las direcciones de las propagaciones de las grietas locales son controladas en alguna medida por planos cristalográficos y pueden formarse o estar paralelos a las bandas de deslizamiento en los granos cerca de la superficie. En los granos internos, las hendiduras de las

¹⁶ "Metals Handbook", ASM Handbook Committee, 8th Edition, Vol.10, Failure Analysis and Prevention, Pag. 98

grietas usualmente se forman en la intersección de las bandas de deslizamiento con las fronteras de grano.

Después que la grieta se ha nucleado y propagado, se convierte en un concentrador de esfuerzos que puede llegar a ser más influyente que cualquier otro concentrador de esfuerzos que forme parte característica de la pieza. En este punto, el inicio de la grieta retomará el control de la dirección de la fractura.

En la escala microscópica, la extensión de la grieta ocurre bajo condiciones de esfuerzo plano. Esto proporciona una superficie plana de grano fino, caso contrario, cuando la grieta es producida bajo cargas aleatorias o secuencias de altas y bajas amplitudes de esfuerzo, se observan las marcas de playa.

Después que una grieta ha crecido a un tamaño donde cambia significativamente la capacidad de carga de la pieza, un cambio en la dirección del crecimiento de la grieta suele presentarse. Las fracturas en láminas metálicas muestran un borde cortante a aproximadamente 45° de la fractura inicial en la cara plana. En partes cilíndricas, aunque la fractura puede en general parecer planar si el nivel de los esfuerzos de operación es bajo, la apariencia superficial llega a ser más fibrosa y muestra una elevada

ductilidad, indicando un cambio en la extensión de la grieta en la fractura final instantánea. Como una regla general, a bajos esfuerzos y ciclos elevados de fatiga se produce una grieta(plano de deformación) de aristas planas.

La fractura superficial es semejante a un grano fino y ligeramente pulido cerca del lugar de la nucleación, donde la intensificación de los esfuerzos son menores. La superficie se vuelve más rugosa y más fibrosa a medida que la grieta aumenta de tamaño y la intensidad del esfuerzo se incrementa.

A elevados esfuerzos y bajos ciclos de fatiga superficial, en ciertas áreas de las fracturas completas de fatiga, la superficie encontrada es fibrosa, rugosa y presenta características típicas de condiciones de carga de esfuerzo plano.¹⁷

2.3.3. FRACTURA FINAL DE LA PIEZA

‘Cuando ya no existe suficiente metal sano en la sección transversal para soportar el esfuerzo aplicado se produce entonces la rotura final instantánea por deformación plástica o por fragilidad, de acuerdo con las

¹⁷ “Metals Handbook”, ASM Handbook Committee, 8th Edition, Vol.10, Failure Analysis and Prevention, Pag.99

propiedades del metal y su sensibilidad al efecto de entalla una vez formada la fisura. La fractura ofrece, por tanto, una zona de aspecto liso, resultante del frotamiento prolongado de los bordes de la fisura y una zona de despegue, fibrosa o granular, que acompaña a la rotura final.

Cuando la rotura se provoca después de numerosos periodos de esfuerzos, separados unos de otros por periodos de descanso o reposo, se observan en la zona de fractura por fatiga unas divisiones en líneas paralelas.¹⁸

2.4 LA APARIENCIA DE LAS FRACTURAS POR FATIGA

2.4.1 FRACTURAS DE FATIGA

Considerables estudios han sido dedicados a la apariencia de las fracturas por fatiga.

Dichos estudios tienen dos objetivos:

- a) El objetivo práctico de aprender a diagnosticar la falla por fatiga.

¹⁸ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 11

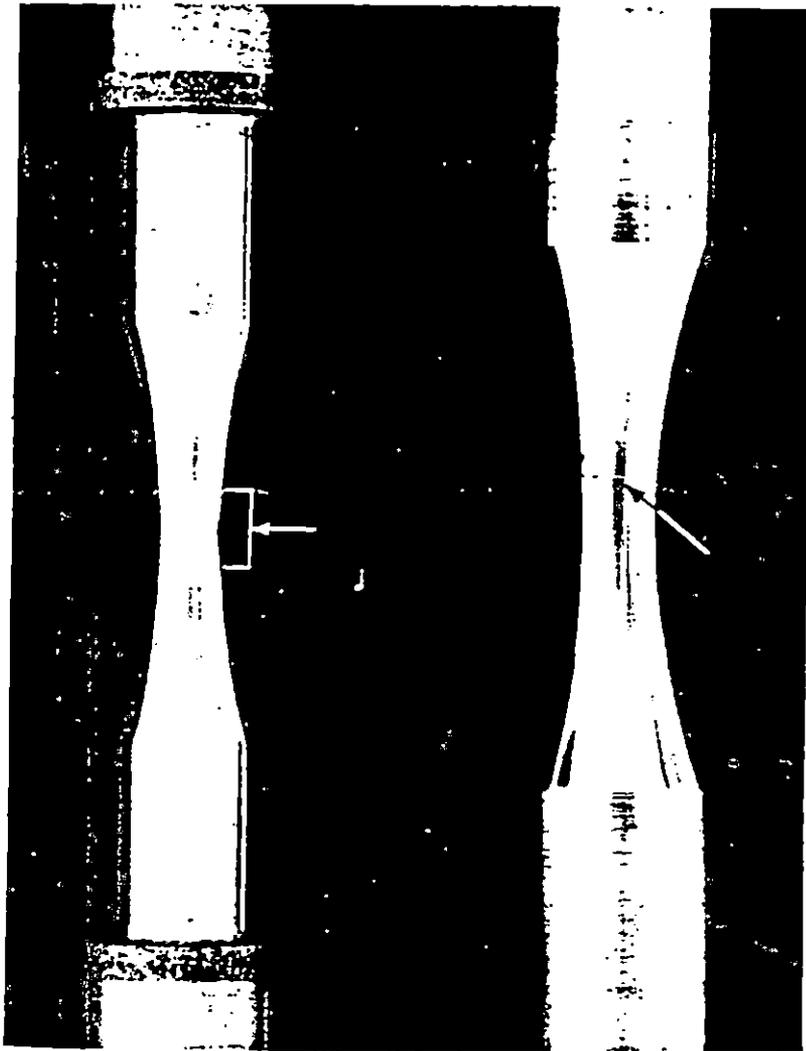
b) Deducir la información concerniente a la naturaleza básica de la fatiga.

Algunas veces es muy útil clasificar las fracturas en "Dúctiles" y "Frágiles". La figura 26a muestra una falla por tensión de una barra de acero. La naturaleza dúctil de esta falla es evidente en la sección mas angosta de la garganta, en el centro de la barra, debido a que presenta una reducción en el área transversal. La figura 26b muestra una falla por fatiga de una barra del mismo tipo de acero.

Se puede observar que la probeta falló por rotura sin ninguna reducción en la sección transversal de la garganta y como no existe un flujo plástico a gran escala, la fractura por fatiga de este tipo es comúnmente llamada "Fractura Frágil".

En general, si una pieza que ha fallado en servicio muestra evidencias de una completa deformación plástica como la falla a tensión de la figura 26a, se puede sospechar que la falla en servicio fue causada por una sobrecarga estática y no por una falla de fatiga; por lo que no todas las fracturas dúctiles en piezas metálicas, son fallas causadas por fatiga.¹⁹

¹⁹ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960, Pag. 11



A

B

A. Prueba de tensión estática.

B. Prueba de fatiga a la tensión

FIGURA 26. Falla de probetas de acero en pruebas de laboratorio. /7/

La fractura por fatiga en la mayoría de los aceros presenta dos zonas bien distintas: una de superficie mate y sedosa que constituye la fractura de fatiga propiamente dicha, y otra zona de grano cristalino más o menos aparente o fibrosa que forma la fractura final instantánea.

Ciertas partes brillantes de la fractura por fatiga propiamente dicha parecen indicar la existencia de un ludimento de las caras de la fractura una contra otra. Por otra parte, las regiones de la pieza cercanas a la fractura de fatiga no presentan alargamiento o deformación sensible.²⁰

2.4.1.1. ROTURAS POR FLEXIONES PLANAS

En la flexión unilateral, que corresponde a la sollicitación repetida en un plano definido y siempre en el mismo sentido, se pueden obtener los aspectos de la figura 27. La fisura de fatiga se origina a partir de A, sobre la fibra exterior más alargada, en un punto A, donde el esfuerzo es máximo y se desarrolla en arco de círculo que se aplanan a medida que la fisura se extiende, hasta llegar a convertirse, aproximadamente, en una recta sobre la fibra neutra. La rotura se desarrolla en arco de círculo a partir del punto donde la fisura se ha iniciado, cuando la velocidad de fisuración es uniforme en todas direcciones.

²⁰ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 11

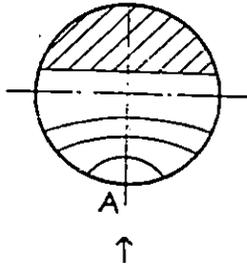


FIGURA 27. Rotura por fatiga en flexión unilateral. La rotura se inicia en el punto A, donde el esfuerzo de tracción es máximo. /2/

En la flexión bilateral, en la que la sollicitación se ejerce primero en un sentido y después en otro dentro de un mismo plano(figura 28), se comprueba la aparición simultánea de fisuras a cada lado, de tal manera que la fractura final ocupa una posición central en la sección rota y afecta la forma del menisco cóncavo.

Cuando la pieza o probeta sometida a esfuerzos está entallada circularmente, si la entalla tiene fondo agudo(perfil en v); la zona de rotura final tiene la forma de un menisco convexo.²¹

²¹ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 18

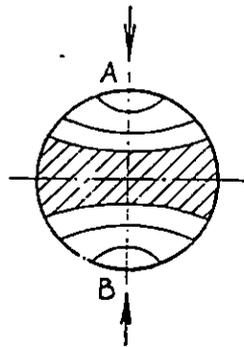


FIGURA 28. Rotura por fatiga en flexión bilateral. La rotura se inicia en los puntos A y B. /2/

2.4.1.2 ROTURAS POR FLEXIÓN ROTATIVA

En flexión rotativa, la rotura por fatiga se produce igualmente en arco de círculo alrededor de un punto de la superficie (figura 29). La fisura progresa según una serie de arcos elípticos que tienen como punto de partida una pequeña elipse, cuyo centro es el origen de la fractura. El eje menor de estas elipses se inclina progresivamente a medida que aumenta el arco, de tal manera que se obtiene finalmente el aspecto de la figura 29

Cuando se trata de una sección entallada circularmente, la zona de fractura por fatiga se inicia sobre toda la circunferencia para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección, si la rotura tiene lugar bajo una fuerte carga, o excéntrica si la rotura se efectúa bajo una carga débil (figura 30).

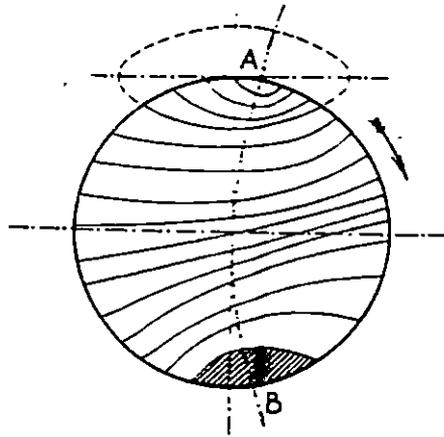


FIGURA 29. Progresión de la rotura por fatiga, en flexión rotativa. A, origen; B, rotura. /2/

En el primer caso, se puede admitir que la fisuración, muy rápida, tiene la misma velocidad radial, y los defectos superficiales de la sección tienen poca influencia; mientras que en el segundo caso esta velocidad es más débil y la fisura se origina y desarrolla con preferencia a partir del defecto más importante.

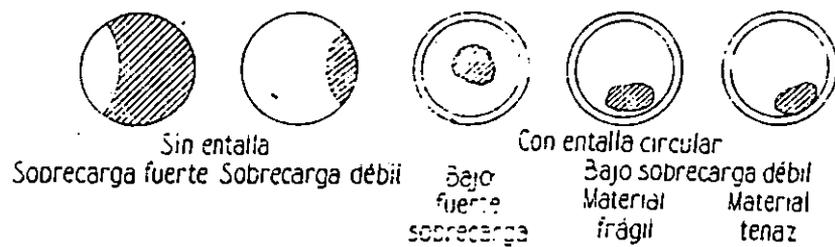


FIGURA 30. Roturas por flexión rotativa (las regiones rayadas corresponden a las zonas de rotura final). /2/

Cuando la pieza cilíndrica está atravesada por un taladro diametral, se obtiene una fractura idéntica a la de la flexión bilateral. La razón de ello es que variando el momento de inercia de la sección durante una revolución, los esfuerzos son máximos solo cuando el eje del taladro se confunde con el esfuerzo y actúan, por tanto, a cada lado de los orificios del taladro, exactamente como ocurre en la flexión bilateral.

Cuando la pieza se encuentra endurecida superficialmente, bien sea por cementación o nitruración, se observa que la fractura de fatiga nace debajo de la capa superficial endurecida. Igualmente la rotura se origina debajo de la superficie en un acero tratado de alta resistencia, cuando existe una inclusión cercana a la superficie; pero en este caso, al revés de lo que ocurre en un acero endurecido superficialmente, la fisuración inicial alcanza la superficie.²²

2.4.2 LAS GRIETAS DE FATIGA

La observación de las piezas rotas y de los ensayos de fotoelasticidad han demostrado que las grietas de fatiga tienen una dirección ortogonal a las líneas de fuerza.

²² "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR. Madrid 1957, Pag.18

Para una pieza que presenta un cambio brusco de sección, se comprueba de esta forma que la rotura de fatiga se interna en la parte más fuerte de la pieza, ya que la distribución de tensiones se verifica de acuerdo con la figura 31.

Cuando se ha producido la fisura de fatiga, se modifica el campo primitivo de líneas de fuerza, pero la dirección general de la grieta no cambia sensiblemente.

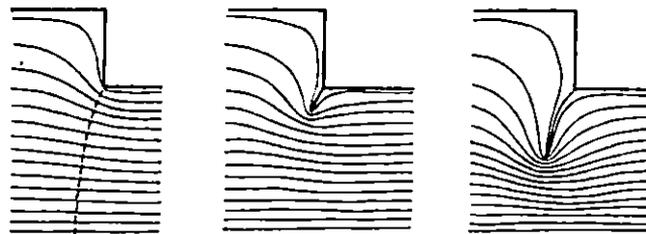


FIGURA 31. Propagación de una fisura de fatiga en una pieza con un cambio brusco de sección. /2/

Para un árbol sometido a torsiones y que presenta una ranura longitudinal con un ángulo vivo en uno de sus lados y un acuerdo redondeado en el otro, la fisura de fatiga que se origina en el ángulo vivo, es ortogonal a las líneas de esfuerzos constantes(figura 32a).

Si la ranura tiene sus dos ángulos vivos , las fisuras se originan en los dos lados a la vez, pero no son ya ortogonales a las líneas de fuerza. A consecuencia de la perturbación recíproca, las grietas tienden a aproximarse a los bordes de la pieza(figura 32b).

En el caso de un árbol estriado(figura 33), se ejercen efectos recíprocos en una y otra parte de cada grieta, y no desempeñan papel alguno

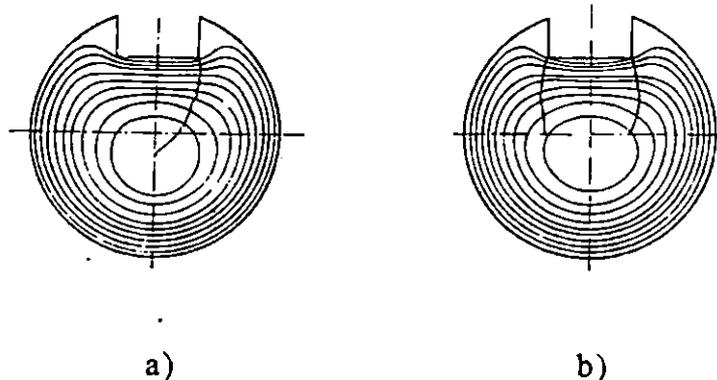


FIGURA 32. a) Trayectoria de la fisura referida al campo de líneas de torsión de un árbol con chaveteros. Se ha impedido la formación de una segunda fisura de fatiga en el ángulo izquierdo de la ranura, disponiendo en ella una superficie de acuerdo. Se evita así perturbar la forma de fisura de la derecha. b) Dos grietas de fatiga en un árbol con chavetero. A consecuencia de la perturbación recíproca , las dos trayectorias de las fisuras no son ortogonales a las líneas de fuerza del campo primitivo. /2/

éstas influencias, de manera que las grietas aparecen simétricamente dirigidas hacia el centro del árbol.²³

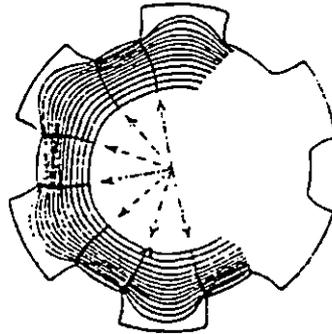


FIGURA 33. Grietas de fatiga en un árbol ranurado. /2/

2.5 RESISTENCIA Y LÍMITE DE FATIGA

El procedimiento para determinar la resistencia a la fatiga es ensayar un número de probetas similares, sometiendo cada una a un valor particular de carga fluctuante o alternante hasta su rotura; así se obtiene una relación entre la carga o esfuerzo fluctuante S y el número de ciclos para la fractura N . La figura 34 representa una curva típica carga-resistencia($S-N$). En donde N se representa por una escala logarítmica, ya que su valor puede variar entre unos millares a muchos millones.

²³ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 26

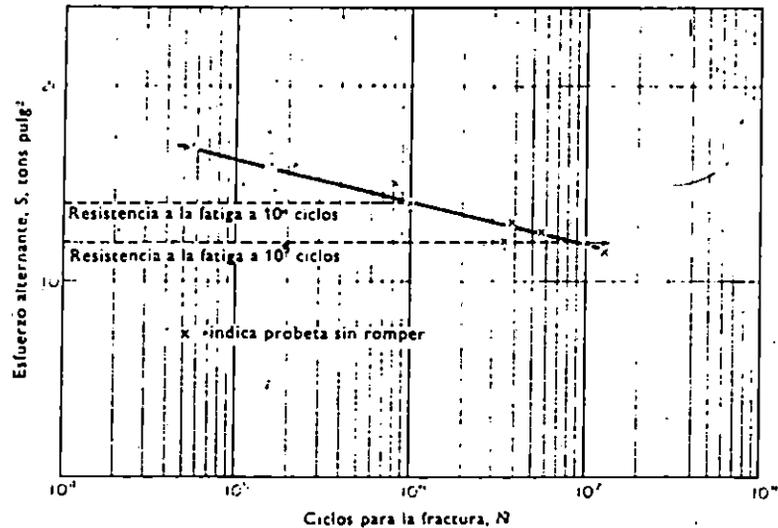


FIGURA 34. Curva S-N para la aleación de aluminio 26-S, tratada térmicamente. /5/

El esfuerzo también puede representarse en una escala logarítmica y se ha pretendido que los resultados puedan representarse por una línea recta cuando se utilice una representación doble logarítmica. Esta pretensión no está de acuerdo con la práctica, sobre todo si se incluyen los resultados a gran número de ciclos.

Un rasgo característico del comportamiento a la fatiga, es la dispersión en los resultados de los ensayos (figura 34). Parte de la dispersión puede atribuirse a errores experimentales, como una mala alineación de la probeta o una determinación inexacta del valor del esfuerzo; pero lo que parece cierto es que la dispersión es una característica inherente del comportamiento de la fatiga. Por otra parte, es

necesario realizar un gran número de ensayos si se quiere determinar exactamente la curva S-N. Se requieren normalmente ocho ensayos como mínimo y se debieran realizar más, si fuera posible. La línea dibujada en la figura 34 es la que parece ser, a ojo, el mejor ajuste de los resultados experimentales.

La resistencia a la fatiga se define como el valor máximo del esfuerzo alternante(o fluctuante) que resistirá, sin fallo, un material para un número dado de ciclos. Esto se ve en la figura 34; la resistencia a la fatiga para el fallo después de 10^6 ciclos es igual a unos 14 ton/pulg² y para el fallo después de 10^7 ciclos es igual a unos 12 tons/pulg². Como el valor de la resistencia a la fatiga depende del número de ciclos para el fallo, este número se dará cuando esté determinada la resistencia a la fatiga.

El diagrama S-N representa una línea inclinada en la cual las probetas se rompen y otra horizontal, por debajo de la cual las probetas no se rompen. La sollicitación a la cual la curva llega a ser horizontal se conoce como límite de fatiga.

Los metales que presentan un límite de fatiga son, entre otros, el hierro forjado y la fundición, los aceros de baja y media resistencia, los aceros inoxidable, las aleaciones de aluminio-magnesio y algunas

aleaciones de titanio. Se cree que este es el comportamiento normal para la mayoría de los metales y no es así; y probablemente los no metales no presentan límite de fatiga.

El concepto erróneo ha surgido porque la mayoría de las investigaciones antiguas y modernas se han realizado en aceros. Esto ha provocado un uso demasiado amplio del término límite de fatiga, que debería de usarse solamente para aquellos metales cuyas curvas S-N presentaran un tramo horizontal. La aparición de un límite de fatiga puede explicarse si existe un cambio gradual en la estructura del metal, inducido por los esfuerzos cíclicos, que contrapesa el efecto perjudicial del esfuerzo.

A veces la práctica consiste, particularmente cuando se ensayan grandes piezas de ingeniería, en aplicar a la probeta un valor bajo de esfuerzos y si no falla en un número dado de ciclos, elevar este valor y ensayar de nuevo, repitiendo este método hasta que aparezca el fallo. Este método tiene el mérito de conservar las probetas, pero el resultado debería de ser siempre comprobado por otro ensayo a mayor esfuerzo en una probeta sin ensayar porque algunos metales, como los aceros al carbono, pueden tener mayor resistencia por este procedimiento, y correr el peligro de obtener resultados optimistas de la resistencia a la fatiga.²⁴

²⁴ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag. 26

2.5.1 NOMENCLATURA UTILIZADA EN LA PRESENTACIÓN DE DATOS DE FATIGA

Como podría esperarse, numerosos investigadores que han estudiado el fenómeno de fatiga, no han utilizado una nomenclatura estandarizada. La American Society for Testing and Materials(A.S.T.M.), publicó el manual de pruebas de fatiga y sugirió una serie de simbolos y definiciones estandarizados; los cuales se resumen a continuación:

Ciclo de Esfuerzo: Un ciclo de esfuerzo es la sección de la función esfuerzo-tiempo, la cual es repetida periódicamente y de forma idéntica. La figura 35 ilustra los ciclos de esfuerzos comúnmente utilizados e indica algunos otros términos.

Esfuerzo Nominal(S): Es el esfuerzo calculado en la sección transversal por una simple teoría como $S = Mc/I$ sin tomar en cuenta la variación de las condiciones de esfuerzo causadas por las discontinuidades geométricas como son agujeros, aristas, filetes, etc.

Esfuerzo Máximo($S_{máx}$): Es el más alto valor algebraico del esfuerzo en un ciclo(los esfuerzos de tensión son considerados positivos y los esfuerzos de compresión negativos).

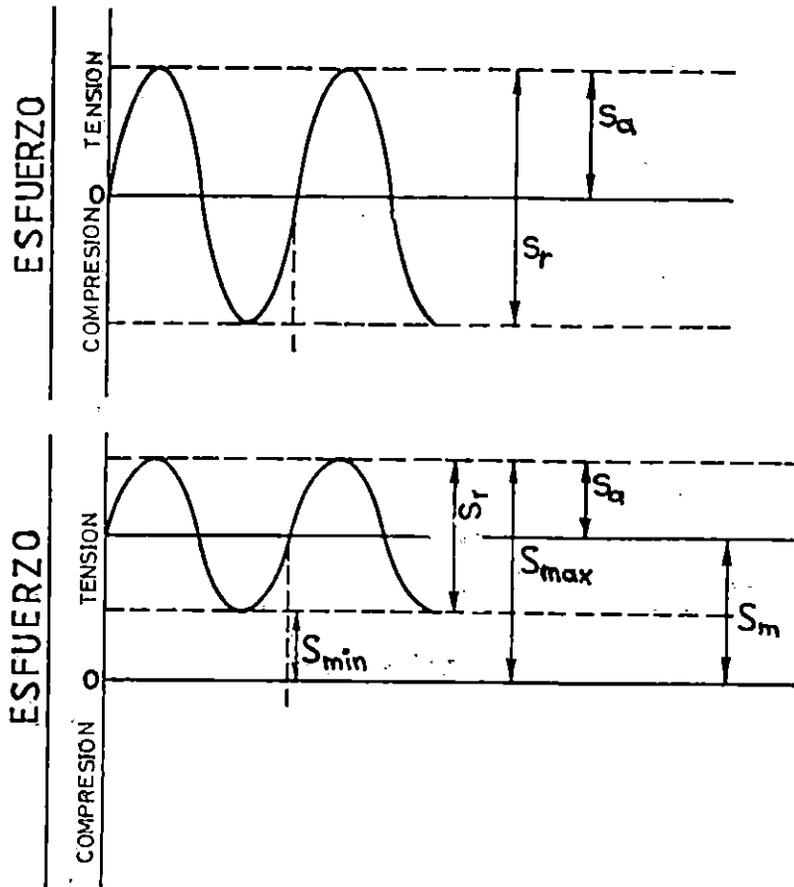


FIGURA 35. Ciclos de esfuerzos comunes en pruebas de fatiga. /7/

Esfuerzo Mínimo (S_{min}): Es el más bajo valor algebraico del esfuerzo en un ciclo.

Rango de Esfuerzos (S_r): Es la diferencia algebraica entre el esfuerzo máximo y mínimo en un ciclo, esto es, $S_r = S_{m\acute{a}x} - S_{m\acute{i}n}$. Para la mayoría de los casos de prueba de fatiga, el esfuerzo varía igualmente sobre y bajo el esfuerzo cero, pero otros tipos de variación pueden ser ensayados.

Amplitud de Esfuerzo Alternante(S_a): Es igual a la mitad del rango de esfuerzos, lo que significa $S_a = S_r / 2$.

Esfuerzo Principal(S_m): Es equivalente a la media algebraica del esfuerzo máximo y mínimo en un ciclo, esto es igual a $S = (S_{m\acute{a}x} + S_{m\acute{i}n}) / 2$.

Razón de Esfuerzos(R): Es la relación entre el esfuerzo mínimo y esfuerzo máximo en un ciclo, lo que significa. $R = S_{m\acute{i}n} / S_{m\acute{a}x}$

Ciclo de Esfuerzos de Endurecimiento(n): Es el número de ciclos en los cuales el espécimen se ha endurecido a una determinada etapa de la prueba de fatiga.

Vida de Fatiga(N): Es el número de ciclos de esfuerzo que puede ser soportado por una probeta o espécimen de prueba, para una determinada condición de carga.

Diagrama S-N: Es un ploteo de esfuerzos contra número de ciclos de falla (usualmente se grafica S versus $\log N$).

Límite de Fatiga(S_e): Es el valor del esfuerzo bajo el cual un material puede presumiblemente durar un infinito número de ciclos de

esfuerzo, esto significa que es el esfuerzo al cual el diagrama S-N se vuelve horizontal.²⁵

2.5.2 RELACIÓN ENTRE EL ESFUERZO Y LA DEFORMACIÓN DURANTE LA FATIGA

Aunque las fracturas por fatiga aparecen normalmente con aspecto frágil, la observación de la estructura del metal o por medidas del esfuerzo y la deformación durante un ensayo de fatiga muestran a menudo alguna deformación plástica. En la figura 36 se representa la relación entre esfuerzo y deformación aplicando esfuerzos alternantes a la que aparece la deformación plástica.

En la primera carga en tensión, se obtiene una curva de la forma OC(figura 36a) similar a una curva esfuerzo-deformación estática. A bajos esfuerzos la deformación es totalmente elástica y la curva sigue la línea OB elástica, pero mas allá del límite elástico aparece deformación plástica que aumenta con el esfuerzo. En la descarga, la deformación sigue la línea CD, que para metales a temperatura ambiente es usualmente paralela a la línea OB elástica.

²⁵ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960. Pag. 22

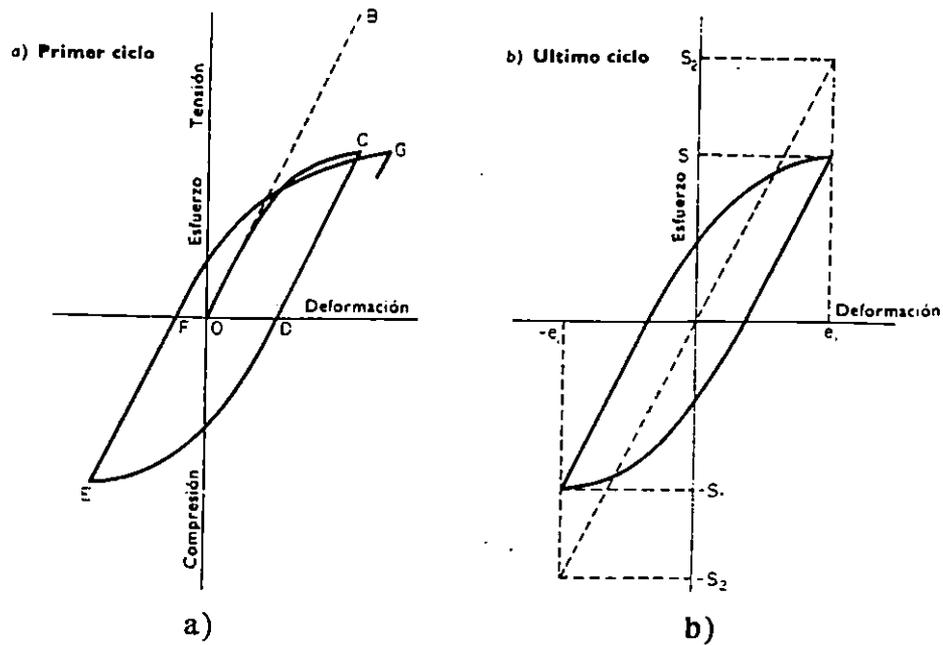


FIGURA 36. Ciclo de histéresis esfuerzo-deformación. /5/

En la carga en compresión, empieza la deformación plástica en la dirección opuesta para un valor bajo del esfuerzo de compresión, dando la curva DE.

En la descarga de compresión, se obtiene la línea EF, paralela a la línea elástica; recargando ahora en tracción da la curva FE. Si los esfuerzos alternantes son iguales en tensión y compresión, la deformación por tracción será compensada por la de compresión y se obtendrá después de pocos ciclos de esfuerzos una figura cerrada, o ciclo, como se ve en la figura 36b. La aparición de un ciclo esfuerzo-deformación proviene del retraso de la deformación en relación con el esfuerzo y esto se conoce como ciclo de Histéresis. La deformación durante un ciclo de esfuerzos es igual a

la suma de las deformaciones elástica y plástica. Suponiendo que las líneas de descarga CD y EF son paralelas a la línea elástica, la anchura del ciclo de Histéresis FD es igual a la deformación plástica.

Durante un ensayo de fatiga, en esfuerzo constante, la deformación plástica en cada ciclo puede variar, durante el curso del ensayo. La deformación plástica depende estrechamente del esfuerzo; esto se ve, representado el esfuerzo alternante, frente a la deformación alternante, para dar una curva esfuerzo-deformación dinámica. Tales curvas se muestran en la figura 37; éstas se obtuvieron, representando el esfuerzo alternante, frente al valor medio de la deformación alternante, durante el curso de un ensayo de fatiga.

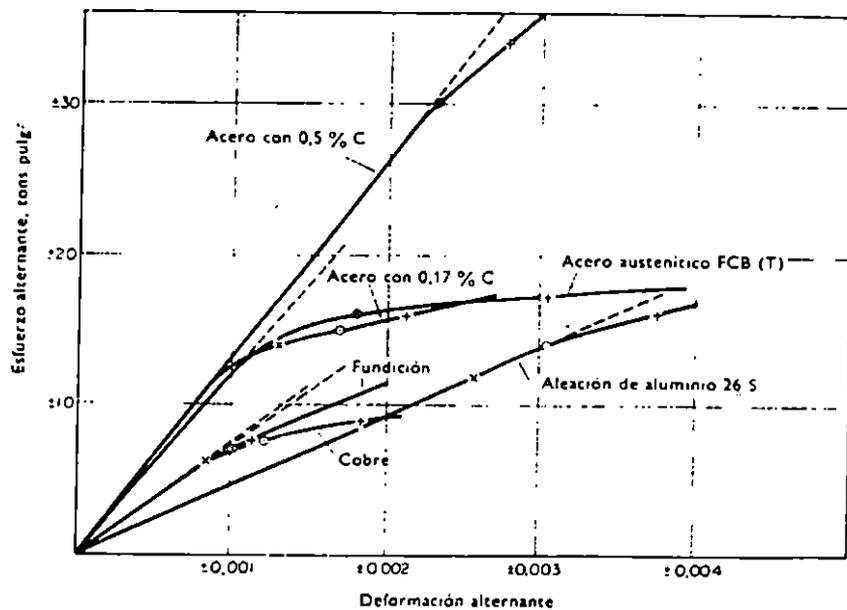


FIGURA 37. Curvas esfuerzo dinámico-deformación para varios metales. /5/

En cada una de estas curvas se indica el esfuerzo alternante correspondiente a fallos a 10^5 , 10^6 , y 10^7 ciclos. Algunos materiales, principalmente aceros suaves y austeníticos, muestran una deformación plástica en cada ciclo, e incluso a esfuerzos por debajo de sus límites de fatiga, mientras que otros materiales, por ejemplo, aceros aleados de alta resistencia y aleaciones de Aluminio, no muestran deformación plástica detectable, a menos que el esfuerzo esté por encima del valor del fallo en 10^5 ó 10^6 ciclos.

El área de un ciclo de histéresis representa el trabajo hecho en el material durante el ciclo de esfuerzo. Una pequeña proporción de este trabajo, puede almacenarse en el material, como un resultado de la distorsión permanente de la estructura, pero la mayor parte de él, se disipa como calor.

Cuando se somete a ensayos de fatiga a metales que muestran gran histéresis, la disipación de calor puede dar lugar a un apreciable aumento de la temperatura de la probeta, particularmente a esfuerzos grandes en máquinas de fatiga de esfuerzo directo, en donde la totalidad de la sección de ensayo está sometida al esfuerzo máximo.

Como la resistencia a la fatiga del material está afectada por la temperatura, será necesario algún medio de enfriamiento y deberá de medirse la temperatura de la probeta. El área de un ciclo de histéresis es, por lo tanto, una medida de la capacidad de amortiguación del metal.²⁶

2.6 INFLUENCIA DE DIVERSOS FACTORES SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Son numerosos los factores, cuya influencia se ha estudiado desde el punto de vista de la fatiga. Independientemente del metal, se pueden citar:

1. Las condiciones de aplicación de los esfuerzos(frecuencia de los esfuerzos alternados, sucesiones de períodos de reposo y períodos de esfuerzos, sobrecargas y variaciones momentáneas de esfuerzos, etc).
2. La forma de las piezas, estado y naturaleza de su superficie.
3. Temperatura
4. Agentes químicos(corrosión, oxidación).²⁷

²⁶ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag. 28.

²⁷ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR. Madrid 1957, Pag. 243.

2.6.1 INFLUENCIA DE LA FRECUENCIA

La mayoría de las máquinas de fatiga operan a frecuencias entre 500 y 10,000 ciclos por minuto y, en este intervalo, la resistencia a la fatiga de la mayor parte de los materiales, basados en un determinado número de ciclos para el fallo, está poco afectada por la frecuencia. En general, hay una ligera disminución de la resistencia a la fatiga cuando decrece la frecuencia. Hay dos factores que pueden contribuir a este comportamiento.

Primero, la fatiga puede referirse a la cantidad de deformación plástica que aparece durante un ciclo de esfuerzo, a frecuencias altas hay menos tiempo, durante cada ciclo de esfuerzo, para que aparezca la deformación, así el deterioro que resulta puede ser menor. Este efecto es más importante a alta temperatura como se verá más adelante.

En segundo lugar, es conocido el efecto corrosivo de la atmósfera para reducir la resistencia a la fatiga de algunos materiales, y podría esperarse una mayor reducción a frecuencias bajas. Otro factor que puede influir en el efecto de la frecuencia es el aumento de la temperatura del material por histéresis o por amortiguación interna; aumentará con el aumento de la frecuencia.

Para los aceros, el límite de fatiga no se afecta por frecuencias entre 200 y 5000 ciclos por minuto, pero hay un pequeño efecto a esfuerzos mayores. Esto se ve en los resultados de la tabla 2.

Material	$\frac{\text{Resistencia a la fatiga de 10 000 c/min}}{\text{Resistencia a la fatiga a 350 c/min}}$
Acero, 0,12 % C	1,07
Acero, 0,25 % C	1,05
Acero, 0,35 % C	1,05
Acero, 0,60 % C	1,00
Acero, 3 % Ni	1,02
Acero, 3 % Ni, 0,8 % Cr	1,03
Acero, 3 % Ni, 0,8 % Cr, 0,3 % Mo	1,02
Acero, 4 % Ni, 1 % Cr	1,01
	$\frac{\text{Resistencia a la fatiga a 8000 c/min}}{\text{Resistencia a la fatiga a 350 c/min}}$
Aleación de Al-Cu (17S-T)	1,01
Aleación de Al-Cu (24S-T)	1,00
Aleación de Al-Zn (75S-T)	1,03
Aleación de Al-Mn (A51S-T)	1,00

TABLA 2. Influencia de la frecuencia de ensayo en la resistencia a la fatiga de aceros y de aleaciones ligeras. /5/

Los ensayos se hicieron a tensión pulsante con probetas planas y los resultados se basaron en el fallo a un millón de ciclos. Ello se debe a que aumenta el calentamiento por frotamiento interno, incluso hasta el punto de poner el metal al rojo.²⁸

²⁸ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag. 141.

En la tabla 3 se muestran los resultados de un ensayo de flexión rotativa a diferentes velocidades, de 10,000 a 30,000 rpm, obtenidas por medio de una turbina de aire comprimido que arrastraba la probeta; sus resultados se han comparado con los datos obtenidos a la velocidad de 1500 rpm.²⁹

Material ensayado	LÍMITES DE FATIGA EN Kg/mm ² *				
	Probetas lisas			Probetas entalladas **	
	1500 r.p.m.	10000 r.p.m.	30000 r.p.m.	10000 r.p.m.	30000 r.p.m.
Acero dulce SAE 1020 ...	21,9	21,9	23,3	15,5	17,5
Acero inoxidable	42,2	44,3	48,5	18,3	19,7
Acero especial SAE-4140.	69	69,6	72	32,3	33
Acero para railes	35,2	35,2	35,9	18,3	19
Fundición especial	18,3	18,3	20,4	15,5	16,9
Latón	14,1	16,9	19,0	8,4	9,1
Duraluminio	10,6	10,6	12	8,5	9,1

* A 50 millones de ciclos.
 ** A 60': profundidad, 0,25 mm; radio, 0,12 mm.

TABLA 3. Influencia de la velocidad en flexión rotativa. /2/

2.6.2 INFLUENCIA DE LAS VARIACIONES MOMENTÁNEAS DE LOS ESFUERZOS. SOBREFATIGA Y SUBFATIGA

²⁹ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 245.

El límite de fatiga de un metal no es una constante. Puede aumentarse o disminuirse sensiblemente por el servicio a que se sometan las piezas. Los órganos de máquinas funcionan frecuentemente con cargas o bajo regímenes variables, que se traducen en esfuerzos igualmente variables en amplitud. Estos esfuerzos pueden, en ciertos momentos y durante cortos períodos, superar el límite de fatiga.

Es interesante conocer la resistencia a la fatiga del metal en tales condiciones. Si se aplican momentáneamente esfuerzos alternados a una probeta y estos esfuerzos son superiores al límite de fatiga, se encuentra posteriormente un límite de fatiga inferior al primitivo. Esto es válido incluso si los esfuerzos son excesivos, pero aplicados durante poco tiempo, o si son ligeramente superiores al límite y aplicados un gran número de veces.

Este efecto ha sido denominado por los ingleses Overstressing, es decir, sobrefatiga.

Los aceros duros son más sensibles que los aceros dulces al daño debido a sobrefatiga. Este hecho está en relación próxima con la sensibilidad a la entalla, que varía de la misma manera.

Por el contrario, si la probeta ha soportado con anterioridad un gran número de esfuerzos alternados, ligeramente inferiores al límite de fatiga, se encuentra un nuevo límite más elevado. Este efecto, por oposición al precedente, es llamado Understressing, o sea subfatiga.

Corresponde, en cierta manera, a una adaptación del metal a la fatiga. Estos fenómenos pueden explicarse admitiendo que el límite de elasticidad se ha elevado por la aplicación de los esfuerzos alternados, de tal manera que el metal adquiere un nuevo límite de fatiga; esta adaptación es, sin embargo, muy limitada, y si se sobrepasa, se produce la rotura muy rápidamente.

La adaptación es mayor en los metales dúctiles que en los frágiles. Puede corresponder a una elevación del límite de fatiga de un 30%. Como en el caso de la acritud por deformación, se puede admitir que se produce un deslizamiento plástico en el metal sometido a esfuerzos variables. El efecto de la subfatiga va acompañado, en efecto, de un endurecimiento del metal, correspondiente a una elevación de la carga de rotura y una disminución del alargamiento de tracción, así como de la estricción.

En los ensayos de flexión rotativa, esta influencia es poco apreciable porque solo son afectadas las fibras externas. El daño producido por la sobrefatiga puede repararse por una subfatiga conveniente.

La subfatiga progresiva aplicada a un material sobrefatigado puede no sólo reparar el perjuicio, sino también procurar una mejoría sensible del límite de fatiga. La aplicación de una sobrecarga intermedia de amplitud más débil actúa favorablemente sobre la duración anterior a la rotura, cuando tiene lugar pronto y durante un tiempo suficientemente corto. Aplicada demasiado tarde o durante un tiempo excesivo, disminuye la duración.

Una sobrecarga intermedia más elevada tiene siempre una influencia desfavorable, y ésta es tanto mayor, cuanto antes se intercale (Fig. 38, esquema II b). Tres sobrecargas diferentes, escalonadas en orden creciente, tienen una influencia favorable sobre la duración (figura 38, esquema IIc), mientras que en orden decreciente su influencia es desfavorable (figura 38, esquema II d).

Debe observarse que, esta influencia no se manifiesta cuando las diferentes sobrecargas corresponden a esfuerzos intermitentes, en lugar de alternados. Se observará cuán complejo se presenta el comportamiento de

los metales a fatiga en el caso en que las sollicitaciones no tengan una amplitud constante. Las sobrecargas momentáneas tienen un efecto muy variable, dependiente del valor de esfuerzos aplicados anterior o posteriormente.

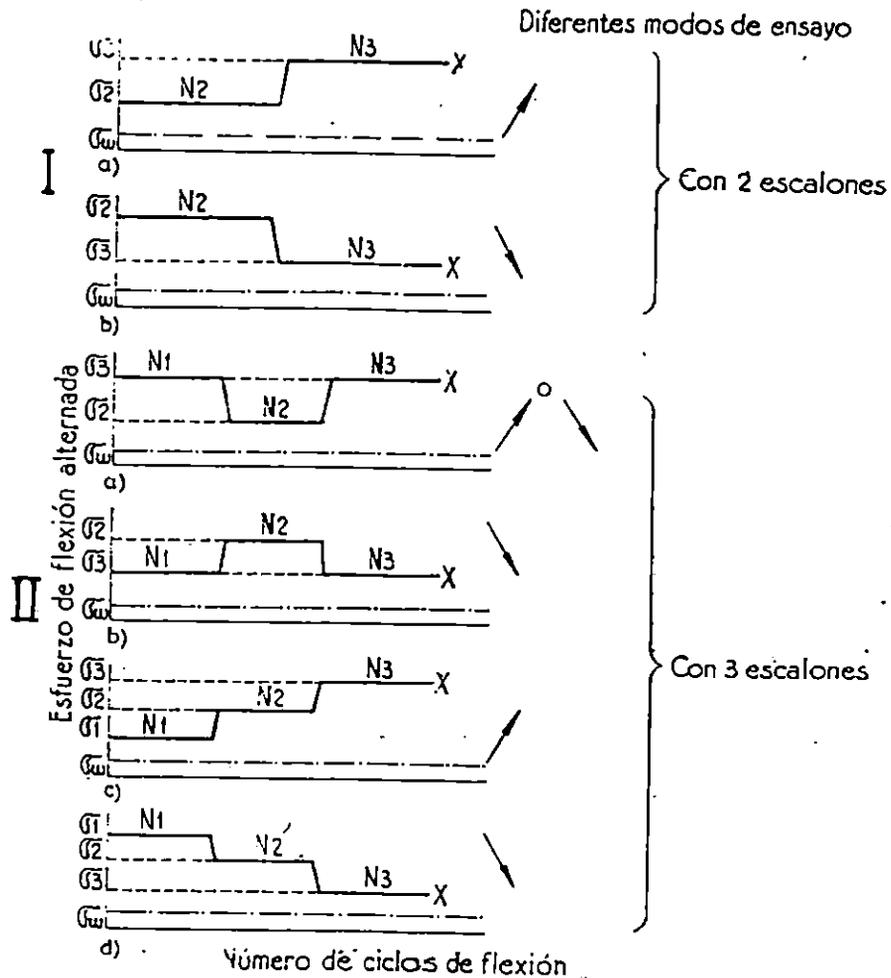


FIGURA 38. Ensayos con varios escalones de carga con órdenes diferentes en la sucesión de las cargas. /2/

El límite de fatiga, tal como se determina habitualmente, no podrá ser considerado como una característica suficiente para calificar la resistencia a la fatiga de las piezas de máquinas. Es preciso también conocer la variación en el tiempo de los ciclos de esfuerzos y la aptitud del metal para soportar las sobrecargas³⁰.

2.6.3 INFLUENCIA DE LAS IMPERFECCIONES DEL MATERIAL

Se estableció desde hace tiempo que las piezas mecanizadas de manera basta rompen por fatiga más rápidamente que las piezas que han sido objeto de un cuidadoso pulido. Las rayas de mecanizado, incluso las muy poco profundas, como las producidas por arañazos de una herramienta, pueden afectar considerablemente la resistencia a la fatiga, como se muestra en la tabla 4.

El sentido de las rayas producidas en el mecanizado tiene importancia. Las rayas circunferenciales afectan más que las rayas longitudinales. Esta influencia se aprecia especialmente en piezas sometidas a fatiga por flexión o torsión, en las cuales los esfuerzos máximos se localizan en las capas superficiales. Por esta razón, la probeta

³⁰ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud. Editorial AGUILAR, Madrid 1957. Pag. 247.

de flexión rotativa se mecaniza mediante rectificado longitudinal. De esta manera las rayas tienen una influencia despreciable.

Acero	R. Kg/mm ²	LÍMITE DE FATIGA. EN Kg. mm ²	
		Probeta pulida	Probeta arañada
Mn-Si	119,5	62	25
Cr-Ni-W	121,2	59-60	26
Cr-Mo-Va	117,8	58	27
Cr-Ni	122,9	60-61	25
Cr-Ni-W-Va	117,4	59	27

TABLA 4. Límites de fatiga por flexiones alternadas, con y sin arañazos(entalla aguda de 0.1mm de profundidad semejante a una señal de herramienta). /2/

Se ha estudiado la influencia de los diferentes sistemas de mecanizado y grado de pulido. Las probetas ensayadas(a flexión entre dos apoyos) de un acero con 0.33% de C, tenían un diámetro de 11.4 mm; se consideró el límite de fatiga para 6 millones de alternancias.

La tabla 5 resume los resultados obtenidos. Parece, por tanto, que el estado superficial obtenido por el rectificado con muela fina, que es el procedimiento industrial de mecanizado más cuidadoso, influye muy débilmente sobre la fatiga. El límite de la fatiga resulta notablemente disminuido al pasar de una superficie pulida a otra basta. El acero extradulce es menos sensible que el acero duro a la falta de pulido. En probetas de fatiga muy pequeñas, las modificaciones en las capas

superficiales ocasionadas por el mecanizado pueden afectar sensiblemente la resistencia a la fatiga.

El torneado de probetas pequeñas (diámetro 1.5 mm), seguido de un terminado con tela de esmeril y después con papeles esmeril de los números 00 y 0000, tiene una influencia sobre las propiedades de amortiguación y sobre la resistencia a la torsión alterna, así como sobre la dispersión de los resultados.

Modo determinado	Profundidad máxima de las rayas en	Reducción del límite de fatiga (%)
Torno	0.04	12
Lima basta	0.021	18-20
Lima fina	0.01	5-7
Esmeril fino	0.004	2-3
Muêla fina	0.005	4
Pulido especular	0	0

TABLA 5. Influencia de la calidad del terminado. /2/

Para un acero eutectoide, el límite de fatiga es, aproximadamente, un 15% más elevado con probetas recocidas en el vacío después del mecanizado, que con probetas mecanizadas después del recocido.

Sometiendo las probetas a reposos prolongados, seguidos de recocidos contra acritud en el vacío a baja temperatura, 300-400°C, se

hacen desaparecer las tensiones debidas al mecanizado. Con esta precaución se encuentra una dispersión completamente normal en los resultados de los ensayos de fatiga.

Un factor muy importante, que es difícil separar de la microgeometría de la superficie, es el de las tensiones que se crean durante el mecanizado y que dependen de las condiciones de trabajo de la herramienta o muela. De acuerdo con esto, un torneado lento y una buena refrigeración pueden crear esfuerzos de compresión, mientras un torneado rápido o un rectificado con muela sin refrigeración pueden provocar la formación de esfuerzos de tensión en la capa superficial deformada.

Las marcas en frío (letras, cifras, granetazos de control, etc.) constituyen orígenes de rotura por fatiga. Interesa que dichas marcas, si son indispensables, se hagan en regiones de las piezas que trabajan al mínimo; por ejemplo en su extremo. También, se han investigado para diversos aceros de construcción, la influencia que tiene sobre la fatiga el estado de la superficie que deja el estado bruto de forja.

La influencia de la superficie bruta de forja y tratamiento térmico no es muy marcada en el acero dulce, pero es importante en los otros aceros. Cuando piezas forjadas de acero duro al carbono o de aceros especiales

deban estar sometidos en servicio a esfuerzos elevados, es indispensable su mecanización. Se puede, en cierta medida, atenuar esta influencia de la superficie bruta de forja efectuando una recarburación superficial mediante cementación o cianuración.

Otro factor que influye en el límite de fatiga es la naturaleza de la superficie. El endurecimiento de la superficie por los diferentes procedimientos de acritud (trefilado, martillado, laminado, moleteado, etc.) lleva consigo un aumento del límite de fatiga. Lo mismo ocurre con la cementación, cianuración y nitruración. Así en un acero ordinario al carbono, cementado y templado, el límite de fatiga alcanza los 45 kg./mm², mientras que con simplemente el temple, el límite no es más que de 30 kg./mm².

Se puede obtener un aumento muy acusado de la resistencia a la fatiga por medio de cementación seguida de temple, con relación al temple único, en probetas con un taladro radial. En torsiones alternas, el límite de fatiga se eleva de 10 a 20 kg/mm² y en flexión alterna de 21 a 44 kg/mm².

La cementación seguida de temple tiene por efecto crear en la superficie esfuerzos de compresión y en el núcleo esfuerzos de tracción, de tal manera que si se representa la variación de los esfuerzos propios

debidos al tratamiento y a la variación del esfuerzo de tracción debido a la flexión, la resultante de ambos tiene por efecto disminuir el esfuerzo en la superficie y aumentarlo en el núcleo. La rotura por fatiga se origina, así, bajo la capa cementada.

El endurecimiento superficial producido por la cementación seguida de temple no explica completamente el aumento de la resistencia a la fatiga, porque sobre probetas de acero duro al carbono templadas se encuentran límites de fatiga más débiles que sobre probetas cementadas y templadas, siendo en ambos casos idéntico el contenido de carbono en la superficie.

Con la nitruración se puede obtener, en los aceros especiales aptos para este tratamiento, límites de fatiga particularmente elevados como se muestra en la tabla 6.

Composición del acero	LÍMITES DE FATIGA(kG/MM ²)	
	Tratado	Tratado y nitrurado
0.2%C; 2.7%Cr; 1.5%Ni; .24%Mo	40	50
0.35%C; 1.4%Cr; 1.8%Ni; 0.25%Mo	52	62
0.25%C; 1.7%Cr; 0.3%Mo; 0.25%Va	56	65

TABLA 6. Influencia de la nitruración en el acero. /2/

Cuando se tiene que construir una probeta se debe tener cuidado con el sentido de las fibras del metal. Por otra parte, sabemos que la forja o la laminación tienen por efecto dar al metal una estructura fibrosa a causa de la orientación de los dendritos en el sentido de la deformación del metal.

Sí, partiendo de un lingote redondo de acero obtenemos por foja una barra, las características mecánicas, especialmente el alargamiento y la resiliencia, tienen su valor máximo en sentido longitudinal, es decir, en el mismo de la barra. Transversalmente, esto es, en sentido perpendicular a las fibras, las características mecánicas son frecuentemente inferiores a las que posee el metal colado que no tiene orientación sensible.

La orientación de la textura puede atenuarse ligeramente por un tratamiento de recocido o de temple posterior a la forja. El tratamiento térmico, al provocar la solución del carbono (en el caso de los aceros), produce cierta homogeneidad, pero las inclusiones no metálicas no son afectadas y marcan la dirección transversal de una forma indeleble. Con deformaciones elevadas se crea, especialmente en los aceros impuros, una estructura en forma de láminas o lascas que se traduce en las probetas de resiliencia en roturas con aspecto de madera podrida.

En las piezas forjadas es preciso notar que la orientación de las fibras no puede hacerse más que según radios bastante amplios, de manera que el mecanizado final puede cortar las fibras; en este caso entran en juego las propiedades transversales de resistencia a la fatiga. En lugar de emplear materias primas normales y colar en lingotes grandes es ventajoso utilizar materias primas elegidas y colar en pequeños lingotes. Los ensayos con probetas entalladas no muestran ninguna diferencia, lo que indica que para una entalla aguda el sentido de las fibras es secundario³¹.

2.6.4 INFLUENCIA DE LAS DIMENSIONES DE LAS PIEZAS

Debe considerarse la influencia de la dimensiones o efecto de escala para permitir la comparación no sólo entre la resistencia a la fatiga de las piezas de máquinas y la obtenida con las probetas, que son, por lo general, de pequeñas dimensiones, sino también la resistencia a la fatiga de probetas de secciones diferentes y de la misma forma.

Trataremos estos dos casos según que la sollicitación sea uniforme o no uniforme.

³¹ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 323

a) Efecto de la dimensión con sollicitación uniforme: Por sollicitación uniforme debemos entender una sollicitación axial de tracción o compresión actuando normalmente sobre una sección sin entalla de material homogéneo. Se dice entonces que el campo de esfuerzos es uniforme y uniaxial.

En una sección circular de la probeta de ensayo, situada suficientemente lejos de las cabezas de fijación, el esfuerzo es uniforme; por el contrario, si la sección es rectangular, en las mismas condiciones las aristas parecen estar sometidas a un esfuerzo más elevado que las demás regiones de la sección, porque la fisura se inicia preferentemente en la arista.

Esto puede ser debido a microgrietas que hacen el papel de entallas e igualmente al hecho de que los cristales situados sobre la arista son los que más libertad tienen para deformarse. Incluso en el caso de una sección circular, es lógico pensar que las fisuras de fatiga se originan preferentemente en la superficie, a causa de irregularidades de mecanizado y por causa también de que los cristales superficiales tienen mucha mayor libertad de deformación que los cristales interiores y, además, porque aquéllos están sometidos a corrosión atmosférica, que constituye un factor nada despreciable en fatiga.

Para probetas de dimensiones habituales, el número de cristales es de un orden de magnitud suficientemente elevado para que la heterogeneidad cristalina no intervenga; no obstante esto, la distribución estadística de los defectos tenderá a asignar una resistencia a la fatiga más baja a medida que aumenta la sección sometida a un esfuerzo uniforme. Sin embargo, no parece que este factor sea muy importante.

b) Efecto de la dimensión con sollicitación no uniforme: En el caso de flexión plana o rotativa es importante el efecto de dimensión. Se ha encontrado que la flexión rotativa, con probetas de 7.52mm, 17.2mm y 27.3 mm de diámetro, cifras (tabla 7) indicativas de que el límite de fatiga disminuye al aumentar el diámetro.

Acero	R, Kg/mm ²	LÍMITE DE FATIGA. EN Kg/mm ²		
		Probeta d=7.52	Probeta d=17.2	Probeta d=27.3
Ordinario 0.1% C. re-	41.5	27	--	25
cocido	117	60	56	52
Ni-Cr; tratado				

TABLA 7. Influencia del diámetro sobre el límite de fatiga a flexión rotativa. /2/

La explicación de estos hechos reside en la intervención de las subcapas y en la deformación plástica de las capas superficiales. En flexión, las capas internas están menos extendidas o comprimidas que las

superficiales, y todo ocurre como si tendiesen a oponerse a las deformaciones de estas últimas. Se produce un defecto de arrastre cuya intensidad depende de la sección, es decir, del gradiente de los esfuerzos desde la fibra externa a la fibra neutra.

El efecto de arrastre está, en suma, caracterizado por la sobre elevación de la resistencia a la fatiga por flexión respecto a la resistencia a la fatiga correspondiente a tracción-compresión. La influencia de la dimensión se atenúa cuando se trata de piezas huecas sometidas a flexión; llega a ser nula en el caso de solicitaciones axiales, a condición de que el metal sea homogéneo en los límites de las dimensiones estudiadas.

Cuando el espesor de pared de la pieza hueca es muy débil, la diferencia de los esfuerzos en una y otra parte de la pared es también muy débil, y el efecto de arrastre tiende a ser nulo; no obstante, el gradiente de esfuerzos es el mismo que para una pieza maciza del mismo diámetro.

En las solicitaciones de torsión, la intervención de las capas internas es idéntica a la de las solicitaciones de flexión. Cabe esperar, pues, encontrar límites de fatiga tanto más pequeños cuanto mayor sea el diámetro. Así, si se ejercen esfuerzos de manera no uniforme en la sección

de la pieza, la resistencia a la fatiga, expresada en Kg/mm^2 , disminuye al aumentar la sección.

La experiencia confirma que en tracción-compresión los resultados encontrados son independientes de la sección. Por tanto, para determinar el valor límite antes citado es preferible ensayar pequeñas probetas por tracción-compresión, mejor que probetas de gran sección en flexión rotativa.

La influencia de la dimensión constituye un aspecto general denominado **adaptación**, que reside en la facultad que tienen las capas sucesivas de deslizar plásticamente unas sobre otras, y es tanto más elevada, en un metal dado, cuanto mayor sea la diferencia entre los esfuerzos soportados por dichas capas.³²

2.6.5 INFLUENCIA DE LA FORMA DE LA SECCIÓN

Se han comparado los límites de fatiga a flexión plana alternada de probetas de sección circular de diámetro d y de sección cuadrada de lado igual a d con dos lados paralelos o formando 45° con la línea neutra, e

³² "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 282.

igualmente, con probetas de sección cuadrada con dos aristas opuestas fresadas.

Los resultados que se dan en la tabla 8 muestran que los límites de fatiga aparecen ligeramente disminuidos cuando se pasa de la sección circular a la cuadrada.³³

Forma de la sección y modo de mecanizado	ACERO DULCE DÉBILMENTE ALEADO *		ACERO NI-SI S.A.E. 430 TRATADO **	
	f 20×10^4 ciclos	Reducción (%) de f , en relación a la sección cilíndrica torneada	f 20×10^4 ciclos	Reducción (%) de f , en relación a la sección cilíndrica torneada
Redonda, torneada y pulida longitudinalmente	35,2	0	63,5	0
Redonda y rectificada longitudinalmente ...	—	—	63	1
Cuadrada (A). Rectificada longitudinalmente	32,5	8	57	10,5
Cuadrada (B). Rectificada longitudinalmente	34	4	58,5	7,8
Cuadrada (C). Modificada, rectificada longitudinalmente	31	12	57,8	8,9

* C=0,10%; Mn=0,76%; Si=0,34%; Ni=0,35%; Cr=0,67%; Cu=0,58%; dando: E=38; R=53; A%=33,2.
 ** C=0,39%; Mn=0,56%; Ni=1,72%; Cr=0,72%; Mo=0,35%; dando: E=94; R=104; A%=20,9, después de templado en aceite a 830° C y revenido a 620° C.

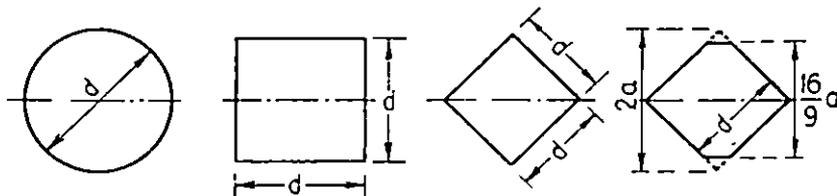


TABLA 8. Influencia de la forma de la sección transversal sobre el límite de fatiga en flexiones planas alternadas. /2/

³³ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 297.

Existen reportes de resistencia a la fatiga que analizan la forma de la sección transversal. La figura 39 muestra algunos efectos de la forma tomados en pruebas de fatiga por flexión.

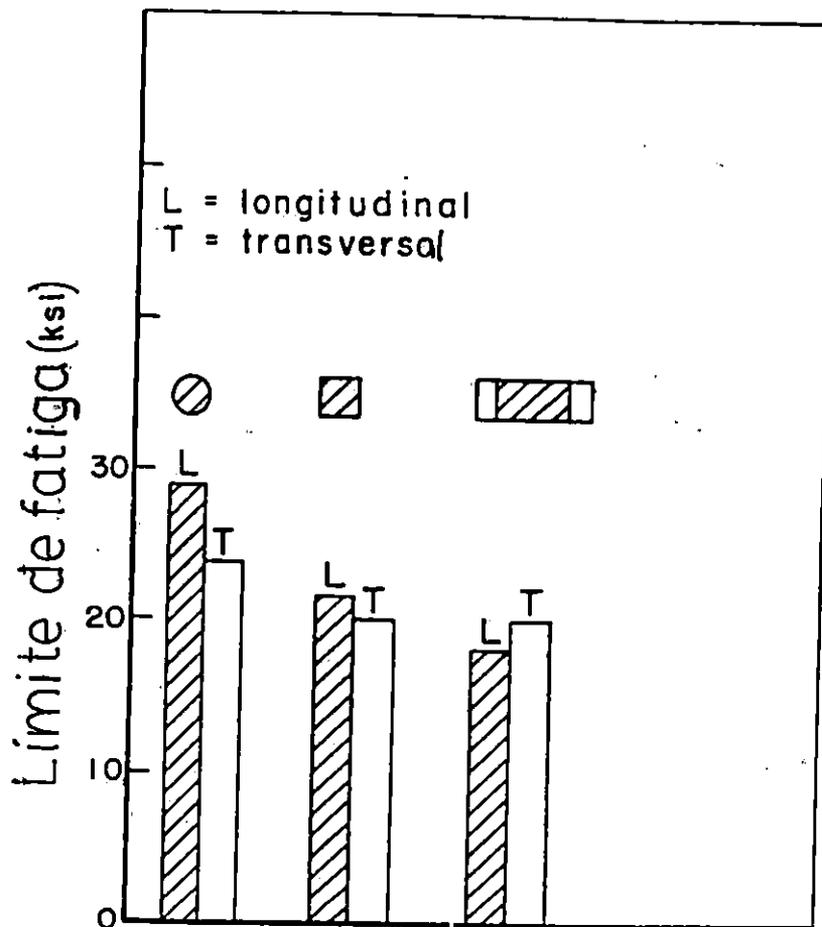


FIGURA 39: Efecto de la forma de la sección sobre probetas de una aleaciones de aluminio 75S-T6 sometidas a cargas de fatiga de flexión en cantiléver. /7/

Es muy común encontrar que, tal como lo ilustran las figuras, las barras redondas presentan una mayor resistencia a la fatiga por flexión que el resto de especímenes con muy poca simetría.³⁴

2.6.6 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA

En la mayor parte de los metales el fallo debido a la fatiga puede tener lugar a cualquier temperatura por debajo del punto de fusión. Los rasgos característicos de las fracturas por fatiga, normalmente con pequeña o ninguna deformación, se manifiestan en todo ese margen de temperaturas.

Los resultados de los ensayos de fatiga indican que existe una relación similar duración-esfuerzos para todas las temperaturas, aunque a temperaturas elevadas existe rara vez un límite de fatiga y la ramba descendente de la curva es normalmente más empinada que a la temperatura ambiente.

2.6.6.1 FATIGA A TEMPERATURAS BAJAS

Casi sin excepción las resistencias a la fatiga de piezas tanto lisas como con entalla aumentan al disminuir la temperatura. En la tabla 9 se ha

³⁴ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960, Pag. 116.

hecho un esfuerzo para resumir la información acerca de las resistencias a la fatiga a temperaturas bajas, promediando los resultados disponibles para cada clase de material. La mayor parte de los resultados se basan en 10^6 ciclos hasta la fractura, puesto que los ensayos a temperaturas más bajas no se han continuado más allá de esta duración.

La variación de una aleación a otra puede ser considerable de forma que los resultados de la tabla solamente indican una tendencia general en el comportamiento a la fatiga a temperaturas bajas. Puede verse en la tabla 9 que las resistencias a la fatiga son, en general, significativamente más elevadas a -40 y -78°C que a la temperatura ambiente y apreciablemente más elevadas de -186 a -196°C .

Material	Valor promedio de la relación: Resistencia a la fatiga a temperatura baja Resistencia a la fatiga a temperatura ambiente			Valor promedio de la relación: Resistencia a la fatiga de probeta con entalla a baja temperatura Resistencia a la fatiga de probeta con entalla a temperatura ambiente		Valor promedio de la relación de fatiga (de probetas sin entalla): Resistencia a la fatiga Resistencia a la tracción			
	-40°C	-78°C	-186 a -196°C	-78°C	-186 a -196°C	temperatura ambiente	-40°C	-78°C	-186 a -196°C
Aceros al carbono	1,20 (4)	1,30 (6)	2,37 (4)	1,10 (6)	1,47 (4)	0,43 (10)	0,47 (3)	0,15 (6)	0,67 (1)
Aceros aleados	1,06 (6)	1,13 (36)	1,61 (11)	1,06 (29)	1,23 (7)	0,48 (47)	0,51 (6)	0,48 (37)	0,58 (12)
Aceros aleados colados		1,22 (3)		1,05 (3)		0,27 (3)		0,27 (3)	
Aceros inoxidables	1,15 (5)	1,21 (2)	1,51 (2)			0,52 (7)	0,50 (5)	0,57 (2)	0,59 (2)
Aleaciones de aluminio	1,11 (16)	1,16 (9)	1,69 (3)		1,35 (2)	0,42 (5)		0,16 (5)	0,59 (3)
Aleaciones de titanio		1,11 (2)	1,40 (3)	1,22 (2)	1,41 (3)	0,70 (3)		0,63 (2)	0,51 (3)

Los números entre paréntesis indican el número de determinaciones a partir de los cuales se calcularon los promedios.

TABLA 9. Comparación de la resistencia a la fatiga a temperaturas bajas con la resistencia a la fatiga a temperatura ambiente. /5/

El aumento proporcional de la resistencia a la fatiga con la disminución de la temperatura es mucho mayor para los materiales blandos que para los duros y es particularmente notable para los aceros suaves. La resistencia a la tracción también aumenta al descender la temperatura pero no normalmente en la misma extensión que la resistencia a la fatiga. Puede verse de los resultados en probetas con entalla citados en la tabla 9 que el aumento de la resistencia a la fatiga a temperaturas bajas es menor cuando se encuentran presentes concentraciones de esfuerzos, en otras palabras, los metales son normalmente más sensibles a las entallas a temperaturas bajas.³⁵

2.6.6.2 FATIGA A TEMPERATURAS ELEVADAS

La resistencia a la fatiga de los metales disminuye con un incremento de la temperatura, que al estar bajo la temperatura ambiente. Una excepción es el acero dulce, el cual muestra un máximo en la resistencia a la fatiga entre los 400° F y los 600° F. A medida que la temperatura se incrementa arriba de temperatura ambiente, el deslizamiento se vuelve importante y a elevadas temperaturas es la causa principal de falla.³⁶

³⁵ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag.262.

³⁶ "Mechanical Metallurgy", G.E. Dieter, 1976, Pag. 447.

El límite de fatiga es, para ciertos aceros, más elevado entre los 300°-350°C que a la temperatura ordinaria y disminuye a continuación para temperaturas superiores a 350°C (figura 40). Para otros aceros se observa, por el contrario, una disminución continua del límite de fatiga en cuanto la temperatura del ensayo supera a la temperatura ordinaria.

Cuando la temperatura es bastante elevada, no se encuentra ya límite de fatiga, y la curva de fatiga decrece continuamente, sin duda, a causa de fenómenos de oxidación, pero también debido a la ausencia de consolidación, ocasionada por el recocido que se produce en el transcurso del mismo ensayo en caliente.

No es cierto la existencia de un límite de fatiga a alta temperatura, siendo más conveniente hablar de resistencia a la fatiga para n millones de ciclos (fatiga limitada), precisando bien las condiciones de las sollicitaciones, pues los resultados resultan, en efecto, muy afectados por la frecuencia de los ciclos; los valores encontrados son tanto más elevados cuanto mayor sea la frecuencia, a causa de fenómenos de rozamiento interno.³⁷

³⁷ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag.353.

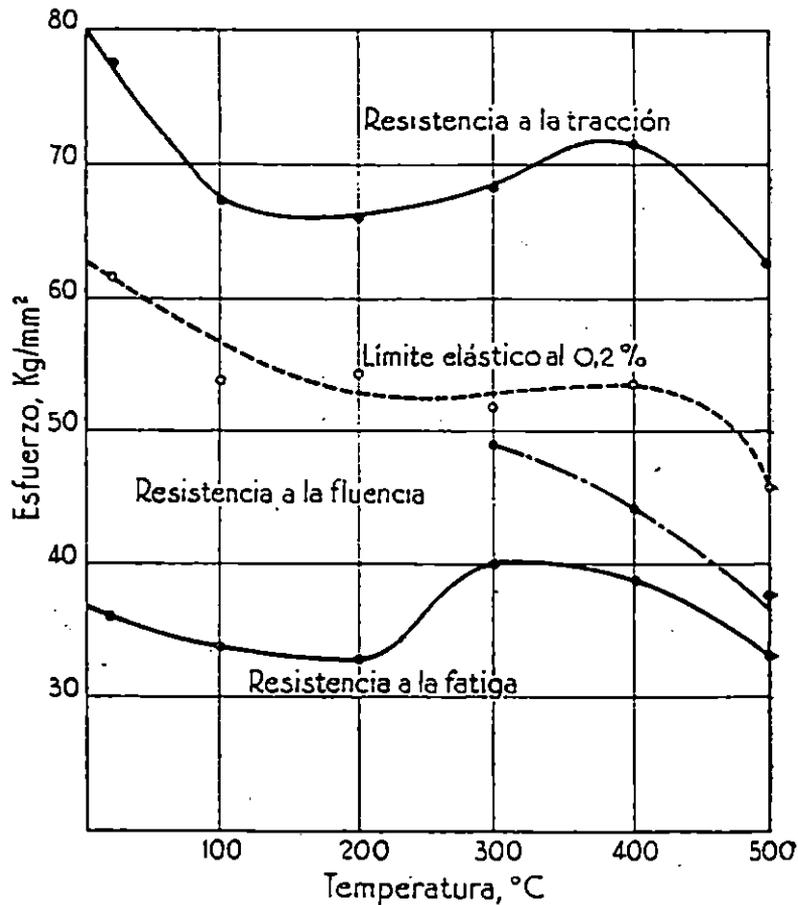


FIGURA 40. Resistencia a la tracción, a la fluencia y a la fatiga de tracción alternada de un acero Cr-Mo. C=0.13%; Si=0.57%; Cr=0.74%; Mo=0.67%; Ni=0.18%; S=0.014%; P=0.007%. Templado en aceite a 920°C y revenido a 550°C. /2/

Los aceros al carbono presentan un comportamiento a la fatiga extraño a temperatura elevada. A partir de un valor mínimo a unos 100°C, la resistencia a la fatiga aumenta al elevar la temperatura, hasta un 40 %, con el valor máximo a unos 350°C, sin embargo, al aumentar más la temperatura, decrece rápidamente. La resistencia a la tracción estática presenta también un aumento al elevar la temperatura, pero de magnitud

más pequeña, con una resistencia máxima a unos 250° C. Este comportamiento es atribuido al efecto de consolidación del envejecimiento por deformación.³⁸

2.6.7 INFLUENCIA DE LA CORROSIÓN

En sentido amplio, la corrosión puede definirse como la destrucción de un material por interacción química, electroquímica o metalúrgica entre el medio y el material. Generalmente es lenta, pero de carácter persistente. La principal causa de la corrosión es la inestabilidad de los metales en sus formas refinadas; los mismos tienden a volver a sus estados originales a través de los procesos de corrosión.³⁹

La acción simultánea de los esfuerzos cíclicos y el ataque químico es conocida como fatiga por corrosión. El ataque corrosivo sin esfuerzos impuestos, frecuentemente produce picaduras en la superficie del metal, las cuales actúan como muescas produciendo una reducción en la resistencia a la fatiga.

³⁸ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag. 266.

³⁹ "Introducción a la Metalurgia Física", Sydney H. Avner, 2ª Edición, Editorial Mc. Graw Hill. México 1980, Pag. 578.

Cuando un ataque corrosivo ocurre simultáneamente con una carga de fatiga, una reducción muy considerable en las propiedades de la fatiga se llega a obtener, y esta resulta mucho mayor que la obtenida cuando sólo se aplican cargas. Cuando la corrosión y la fatiga ocurren simultáneamente, el ataque químico acelera la propagación de las grietas por fatiga. El ataque corrosivo es un fenómeno dependiente del tiempo, por lo tanto a mayor velocidad de prueba, es menor el daño producido por corrosión.

Las pruebas de fatiga por corrosión pueden ser realizados de dos maneras. En el método común, la probeta está continuamente sometida a influencias combinadas de corrosión y esfuerzos cíclicos hasta que la falla ocurre. En las pruebas de dos etapas, la prueba de fatiga por corrosión es interrumpida después de un cierto periodo, y el daño producido es evaluado para determinar la vida remanente. Este último tipo de prueba ha ayudado a establecer el mecanismo de fatiga por corrosión.

El fondo de las picaduras son más anódicas que el resto del metal de tal forma que la corrosión avanza hacia la parte interna, ayudada por las dislocaciones provocados por los esfuerzos cíclicos. Pruebas por separado en oxígeno y vapor de agua muestran una pequeña reducción de la resistencia a la fatiga en probetas de cobre, en relación con la resistencia obtenida al vacío. Por tanto se concluye que el vapor de agua actúa como

un catalizador que provoca la reducción de la resistencia a la fatiga, indicando que la humedad relativa puede ser una variable a considerar en las pruebas de fatiga.⁴⁰

Si una probeta es corroída, existe un efecto de rugosidad en la superficie el cual influirá en la resistencia a la fatiga mucho más que cualquier otro daño superficial; inclusive las picaduras causadas por corrosión, producen un área de sección transversal más reducida, lo cual viene a incrementar la amplitud del esfuerzo. Si únicamente son consideradas pequeñas áreas, los resultados serán dañinos desde que la primera grieta aparece en la zona corroída. Un tipo de daño mucho más serio ocurre cuando una corrosión continua está actuando simultáneamente con esfuerzos repetidos. En este caso, la corrosión no ocurre únicamente en la superficie si no que además en la grieta después de que ésta se ha formado.

El medio corrosivo ataca las paredes y el fondo de la grieta, y las partículas corroídas las cuales se separan y forman una cuña que obliga a profundizarse bajo la acción de cierre hasta la falla. Las condiciones de corrosión pueden causar una importante diferencia en la vida de servicio en las estructuras de aeroplanos, si se les permitiera existir.⁴¹

⁴⁰ "Mechanical Metallurgy", G.E. Dieter, 1976, Pag.433.

⁴¹ "Fatigue Strength of Materials", U.S. Government Printing Office: 1960, Pag. 138.

2.6.7.1 TIPOS ESPECÍFICOS DE CORROSIÓN

La corrosión por formación de pequeños huecos en la superficie, es un tipo de corrosión no uniforme resultante de inhomogeneidades en el metal, debido a inclusiones, composición variable de cristales individuales a través de la pieza fundida, y zonas distorsionadas. Estas inhomogeneidades forman diferencias de potencial en sitios localizados para producir huecos profundos y aislados.

La corrosión por cavitación, se produce por el choque de burbujas y cavidades dentro de un líquido. El movimiento de vibración entre una superficie y un líquido es tal que se aplican repetidas cargas a la superficie, produciendo esfuerzos muy altos cuando se forman estas burbujas y chocan regularmente. Estos choques producen impactos de alto esfuerzo que eliminan gradualmente partículas de la superficie, formando de manera eventual profundos agujeros sobre la superficie, depresiones y marcas de viruela.

La corrosión por grieta es un término general que incluye ataque acelerado en el punto de unión de dos metales expuestos a un ambiente corrosivo. El ataque acelerado puede ocurrir debido a un diferencial en la concentración de oxígeno. El oxígeno tiene acceso relativamente fácil al

exterior de la unión. La corrosión siempre ocurre en la región deficiente de oxígeno; por su parte, las grietas también pueden causar diferencias en concentraciones ion metal en diferentes sitios.

La corrosión por rozamiento, producido por vibración, causa choques o rozamiento en la interfaz de superficies sometidas a altas cargas y estrechamente ajustadas. Es un fenómeno mecánico-químico, cuando dos componentes se rozan, fuerzas adhesivas hacen que pequeñas partículas de la superficie se suelden con continuos y ligeros movimientos, las partículas soldadas se arrancan de las superficies opuestas y reaccionan químicamente con la atmósfera, formando escombros o polvo en la unión.

La corrosión intergranular tiene lugar generalmente cuando ocurre la precipitación de una fase desde una solución sólida. Como la precipitación suele ocurrir más rápido en las fronteras de grano, el material en la vecindad de las fronteras de grano pierde cantidades del elemento disuelto, creando una diferencia de potencial y la frontera de grano se disolverá preferentemente.

La corrosión por esfuerzo es la aceleración de la corrosión en ciertos ambientes cuando los metales se someten a esfuerzos externamente o contienen esfuerzos tensiles internos debidos al trabajo en frío. Las

fisuras pueden ser transgranulares o intergranulares o una combinación de ambas. La presencia de nitrógeno en hierro y acero tiende a hacerlos más propensos a la presencia de fisuras mediante corrosión por esfuerzo en algunas soluciones de nitrato. La presencia de fisuras mediante corrosión por esfuerzo se ha reconocido como principal causa de que fallen aceros austeníticos inoxidable en procesos en los que interviene un ambiente con cloruro.⁴²

2.6.7.2 CORROSIÓN PREVIA

La acción de la corrosión previa es comparable a la del estado de la superficie y a los accidentes de la misma (taladros y entallas), al crear la corrosión rugosidades, picaduras y grietas. Su influencia sobre la fatiga depende, evidentemente, del mismo carácter de la corrosión.

Podemos distinguir tres casos:

a) La corrosión se traduce por un ataque uniforme de toda la superficie (corrosión generalizada), con frecuente formación de una película protectora. La influencia sobre la fatiga es pequeña.

⁴² "Introducción a la Metalurgia Física", Sydney H. Avner, 2ª Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México 1980. Pag. 585.

b) La corrosión produce un ataque profundo en ciertos puntos (corrosión localizada); fuera de estos puntos, la superficie está poco alterada; su influencia sobre la fatiga e, igualmente, sobre las otras propiedades mecánicas es sensible.

c) La corrosión es intercrystalina. Su influencia sobre la fatiga llega a ser muy importante, sobre todo en los metales, en los que la fisuración por fatiga es también intercrystalina.

En todos los casos, cuando existe corrosión, la influencia de ésta se debe menos a la disminución de la sección que a la concentración de esfuerzos alrededor de las picaduras de corrosión. Se han efectuado numerosos ensayos sobre la influencia comparada de las entallas realizadas por ataque químico y por mecanizado. La corrosión era producida por agua que contenía carbonato de sosa; después de la corrosión las probetas eran lavadas, secadas y engrasadas, sometiéndolas después al ensayo de fatiga para determinar el límite a 10 millones de ciclos.

La disminución del límite de fatiga puede servir para medir el daño producido por la corrosión. En general, el límite de fatiga disminuye al principio muy rápidamente y con más lentitud después. Este es, por ejemplo, el caso de los aceros y de las aleaciones de aluminio. La

resistencia de los metales a la fatiga puede reducirse a un valor muy bajo cuando los fenómenos de corrosión se verifican simultáneamente a los de fatiga.

Bajo corrosión en agua dulce, la resistencia a esfuerzos alternos (considerados para 100 millones de ciclos) desciende alrededor de 11 Kg/mm^2 en la mayoría de los aceros, incluso en aquellos cuyas características mecánicas son más elevadas. En presencia de agua salada, esta resistencia no alcanza más que 5 Kg/mm^2 .

El hecho de que los aceros con alto límite de fatiga (en el aire) no resistan a la fatiga bajo corrosión puede explicarse por las fuertes tensiones subsiguientes al tratamiento térmico, de las que son origen. Estas tensiones tendrían por efecto aumentar la atacabilidad. Las experiencias más numerosas y continuadas de fatiga bajo corrosión son las debidas a pruebas de flexión rotativa, bajo corrosión de diferentes reactivos o soluciones: agua pura, agua dulce ordinaria, agua salada, etc., con la probeta regada por el líquido corrosivo durante el ensayo. Las resistencias a la fatiga bajo corrosión son, en general; extremadamente débiles.

En la tabla 10 aparecen algunos resultados obtenidos para un acero Cromo-Niquel tratado.

Condiciones del ensayo	Límite de fatiga en Kg/mm ²
Ensayo de fatiga sin corrosión	49
Probeta corroída 10 días en agua dulce, después ensayada a fatiga al aire	32
Probeta corroída durante 10 días en agua dulce, bajo un esfuerzo alterno de 4 Kg/mm ² , después ensayada a fatiga al aire	27
Probeta ensayada como la anterior, pero bajo un esfuerzo alterno de 5 Kg/mm ²	25
Idem id., pero bajo un esfuerzo alterno de 6 Kg/mm ²	22
Idem id., id. de 8 Kg/mm ²	19
Ensayo de fatiga bajo corrosión en agua dulce	11

TABLA 10. Límites de fatiga bajo el efecto de la corrosión. /2/

Las figuras 41a y 41b reproducen las curvas de fatiga obtenidas con un acero al carbono recocido y otro al cromo-níquel tratado, en el aire y bajo corrosión por agua dulce ordinaria. En los aceros parece que la resistencia a la fatiga bajo corrosión solo depende principalmente de la resistencia a la corrosión. El tratamiento térmico y la acritud tienen poca importancia, a menos que provoquen un cambio en la resistencia a la corrosión.

Las curvas de fatiga bajo corrosión, establecidas por diferentes experimentadores, no llegan, en general, a ser completamente horizontales y no se puede afirmar que llegarían a serlo prolongando los ensayos; dicho

de otra manera, se está en el caso de preguntar si verdaderamente existe un límite de fatiga bajo corrosión.⁴³

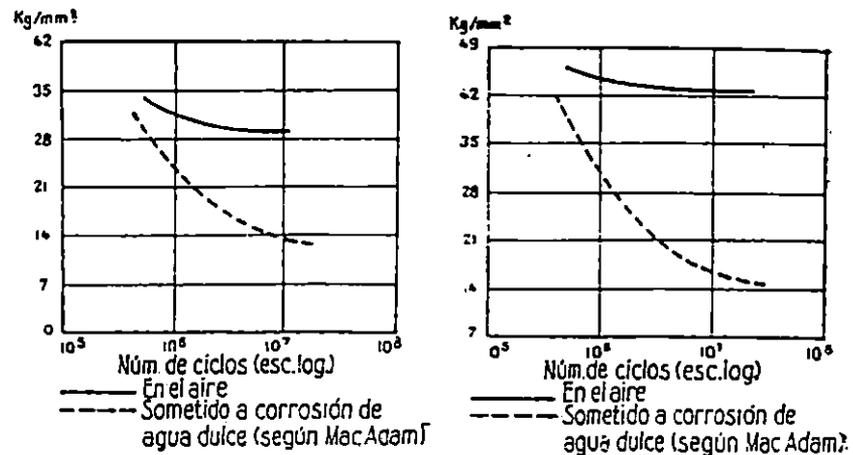


FIGURA 41. a) Curvas de fatiga de un acero al carbono de 0.56% de C, recocido; b) Curva de fatiga de un acero al Cr-Ni tratado (C=0.28%, Ni=3.78%, Cr=0.26%). /2/

2.6.7.3 INFLUENCIA DEL OXÍGENO

Muchos experimentos han demostrado que a la resistencia a la fatiga no le afecta mucho el medio corrosivo si se restringe la concentración de oxígeno. Se ha encontrado que, sumergiendo totalmente probetas de acero en agua destilada o salina, no se consigue una variación apreciable de la

⁴³ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag.377.

resistencia a la fatiga, y se ha demostrado que el efecto perjudicial del chorro con agua salada sobre probetas de acero es mucho más reducido en una atmósfera de hidrógeno puro. Se han obtenido resistencias a la fatiga más elevadas en otros medios corrosivos además del aire, utilizando probetas de cobre ensayadas en agua pura en donde el desprendimiento de hidrógeno disminuye la concentración de oxígeno alrededor de las probetas.

Según estos resultados, parece que los ensayos de fatiga normales en aire pueden estar influenciados por la presencia del oxígeno atmosférico. La diferencia entre la resistencia a la fatiga en aire y en vacío dependen notablemente del material. En los aceros y en las aleaciones de Aluminio y de Magnesio el efecto es pequeño o casi nulo, pero las resistencias a la fatiga en vacío son un 14% más elevadas que en el aire para el cobre recocido.⁴⁴

2.6.7.4 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA

Muchas máquinas y estructuras trabajan a la intemperie y así están sometidas a la corrosión atmosférica como consecuencia de la exposición continua de la intemperie. No hay duda de que esto debe afectar su resistencia a la fatiga, pero no existen datos experimentales que demuestren

⁴⁴ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag.247.

en qué extensión disminuye la resistencia a la fatiga. La resistencia a la fatiga de un acero templado y revenido se reduce aproximadamente un 50%, haciendo el ensayo en aire húmedo conteniendo 0.27% de SO₂.

El ataque por corrosión aumenta con la temperatura, pero por otra parte puede limitarse su efecto por la disminución de la solubilidad del aire al aumentar la temperatura de la solución corrosiva. Los ensayos en vapor, citados en la tabla 11, indican que la presencia de oxígeno es el factor más importante; un chorro de vapor en aire, es considerablemente más dañino que la inmersión en vapor a 371°C. Los experimentos a diferentes temperaturas entre 15° y 90°C han demostrado que a las resistencia a la fatiga de los aceros en presencia de agua salada no las afecta mucho la temperatura. La resistencia a la fatiga por corrosión decrece ligeramente a medida que la temperatura aumenta, pero se ha encontrado el efecto inverso, el cual atribuyen al tipo de picaduras desarrolladas; estas llegan a ser más profundas y distribuidas más ampliamente al aumentar la temperatura.⁴⁵

⁴⁵ "Fatiga de los Metales", P.G. Forrest, URMO S.A. de ediciones, España 1962, Pag. 237.

Ensayos de flexión rotativa a 2200 ciclos/min.
Resistencia a la fatiga basada en 50×10^6 ciclos

Material	Resistencia a la tracción (tons/pulg ²)	Resistencia a la fatiga (tons/pulg ²)				
		En aire	Bajo un chorro de vapor en aire	En vapor a presión y templadas		
				0 lb/pulg ² 100 °C	60 lb/pulg ² , 148 °C	220 lb/pulg ² 371 °C
Acero 3,5 Ni	47	20,5	10,5		16	15,5
Acero 3,5 Ni	53	26	10,5	26	24	23,5
Acero 3,5 Ni, con depósito de Cr			18,5		20,5	
Hierro inoxidable 12,5 % Cr	45	27	14,5	24	24,5	24
Acero para nitrurar con 0,36 % C-1,5 % Cr-1,2 % Al, no nitrurado	55	33			28,5	22,5
Acero para nitrurar con 0,36 % C-1,5 % Cr-1,2 % Al, nitrurado		40,5	32,5		31	26

TABLA 11. Efecto del vapor de agua en la resistencia a la fatiga de aceros. /5/

2.6.7.5 DISPOSITIVOS PARA LOS ENSAYOS DE FATIGA BAJO CORROSIÓN

Los ensayos de fatiga bajo corrosión se efectúan, sobre todo, por flexión rotativa como los ensayos de fatiga ordinaria. Son diversos los dispositivos de corrosión adoptados: Se puede simplemente hacer caer, gota a gota, el líquido corrosivo sobre el centro de la probeta; en este caso pueden manifestarse efectos de corrosión por cavitación debida al choque de las gotas con la probeta a gran velocidad. Se puede también pulverizar el líquido bajo forma de niebla, pero se prefiere crear una película líquida continua sobre la parte más solicitada de las probetas.

En la máquina de R.R. Moore, un collar de materia plástica, con su parte inferior sumergida en el líquido corrosivo, frota sobre la superficie de la probeta, creando en esta un anillo de corrosión. El dispositivo de Huddle mostrado en la figura 42, pone en contacto el líquido con la probeta por capilaridad.

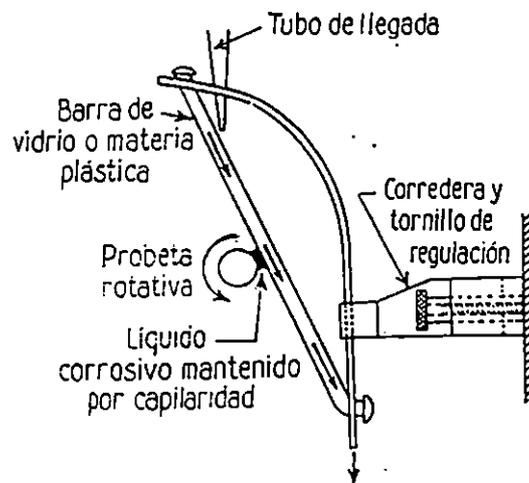


FIGURA 42. Dispositivo de Huddle para ensayo de fatiga bajo corrosión. /2/

En el dispositivo de Lea (figura 43), el líquido es conducido también por capilaridad sobre la probeta por medio de una banda de tela que frota sobre ella y tiene sumergida su parte inferior en un baño o cubeta. Lo mismo se hace en el dispositivo de Gough donde el líquido cae gota a gota

sobre una banda de algodón extendida bajo la probeta y en ligero contacto con ella(figura 44).⁴⁶

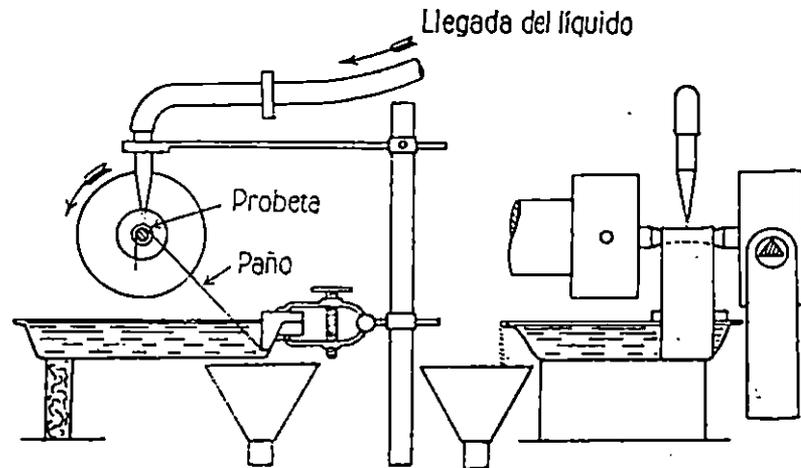


FIGURA 43. Dispositivo de ensayo de Lea para pruebas de fatiga bajo corrosión.

/2/

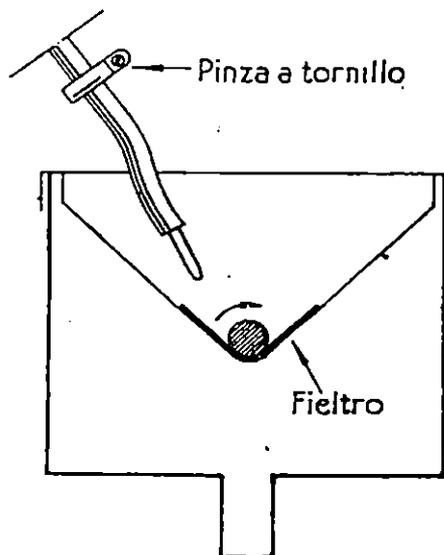


FIGURA 44. Dispositivo de Gould. /2/

⁴⁶ "La Fatiga de los Metales", R. Cazaud, Editorial AGUILAR, Madrid 1957, Pag. 385.

CAPÍTULO III

“MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN”

3.0 INTRODUCCIÓN

La planificación de las operaciones de construcción de un determinado dispositivo mecánico, es de mucha importancia debido a que nos ahorra tiempo y dinero por operaciones mal ejecutadas o innecesarias.

En la primera sección de éste capítulo, se presentan algunos fundamentos teóricos sobre los mantenimientos preventivo y correctivo. A continuación se incluye el manual de mantenimiento de la máquina para pruebas de flexión recíprocante, en donde se resumen los fundamentos para planificar eficientemente un programa de chequeos, lubricación y limpieza de los elementos mecánicos que conforman la máquina.

Como un resumen del programa de mantenimiento, se presenta un cronograma de actividades a desarrollarse en el transcurso de un año. Además, se incluye el manual de operación que explica claramente el procedimiento para manejar adecuadamente la máquina durante las pruebas.

También se incluye el procedimiento a seguir para la realización de la prueba de fatiga, como son la forma de cargar la probeta para deflectarla y el proceso de montaje en la máquina. Finalmente, se anexa la guía de laboratorio.

3.1 MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA

3.1.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS SOBRE MANTENIMIENTO

Se puede considerar que el mantenimiento es una serie de trabajos que hay que realizar en algún aparato a fin de conservar el servicio para el cual fue diseñado. La tarea de mantenimiento es conservar los edificios y los terrenos, equipo de servicio y maquinaria de producción en condiciones satisfactorias, de acuerdo a los estándares fijados.

El trabajo asignado al departamento de mantenimiento generalmente incluye la remoción e instalación de equipo. Básicamente las fallas que se originan en un equipo o maquinaria son ocasionados por las siguientes fuentes:

- a) La maquinaria o equipo mismo
- b) El ambiente circundante
- c) El personal que en él interviene(mantenimiento, operación).

La maquinaria o equipo se vuelve una fuente de fallas más o menos

importantes dependiendo de las propiedades de la misma, de la calidad de los materiales empleados en ella, de la bondad del diseño y por último de la calidad de su instalación en el lugar adonde va a prestar el servicio. El ambiente circundante se vuelve un ambiente de fallas cuando es agresivo a la maquinaria por ejemplo, humedad y temperatura fuera de especificaciones, polvo, humo, salinidad o acidez.

Por lo que se vuelve necesario crear un ambiente adecuado, donde la influencia de los factores mencionados pueda reducirse al mínimo, y así garantizar que el equipo pueda operar adecuadamente por largo tiempo.

El personal que en él interviene, se comporta como una fuente de fallas cuando sus habilidades manuales y de pensamiento lógico son de baja calidad; también cuando no se conoce en forma plena el equipo que se va a mantener.

Debemos de hacer hincapié en que el punto de vista del mantenimiento debe ser tomado con respecto al servicio. Cuando una máquina está funcionando suministra un servicio cualquiera; los trabajos que se ejecutan en esta maquinaria para mantenerla en servicio serán considerados de mantenimiento preventivo. En caso de que la falla que se presente suspenda la prestación de los trabajos que se desarrollen en dicha

maquinaria serán de mantenimiento correctivo.

El mantenimiento preventivo consiste en la serie de trabajos que es necesario desarrollar en alguna maquinaria o instalación para evitar que ésta pueda interrumpir el servicio que proporciona.⁴⁷

3.1.2 MANTENIMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO

3.1.2.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO

El mantenimiento preventivo consiste en limpiar, lubricar, observar y hacer ajustes menores para que la operación del equipo pueda ser ininterrumpida. Limpiar de polvo los aparatos eléctricos para que no ocasionen falsos contactos y/o flamazos, así como el polvo adherido a la carcasa de los motores a fin de no disminuir la eficiencia de enfriamiento.

Los rodamientos se deben engrasar con la calidad, cantidad y con los intervalos que señala la placa del motor. Se hacen observaciones de la corriente, vibraciones, ruido, temperatura de rodamientos y temperatura de la carcasa. También debe observarse mediante mediciones el estado del aislamiento de los devanados, por lo menos dos veces por año.

⁴⁷ "Primer curso sobre dirección y control de mantenimiento", Ing. Luis Guidos, Pág. 1

Las observaciones y los ajustes efectuados deben anotarse en "Reportes de Mantenimientos" y estos sirven para llevar a cabo el mantenimiento correctivo.

3.1.2.2 MANTENIMIENTO CORRECTIVO

El mantenimiento correctivo consiste, como lo indica la palabra en hacer correcciones al equipo, por ejemplo realinear el motor, cambiar rodamientos, etc. Al cambiar rodamientos es necesario quitar tanto el medio cople como los rodamientos. La forma correcta de hacerlo para no dañar éstos o la flecha es mediante un extractor. Al montarse el nuevo rodamiento, éste puede montarse en frío o en caliente. El montaje en frío debe utilizarse únicamente con rodamientos pequeños y cuando éstos no necesiten correr una distancia larga sobre la flecha.⁴⁸

3.1.3 DETECCIÓN DE FALLAS Y MANTENIMIENTO EN LOS COJINETES

Un cojinete de bolas o de rodillos efectivamente protegido y bien lubricado funcionará indefinidamente hasta que los esfuerzos repetidos

⁴⁸ "Manual de mantenimiento y selección de motores", ASEA, Pág. 305.

inicien grietas por debajo de la superficie que resultarán en desconchaduras de las superficies cargadas.

Los primeros signos de desconchamiento, que son detectables generalmente por un funcionamiento ruidoso, denotan el final de la vida útil del cojinete. Cuando ocurre una falla por fatiga, el cojinete debe de ser reemplazado inmediatamente, puesto que el descarrilamiento progresará con rapidez, lanzando fragmentos de metal dentro del sistema de lubricación y ocasionando un eventual agarrotamiento del eje.

Las fallas prematuras por fatiga pueden ser causadas por sobrecargas de cojinete resultantes de alteraciones a la construcción de la máquina o de un ciclo de operación más severo que el recomendado por el constructor de la máquina.

El funcionamiento de un cojinete con lubricación inadecuada mostrará decoloración por el calor y embarradura del metal, particularmente en el contacto con las bolsas del retenedor; esto está asociado generalmente con un depósito carbonizado duro que no es afectado por los disolventes de limpieza normales. Además, la operación prolongada con lubricación limitada o insuficiente puede causar averías de superficie en los contactos de las pistas. Tales fallas tienen una apariencia muy

similar a una falla por fatiga convencional.

Debe tenerse cuidado, al seleccionar un lubricante de cojinete, debe asegurarse que el aceite o grasa tenga características físicas adecuadas para lubricar y proteger el cojinete para el rango completo de temperatura de funcionamiento. Un cojinete antifricción no deberá gastarse a menos de que penetre en su interior suciedad o materia abrasiva extraña.

Si se permite entrar en el cojinete, tal materia extraña se mezclará con la grasa o el aceite y formará un compuesto abrasivo que desgastará rápidamente los elementos giratorios y distorsionará la geometría de las pistas interior y exterior. Cuando se ha producido un desgaste excesivo, las bolas y pistas mostrarán claramente una apariencia de roce o desgaste bastante diferente de las superficies rectificadas de un cojinete nuevo.

En general, las manchas de corrosión pueden ser ignoradas sobre todas las superficies, mientras que las picaduras sobre las superficies críticas del rodamiento que no se puedan sentir fácilmente con un trazador de punta roma no deberá ser causa de rechazo.

Fundamentalmente, el lubricante es suministrado a un cojinete giratorio para soportar los contactos deslizantes que existen entre el

retenedor y las otras partes y para acomodar el deslizamiento que es inevitable en el área de contacto entre el elemento de rodamiento y las pistas. Además el lubricante protege las superficies del cojinete de la corrosión, tiende a excluir la materia extraña y, en el caso de cojinetes de alta velocidad o de los que giren en un ambiente caliente, para retirar el exceso de calor del cojinete.

Para casos donde la carga del cojinete no se conoce, es una buena regla seleccionar un aceite que tenga al menos la siguiente viscosidad a la temperatura de operación:

Para cojinetes de bolas y cojinetes de
rodillos cilíndricos.....70 seg. saybolt

Para cojinetes de rodillos esféricos.....100 seg. saybolt

Para cojinetes de empuje de
rodillos esféricos.....150 seg. saybolt

Referente a la limpieza de los cojinetes, el uso de disolventes clorinados de cualquier clase no se recomienda en operaciones de limpieza de cojinetes a causa del peligro de oxidación, tampoco es conveniente el

uso de aire comprimido en operaciones de limpieza de cojinetes. Para limpiar cojinetes sin desmontarlos, puede introducirse un aceite delgado y caliente (180 a 200° F) (82 a 93 °C) a través de la chumacera mientras se hace girar lentamente el eje o husillo. En casos de grasa y aceite extremadamente oxidados, se pueden hacer pasar por las chumaceras emulsiones acuosas calientes, de preferencia mientras giran los cojinetes, hasta que el cojinete esté limpio en forma satisfactoria.

Entonces la disolución debe ser extraída completamente, y el cojinete y la chumacera lavados con aceite delgado caliente y drenado de nuevo antes de añadir lubricante nuevo. En algunos casos, puede ser útil un lavado intermedio con una mezcla de alcohol y disolvente mineral delgado, después del tratamiento con la emulsión.⁴⁹

Un buen mantenimiento en los cojinetes, significa que hay que mantenerlos limpios y bien lubricados por lo tanto siga el consejo del fabricante respecto a la lubricación. Éste especificará la clase de grasa o aceite que hay que usar, qué tan a menudo hay que renovarla y qué cantidad se debe de usarse.

Ya que hablamos de lubricación, recordemos que un maquinista

⁴⁹ L. C. Morrow, "Manual de mantenimiento Industrial", Compañía Editorial Continental, S.A., México 1973. Pág. 305.

operador ha causado más daño que beneficio debido a la lubricación excesiva. Este problema se elimina abriendo el tapón que se halla en el fondo de las cajas de los cojinetes en su mayoría. Hay que mantenerlo abierto durante un periodo corto después de arrancar la máquina; esto da la oportunidad a que el exceso de grasa sea derramado. Cuando esté seguro de que se ha removido todo el exceso de grasa, vuelva a colocar el tapón.

Como último consejo, recuerde: la suciedad es el peor enemigo de los cojinetes. Así que hay que trabajar con herramientas limpias en lugares limpios. Cuando se limpien los cojinetes, hay que limpiar el alojamiento o caja del mismo de cualquier suciedad que exista para evitar que se meta en el cojinete.⁵⁰

3.1.4 MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA QUE UTILIZAN BANDAS EN V

La primera regla para una larga vida de las bandas es mantener la tensión correcta en la banda. Las bandas flojas se deslizan, produciendo el desgaste de la banda y de la polea. La acción de chasqueteo de las bandas sueltas agrega esfuerzos repentinos, que a menudo rompen la banda.

⁵⁰ Operación de plantas Industriales", Stephen Michael Elonka, Editorial Mc. GRAW HILL, México 1983, Pág. 381.

Para probar la tensión presione hacia abajo con firmeza en cada banda. Si existe la tensión adecuada, podrá bajar la banda una cantidad igual al grueso de la banda por cada cuatro pies de distancia entre centros. Este es un dato importante que hay que recordar.

Mantenga alineada la polea o tendrá desgaste excesivo en la banda y la polea. Las flechas que no están paralelas son comunes y causan que las bandas trabajen más duramente de un lado. En tal caso, las bandas se desgastan más aprisa y tendrá que reemplazarla.

El desalineamiento de la polea sólo estará indicado por la cubierta y el desgaste de la polea. Las ranuras de la polea deben ser lisas. El polvo, el aceite y otros materiales extraños producen picaduras y óxido. Las paredes socavadas de la banda la arruinan rápidamente. Un fondo de polea brillante indican que la polea y la banda están muy gastadas.⁵¹

Entre las fallas que se pueden mencionar en las bandas se encuentran:

a) Deterioro por aceite: La saturación de aceite arruina el hule de las bandas. Para una protección completa contra el aceite, instale guardas contra las salpicaduras. Donde el aceite no puede evitarse, cambie sus

⁵¹ Operación de plantas Industriales", Stephen Michael Elonka, Editorial Mc. GRAW HILL, México 1983, Pág. 367

bandas por unas que sean resistentes al aceite.

b) Estructura de la cubierta rota: La estructura de la cubierta, se rompe por palanquear la banda sobre la polea durante la instalación. La madera o el metal que caiga dentro de la ranura producirá el mismo efecto. Evite el daño moviendo el motor mientras se ajusta la banda en la polea dentro de la ranura.

c) Quemada por patinar: Esto se da cuando una banda está demasiado floja, no se mueve y la fricción contra la polea ranurada quema el hule. Cuando la banda finalmente engancha la polea, ésta se revienta por lo que hay que revisar la tensión. Si está bien, hay que revisar la transmisión para que no haya sobrecarga.

d) Rotura por parada brusca: He aquí lo que sucede cuando la banda "trueno el látigo". El desgaste de la cubierta muestra que la banda ha estado patinando demasiado. Mantenga la banda tensa. Revise la tensión.

e) Desgaste por abrasión: Las paredes laterales las bandas se desgastan debido a materiales extraños y al óxido en la polea. Instale protectores contra el polvo y mantenga tensa la banda si el lugar de trabajo es extremadamente polvoso.

f) Agrietamiento de la base: Este tipo de falla ocurre cuando la banda ha estado trabajando a altas temperaturas. Hay que evitar los ambientes de más de 65.5°C y revisar la temperatura de la bodega de almacenamiento.

g) Separación de una capa: Una polea ranurada demasiado pequeña origina la división a lo largo de la línea de paso de una banda. Recuerde: cada tamaño de banda tiene un diámetro mínimo de polea. Revise siempre el diseño de la transmisión e instale la que considere correcta.

h) Ruptura: Muchas causas pueden conducir a este estado. Piedras o herramientas que caigan en las ranuras de la polea romperán las cuerdas de las capas o del refuerzo. Las bandas se aflojan lo suficiente para torcerse en la ranura y se pueden romper las cuerdas.

i) Lados de la banda gastados: Cuando los lados de la banda muestran desgaste, éste puede deberse a causas normales. Pero vea si hay desalineación. La mugre y la arenilla también pueden producir un desgaste anormal. Reemplace la banda antes de que el desgaste sea excesivo.⁵²

A continuación se presenta el cronograma de actividades a implementar para el mantenimiento de la máquina.

⁵² Operación de plantas Industriales”, Stephen Michael Elonka, Editorial Mc. GRAW HILL, México 1983, Pág. 366

3.1.4 CRONOGRAMA ANUAL DE ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO.

ACTIVIDADES	ENERO					FEBRERO					MARZO					ABRIL					MAYO					JUNIO					JULIO					AGOSTO					SEPTIEMBRE					OCTUBRE					NOVIEMBRE					DICIEMBRE				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5					
*LIMPIEZA GENERAL	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
*REVISION DE FAJA	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
*ACEITAR ELEMENTOS MECANICOS	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
* REVISAR EL APRIETE DE FERNOS DE CHUMACERAS	X					X					X					X					X					X					X					X					X					X					X									
*LIMPIEZA Y CAMBIO DE GRASA DE CHUMACERAS	X										X															X										X																								
*REVISION GENERAL DEL MOTOR	X										X															X										X																								
*REVISION DEL SISTEMA ELECTRICO	X										X															X										X																								
* REVISION DEL CONTADOR DE CICLOS	X										X															X										X																								

3.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

3.2.1 OPERACIONES PARA MEDIR LA CARGA Y DEFLEXIÓN EN EL EXTREMO DE LA PROBETA

1.1 Conectar apropiadamente el tomacorriente en la fuente de energía trifásica del laboratorio.

1.2 Instalar la probeta en el soporte auxiliar, asegurándose que esté adecuadamente sujeta.

1.3 Instalar el comparador de carátula, en su soporte.

1.4 Colocar los pesos en el portadisco.

1.5 Instalar el portadiscos en el extremo libre de la probeta asegurándose que esté adecuadamente sujeto.

1.6 Anotar la lectura del dial del comparador según la carga especificada.

1.7 Desmontar el portadiscos del extremo de la probeta.

1.8 Quitar el comparador del soporte auxiliar.

1.9 Desmontar la probeta del soporte auxiliar.

1.10 Seguir la misma secuencia de pasos, para cada probeta a ensayar, anotando para cada una la carga y la deflexión que presenten respectivamente.

3.2.2 OPERACIONES PARA REALIZAR LA PRUEBA

2.1 Colocar la probeta en el soporte móvil.

2.2 Colocar adecuadamente la probeta en el soporte fijo.

2.3 Colocar el comparador de carátula en su soporte.

2.4 Aflojar los pernos de la doble excéntrica.

2.5 Regular la doble excéntrica hasta obtener la deflexión requerida.

2.6 Apretar los pernos de la doble excéntrica.

2.7 Energizar el sistema eléctrico y electrónico de la máquina.

2.8 Asegúrese que el contador de ciclos esté a cero. Caso contrario presione el botón de Reset.

2.9 Asegúrese que la tolva del eje esté cerrada apropiadamente.

2.10 Presionar el botón de encendido del motor(START).

2.11 Después de la falla, anotar la lectura del contador electrónico de ciclos.

2.12 Remover los pedazos de la probeta ensayada del soporte móvil y fijo respectivamente.

2.13 Para un subsiguiente ensayo, repetir la secuencia de pasos a partir del literal 2 según sea el número de probetas a examinar.

2.14 Al finalizar la ultima prueba desenergizar el sistema eléctrico y electrónico.

2.15 Desconecte el tomacorriente trifásico de la conexión del laboratorio.

3.3 GUÍA DE LABORATORIO

A continuación se presenta una guía de laboratorio para realizar las pruebas de fatiga en materiales metálicos. Dicha guía contiene una introducción teórica en la cual se explica brevemente el fenómeno de la fatiga. Además, se incluye el equipo utilizado y el procedimiento a seguir en la realización de las pruebas. Seguidamente se presenta una tabla, la cual debe de ser completada de acuerdo a las pruebas obtenidas.

Con este laboratorio se pretende que el estudiante de Ingeniería mecánica se familiarice con este tipo de pruebas y conozca que tan importante es tener presente los factores que influyen en la resistencia a la fatiga.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

GUÍA DE LABORATORIO:

DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS PARA CARGAS DE FLEXIÓN RECIPROCANTE.

OBJETIVO GENERAL:

Determinar el valor del límite de resistencia a la fatiga en materiales metálicos cuando son sometidos a cargas de flexión recíproca.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

1. Elaborar el diagrama S-N para el material en estudio utilizando los datos obtenidos en las pruebas.
2. Identificar las características de la falla por fatiga para ciclos altos y bajos.
3. Conocer los métodos y/o procedimientos para la realización de pruebas de fatiga por flexión recíproca.

EQUIPO UTILIZADO:

- * Máquina para efectuar pruebas de fatiga por flexión recíprocante.
- * Comparador de reloj.
- * Pesas
- * Llave Allen de 5 mm.
- * Llave mixta de 13 mm(1/2")
- * Llave mixta de 8 mm.
- * Llave para regular la doble excéntrica.

I. INTRODUCCIÓN TEÓRICA:

Determinar las propiedades de los materiales metálicos cuando están sometidos a cargas periódicas, tiene una vital importancia para poder diseñar mecanismos lo suficientemente seguros y confiables en su funcionamiento.

Cuando se somete una pieza a cargas periódicas, ya sean estas alternantes, pulsantes o fluctuantes; se inicia una falla o agrietamiento superficial, que progresa continuamente hasta la rotura total. Este tipo de falla es conocida como fatiga.

En este experimento se pretende determinar la resistencia a la fatiga que el espécimen de prueba presenta cuando está sometido a una determinada carga de flexión recíprocante; para lo cual se realizan una serie de ensayos en probetas sometidas a diferentes magnitudes de carga. Los datos obtenidos se utilizan para trazar la curva S-N. Para cada carga aplicada se deben de realizar por lo menos 3 pruebas a fin de poder obtener al menos 6 puntos de la curva.

El esfuerzo es calculado utilizando la siguiente ecuación:

$$S = \frac{6Fx}{bh^2}$$

Donde: F = Carga aplicada

x = Distancia desde el punto de carga al punto de falla

b = Ancho del la probeta en el punto de falla

h = Espesor de la probeta

II. CUESTIONARIO DE PRE-LABORATORIO

1. Defina el concepto de fatiga en materiales metálicos.
2. Mencione cuatro factores que influyen en el fenómeno de fatiga.
3. Defina el concepto de límite de fatiga.
4. Explique en que consiste el diagrama S-N, y como se representan los datos obtenidos en el laboratorio.
5. Mencione tres características que presentan las fallas por fatiga.

III. PROCEDIMIENTO

1. Conectar apropiadamente el tomacorriente en la fuente de energía trifásica del laboratorio.
2. Instalar la probeta en el soporte auxiliar, asegurándose que esté adecuadamente sujeta.
3. Instalar el comparador de carátula, en el soporte auxiliar.
4. Colocar los pesos en el portadisco de acuerdo a la carga seleccionada.

5. Instalar el portadiscos en el extremo libre de la probeta asegurándose que esté adecuadamente sujeto.
6. Anotar la lectura del dial del comparador según la carga especificada.
7. Desmontar el portadiscos del extremo de la probeta.
8. Quitar el comparador del soporte auxiliar.
9. Desmontar la probeta del soporte auxiliar.
10. Seguir la misma secuencia de pasos, para cada probeta a ensayar, anotando para cada una la carga y la deflexión que presenten respectivamente.
11. Colocar la probeta en el soporte móvil.
12. Colocar adecuadamente la probeta en el soporte fijo.
13. Colocar el comparador de carátula en su soporte.
14. Aflojar los pernos de la doble excéntrica.
15. Regular la doble excéntrica hasta obtener la deflexión requerida.
16. Apretar los pernos de la doble excéntrica.
17. Energizar el sistema eléctrico y electrónico de la máquina.

18. Asegúrese que el contador de ciclos esté a cero. Caso contrario presione el botón de Reset.
19. Asegúrese que la tolva del eje esté cerrada apropiadamente.
20. Presionar el botón de encendido del motor(START).
21. Después de la falla, anotar la lectura del contador electrónico de ciclos.
22. Remover los pedazos de la probeta ensayada del soporte móvil y fijo respectivamente.
23. Para un subsiguiente ensayo, repetir la secuencia de pasos a partir del literal 2 según sea el número de probetas a examinar.
24. Al finalizar la ultima prueba desenergizar el sistema eléctrico y electrónico.
25. Desconecte el tomacorriente trifásico de la conexión del laboratorio.

IV. ASIGNACIONES

1. Con los datos obtenidos en las pruebas, complete la tabla 1.
2. Grafique el diagrama S-N.
3. Determine el límite de resistencia a la fatiga.
4. Compare el límite de resistencia a la fatiga obtenido de las pruebas con el límite de resistencia teórico($S_e = 0.5S_{ut}$).

TABLA 1

RESULTADOS EXPERIMENTALES DE PRUEBAS DE FATIGA.

FECHA: _____

MATERIAL A EVALUAR: _____

R.P.M. : _____

NÚMERO DE PRUEBA	FUERZA (F) (Kg)	DEFLEXIÓN (y) (mm)	RESISTENCIA A LA FATIGA(S) (Kg/mm ²)	CICLOS PARA FRACTURA (N)	PROMEDIO DE CICLOS
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					

CAPÍTULO IV

“PRUEBA Y ANÁLISIS DE RESULTADOS”

4.0 INTRODUCCIÓN

Para cada metal sometido a un esfuerzo variable, cualquiera que sea la naturaleza de dicho esfuerzo, se admite que existe un límite de resistencia a la fatiga que corresponde a la máxima amplitud del esfuerzo que puede aplicarse indefinidamente, sin provocar la rotura.

Este límite teórico no tiene ningún interés puesto que todos los mecanismos tienen una vida limitada, a consecuencia del desgaste, corrosión y otras causas inherentes al mismo servicio.

En la práctica, se considera un límite práctico o convencional de la fatiga, para el cual la rotura no tiene lugar al cabo del número de ciclos del esfuerzo que se considera ha de soportar normalmente durante la duración del servicio.

En este capítulo se presentan las pruebas realizadas en probetas de acero inoxidable AISI 304 para determinar dicho límite práctico. Antes de presentar los resultados obtenidos, se da una breve información acerca de los factores que provocan la dispersión durante las pruebas. Además, se muestra la forma en que se deben graficar los resultados de las pruebas.

4.1 DETERMINACIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR ENSAYO DE LARGA DURACIÓN

Para este caso, se ensaya una serie de probetas del mismo metal, bajo una carga determinada, anotándose para cada una de ellas el número de ciclos correspondiente para el que ha tenido lugar la rotura o si ésta no se ha producido. Cada probeta está sometida a una sola carga durante toda la duración del ensayo.

Se procede siempre por cargas sucesivamente decrecientes y se determinan los números crecientes de ciclos. Si antes del número de ciclos convencional elegido rompe la probeta, la carga aplicada es superior al límite convencional de fatiga. En la práctica corriente se ensayan 8 ó 10 probetas que se cargan diferentemente, de manera que 2 ó 3 de ellas no se rompan.⁵³

4.2 DIAGRAMA DE FATIGA DE WÖHLER

Si se llevan sobre un diagrama, en ordenadas los esfuerzos y en abscisas los números de ciclos, los resultados de los ensayos de fatiga se

⁵³ R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág.100.

sitúan sobre una curva que presenta una forma asintótica y que divide el plano del diagrama en dos regiones: una región superior correspondiente a condiciones para las cuales las probetas no hubieran podido resistir sin romperse, y otra región inferior en la que las probetas no rompen. El límite de fatiga corresponde a la asíntota horizontal de la curva.

Por comodidad de la representación, se llevan generalmente los números de ciclos en escala logarítmica. La curva presenta entonces una parte recta e inclinada mientras que no se alcanza el límite de fatiga, y otra parte, paralela al eje de las X, cuando se alcanza dicho límite. El punto anguloso, formado por el encuentro de las dos partes de la curva, se presenta en general para los aceros entre 1 y 5 millones de ciclos (figura 45).

El aspecto de la fractura obtenida bajo cargas variables de muy fuerte amplitud, en un pequeño número de ciclos, se aproxima al de las fracturas estáticas. El paso de la rotura por fatiga a la rotura estática se hace progresivamente, y la prolongación de la curva de fatiga hacia $N=1$, corresponde a la carga de rotura estática.⁵⁴

⁵⁴ R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág. 101.

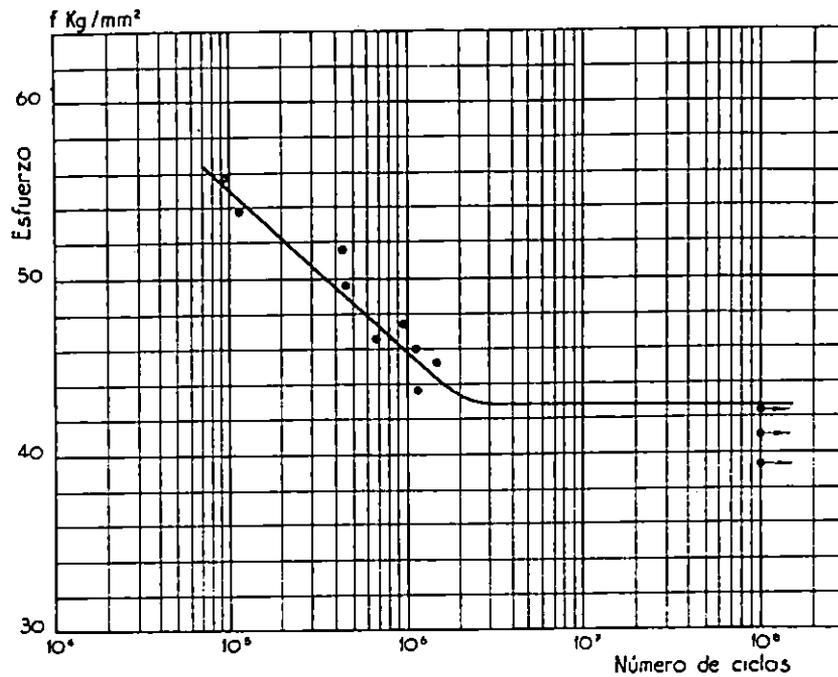


FIGURA 45. Curva de fatiga en abscisas logarítmicas para un acero con 0.1%C; 3%Ni; 0.5%Cr; templado en aceite. /2/

4.3 DISPERSIÓN EN LOS RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE LARGA DURACIÓN

El trazado de toda la curva de fatiga hasta el límite muestra que los puntos figurativos se encuentran generalmente más ó menos dispersos a una y otra parte de la curva supuesta.

Las causas de la dispersión son múltiples y debidas:

- a) A tolerancias de fabricación y montaje de las probetas.
- b) A defectos de centrado de las probetas con relación al eje de oscilación.
- c) Al estado de la superficie, sentido y profundidad de las rayas de mecanizado.
- d) A la presencia de esfuerzos superficiales debidos al mecanizado o a tratamientos mecánicos ó térmicos anteriores.
- e) Durante los ensayos, a la variación de la temperatura del metal a consecuencia de la variación de la temperatura ambiente, al calentamiento producido por los esfuerzos cíclicos, o igualmente a la corrosión atmosférica.

Para fijar la dispersión atribuible al metal ensayado se deben mantener constantes, y tan débiles como sea posible, los factores anteriormente citados. Excepto para la dispersión debida a las tolerancias de fabricación y montaje de las probetas, no es posible determinar el valor de los errores introducidos por los factores enumerados.

El estudio de la dispersión no deja de tener interés, porque puede ser atribuida, en condiciones de ensayo idénticas, a roturas anormales debidas a defectos internos o superficiales y también a heterogeneidad química o estructural del metal. Cuando los puntos figurativos están correctamente

alineados, el metal experimentado puede considerarse como sano y homogéneo. En efecto, se ha comprobado que, para un metal que cumpla esta condición, los puntos se sitúan sobre una recta, mientras para un metal que contiene inclusiones, los puntos están dispersos en una zona comprendida entre dos rectas.

Los aceros recocidos o templados con revenido elevado muestran una dispersión menor que los aceros templados solamente. Esto se debe, sin duda, al hecho de que son menos sensibles al mecanizado, y también a la presencia de tensiones internas más débiles.

Si se ensaya un número suficiente de probetas, 20 por lo menos bajo diferentes esfuerzos que producen la rotura al cabo de números variables de ciclos, pueden dejarse todos los puntos representativos comprendidos entre dos curvas que marcan la dispersión.

Se tiene de esta forma una dispersión vertical del esfuerzo para un número dado de ciclos y una dispersión horizontal del número de ciclos para un esfuerzo dado. A cada valor del esfuerzo no corresponde ya una duración determinada, caracterizada por un número de ciclos N , si no una probabilidad de rotura en un intervalo de ciclos $N_2 - N_1$.

Sobre la dispersión de los resultados de ensayos de fatiga se han hecho pocos estudios sistemáticos, debido a los numerosos factores dependientes del metal y de las condiciones de los ensayos.⁵⁵

4.4 EFECTO DEL CALENTAMIENTO

Midiendo la temperatura de la probeta durante el ensayo de fatiga se han distinguido tres períodos en el calentamiento:

En el primer período se produce un deslizamiento plástico, acompañado de una elevación importante de temperatura. A consecuencia del endurecimiento que se produce, el deslizamiento plástico disminuye cada vez más, e igualmente lo hace el calentamiento, tendiendo hacia un valor constante.

Este segundo período de calentamiento más débil tiene una duración relativamente larga con relación a la duración total del ensayo. En fin, un tercer período, en el cual se produce la fisura, el calentamiento aumenta de nuevo, y muy rápidamente, hasta la rotura final de la probeta.⁵⁶

⁵⁵ R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág. 105.

⁵⁶ R. Cazaud "La Fatiga de los Metales", Editorial AGUILAR, 1957, Pág. 114.

4.5 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Para las pruebas de fatiga por flexión recíprocante se utilizó un acero con las siguientes características:

Acero inoxidable AISI 304 laminado en frío

Composición química: 0.05%C; 0.5%Si; 1%Mn; 18.4%Cr; 8.5%Ni

Propiedades mecánicas: $S_{ut} = 55$ a 62 Kg/mm^2

$S_y = 22$ a 33 Kg/mm^2

BHN = 165 a 200

Para poder graficar el diagrama S-N se ensayaron un total de 20 probetas a diferentes magnitudes de carga. Cada probeta fue cargada por medio de pesas. Debe de tenerse cuidado de no utilizar esta misma probeta para obtener otra deflexión ya que la fuerza aplicada anteriormente pudo haber producido alguna deformación plástica.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en las pruebas y el gráfico S-N para el material en estudio.

Número de probeta	Fuerza Kg(Lb)	Deflexión mm	Resistencia Kg/mm ²	Ciclos	Promedio de ciclos
1	15(33)	3.11	27.02	1153	1153
2	9.81(21.6)	2.3	22.7	3300	
3	9.81(21.6)	2.3	22.78	2778	3039
4	8.18(18)	1.73	22.59	6326	
5	8.18(18)	1.73	14.08	5779	6052.5
6	6.4(14.1)	1.35	14.22	34613	
7	6.4(14.1)	1.35	13.71	31048	
8	6.4(14.1)	1.35	13.35	29447	31702.66
9	5.9(13)	1.16	15.27	45608	
10	5.9(13)	1.16	16.73	47924	
11	5.9(13)	1.16	14.4	53445	48992.33
12	5.77(12.7)	1.14	16.35	95220	
13	5.77(12.7)	1.14	13.07	72789	
14	5.77(12.7)	1.14	12.57	84948	84319
15	5.27(11.6)	1.10	11.99	143417	
16	5.27(11.6)	1.10	12.25	119739	
17	5.27(11.6)	1.10	11.79	134613	132589.66
18	5(11)	0.97	12.22	218810	218810
19	2.5(5.5)	0.46	6.22	1000000	1000000
20	4.77(10.5)	1.07	11.56	1000000	
21	4.77(10.5)	1.07	11.56	1000000	1000000

TABLA 12. Resultado de las pruebas.

DIAGRAMA S-N PARA ACERO INOX. AISI 304
 $r^2=0.821782189$ FItStdErr=2.036827 Fstat=39.1944472
 Rank 535 Egn 1197 $y=a+blnx/x+c/x^d$
 $a=12.546441$ $b=5442.072$
 $c=-738049.37$

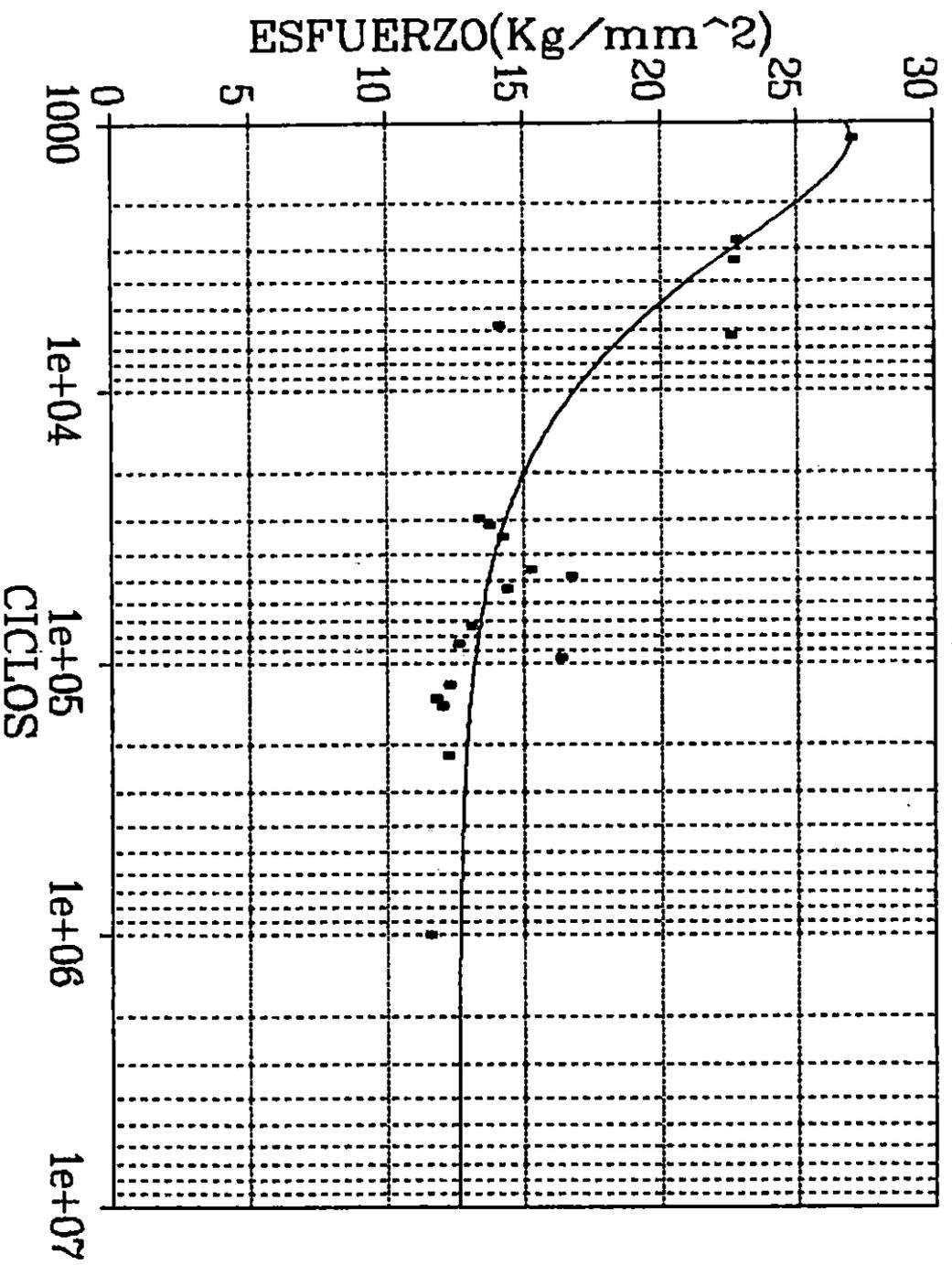


FIGURA 46. Diagrama S-N para un acero inoxidable AISI 304.

4.6 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Debido a limitantes económicas no se pudo hacer más pruebas para obtener otros puntos de la gráfica. Durante las pruebas se observó que a ciclos bajos, la probeta sufre una ligera deformación plástica debido a que se sobrepasó la resistencia de fluencia del material.

Como se puede observar, todas las probetas rompen cerca del punto más angosto. Teóricamente(según la norma), tienen que romper normalmente en la sección más angosta, el margen de error se debió a que las probetas fueron hechas utilizando equipo de obra de banco.

Cuando se quiso obtener resultados para 10^3 ciclos se observó que la probeta falló formando un arco y no de una forma lineal como las demás.

Esto se debió a que el área de sujeción en el soporte móvil disminuyó debido a que se modificó dicho soporte impidiendo que los pernos sujetaran la probeta de una forma efectiva como lo especifica la norma consultada.

OBSERVACIONES

1. Durante las pruebas se observó que los cambios en la temperatura ambiente provocó dispersión en los resultados para una misma magnitud de carga debido a que si se tienen altas temperaturas, esto evita que el calor producido en la probeta debido al ciclo de histéresis no se disipe provocando que falle a menos ciclos

2. Se observó que las probetas tenían algunas ralladuras debidas a su construcción provocando una disminución en la resistencia a la fatiga.

3. La estructura del grano es más fino para ciclos altos observándose que la falla producida fue debido a fatiga.

4. Para ciclos bajos se observa un tipo de falla estática y no se puede predecir a que número de ciclos se empieza a observar el tipo de falla por fatiga.

CONCLUSIONES

*. Los efectos de los factores que influyen en las fallas por fatiga, deben de ser tomados en cuenta cuando se diseña un determinado elemento mecánico, a fin de reducirlos y obtener un mayor tiempo de servicio.

*. Se deben de evitar las rayas de mecanizado, martillado, moleteado y tener cuidado en el sentido de las fibras del metal a la hora de maquinar una probeta , ya que esto afecta el valor del límite de resistencia a la fatiga.

*. La resistencia a la fatiga se ve afectada con los cambios en la temperatura ambiente.

*. La máquina fue diseñada para poder efectuar pruebas de flexión recíproca donde el esfuerzo medio es cero, pero regulando el perno del soporte fijo se pueden realizar pruebas donde se requiera de una precarga que provoque que los esfuerzos máximos y mínimos sean de diferente magnitud.

RECOMENDACIONES

Debido a los problemas tenidos en las pruebas de ciclos bajos se sugiere reconstruir la pieza b del soporte móvil de la forma como se hizo inicialmente.

Se sugiere construir pesos menores a 1 Lb para poder obtener valores de carga con los cuales se lograrían más puntos de la gráfica.

Se sugiere que las pruebas se realicen en un cuarto en el cual se pueda controlar la temperatura ambiente y así poder obtener resultados confiables.

BIBLIOGRAFÍA

1. "Ensaye e Inspección de los Materiales de Ingeniería"
Hammer E. Davis
Compañía editorial continental, S.A.
2. "La Fatiga de los Metales"
R. Cazaud
Editorial AGUILAR
Madrid 1957
3. Annual Book of ASTM Standards"
Fatigue Test
(B 593) 6
1975
4. "Engineering Materials"
Their mechanical properties and applications
Joseph Marin
Editorial Prentice Hall, INC

1960

5. "Fatiga de los Metales"

P. G. Forrest

URMO, S.A. de Ediciones

España 1962

6. Pedro D. Peralta, PPERALTA @SOLI.IRSM.UPENN.EDU

Reference:

"Failure of Materials in Mechanical Design"

J. Collins

2nd Edition

Editorial John Wiley and Son

N.Y. 1993

7. "Fatigue Strength of Materials"

U.S. Government Printing Office: 1960

8. "Metals Handbook"

ASM Handbook Committee

8th Edition, Vol. 10

Failure Analysis and Prevention

9. "Mechanical Metalurgy"
George E. Dieter
1976

10. "Introducción a la Metalurgia Física"
Sydney H. Avner
2ª Edición
Editorial Mc Graw Hill
México 1980

11. "Diseño en Ingeniería Mecánica"
Joseph E. Shigley
5ª Edición
Editorial Mc. GRAW HILL
México 1992

12. "Diseño de Máquinas"
Aaron D. Deutschman
Editorial CECSA
México 1991

13. "Fundamentos de Diseño en Ingeniería Mecánica"

Robert C. Juvinall

Editorial LIMUSA, S.A.

México 1991

14. "Catálogo General de la SKF"

Alemania 1982

15. "Fundamentos de Dibujo en Ingeniería"

Warren J. Luzadder

9ª Edición

Editorial PRENTICE HALL

México 1988

16. "Manual de Mantenimiento Eléctrico Industrial"

Pedro Camarena

Editorial Continental

1980

17. "Manual de Mantenimiento Industrial"
Tomo II
L. C. Morrow
Editorial Continental
1973

18. "Operación de Plantas Industriales"
Stephen Michael Elonka
Editorial Mc. GRAW HILL
1983

19. "Manual de Mantenimiento y Selección de Motores"
ASEA.

20. "Primer Curso Sobre Dirección y mantenimiento"
Ing. Luís Guidos

21. Fatigue hardening and Fatigue Life of some F.C.C. Metals And alloys
under Alternating Bending
L. Pentti Karjalainen
Edición OULU
Finlandia 1974

ANEXOS

ANEXO A
“TABLAS”

Metal	Módulo de elasticidad, E		Módulo de rigidez, G		Relación de Poisson, ν	Peso unitario, w (lb/pulg ³)	Densidad, ρ (Mg/m ³)	Coeficiente de expansión térmica, α		Conductividad térmica	
	10 ⁶ lb/pulg ²	GPa	10 ⁶ lb/pulg ²	GPa				10 ⁻⁶ /°F	10 ⁻⁶ /°C	Btu/h-pie-°F	W/m-°C
Aleación de aluminio	10.4	72	3.9	27	0.32	0.10	2.8	12.	22	100	173
Cuproberilio	18.5	127	7.2	50	0.29	0.30	8.3	9.3	17	85	147
Latón, bronce	16	110	6.0	41	0.33	0.31	8.7	10.5	19	45	78
Cobre	17.5	121	6.6	46	0.33	0.32	8.9	9.4	17	220	381
Hierro fundido gris ^b	15	103	6.0	41	0.26	0.26	7.2	6.4	12	29	50
Aleación de magnesio	6.5	45	2.4	17	0.35	0.065	1.8	14.5	26	55	95
Aleación de níquel	30	207	11.5	79	0.30	0.30	8.3	7.0	13	12	21
Acero al carbón	30	207	11.5	79	0.30	0.28	7.7	6.7	12	27	47
Acero de aleación	30	207	11.5	79	0.30	0.28	7.7	6.3	11	22	38
Acero inoxidable	27.5	190	10.6	73	0.30	0.28	7.7	8.0	14	12	21
Aleación de titanio	16.5	114	6.2	43	0.33	0.16	4.4	4.9	9	7	12
Aleación de zinc	12	83	4.5	31	0.33	0.24	6.6	15.0	27	64	111

TABLA A1. Propiedades físicas de los metales comunes. /13/

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI NÚM.	TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C (°F)	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN %	REDUCCIÓN DE ÁREA, %	DUREZA BRINELL
1030	Q&T*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	Q&T*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	Q&T*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	Q&T*	540 (1000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	Q&T*	650 (1200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado Recocido	925 (1700) 870 (1600)	521 (75) 430 (62)	345 (50) 317 (46)	32 35	61 64	149 137
1040	Q&T	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	Q&T	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	Q&T	650 (1200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado Recocido	900 (1650) 790 (1450)	590 (86) 519 (75)	374 (54) 353 (51)	28 30	55 57	170 149
1050	Q&T*	205 (400)	1120 (163)	807 (117)	9	27	514
	Q&T*	425 (800)	1090 (158)	793 (115)	13	36	444
	Q&T*	650 (1200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado Recocido	900 (1650) 790 (1450)	748 (108) 636 (92)	427 (62) 365 (53)	20 24	39 40	217 187
1060	Q&T	425 (800)	1080 (156)	765 (111)	14	41	311
	Q&T	540 (1000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	Q&T	650 (1200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado Recocido	900 (1650) 790 (1450)	776 (112) 626 (91)	421 (61) 372 (54)	18 22	37 38	229 179
1095	Q&T	315 (600)	1260 (183)	813 (118)	10	30	375
	Q&T	425 (800)	1210 (176)	772 (112)	12	32	363
	Q&T	540 (1000)	1090 (158)	676 (98)	15	37	321
	Q&T	650 (1200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
	Normalizado Recocido	900 (1650) 790 (1450)	1010 (147) 658 (95)	500 (72) 380 (55)	9 13	13 21	293 192
1141	Q&T	315 (600)	1460 (212)	1280 (186)	9	32	415
	Q&T	540 (1000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262
4130	Q&T*	205 (400)	1600 (236)	1460 (212)	10	41	467
	Q&T*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	Q&T*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	Q&T*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	Q&T*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado Recocido	870 (1600) 865 (1585)	670 (97) 560 (81)	436 (63) 361 (52)	25 28	59 56	197 156
4140	Q&T	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	Q&T	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	Q&T	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	Q&T	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	Q&T	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado Recocido	870 (1600) 815 (1500)	1020 (148) 655 (95)	655 (95) 417 (61)	18 26	47 57	302 197
4340	Q&T	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	Q&T	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	Q&T	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	Q&T	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

TABLA A2. Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros con tratamiento térmico. /11/

	<i>Flexión</i>	<i>Axial</i>	<i>Torsión</i>
a. Límite de resistencia a la fatiga ^a $S_u = S'_u C_f C_G C_S$, donde S'_u es el límite de resistencia a la fatiga de R. R. Moore, y			
C_f (factor de carga)	1	1	0.58
C_G (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_S (factor superficial)			
b. resistencia a 10^7 ciclos	$0.9S_u$	$0.75S_u$	$0.9S_{us}^d$

Nota: 1. Para toda carga biaxial, excepto la torsional, conviértanse los esfuerzos reales a un *esfuerzo de flexión equivalente* usando la teoría de la energía de distorsión. Luego relaciónese este esfuerzo con la *resistencia a la fatiga por flexión*.
2. Para confiabilidad distinta del 50 por ciento, multiplíquese S_u por C_R (la resistencia a 10^7 ciclos por lo general se multiplica por C_R).

^aPara materiales que no tienen un límite de resistencia a la fatiga aplíquense los factores para la resistencia a 10^7 o a 5×10^8 ciclos.

^bPara (2 pulg ó 50 mm) < diám. < (4 pulg ó 100 mm) redúzcanse los factores en 0.1. Para (4 pulg ó 100 mm) < diám. < (6 pulg ó 150 mm) redúzcanse estos factores en 0.2.

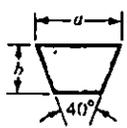
^cNormalmente no se hacen correcciones por el gradiente a la superficie, pero el valor experimental de S_u o S_{us} debe corresponder a tamaños razonablemente cercanos a los utilizados.

^d $S_{us} = 0.85S_u$ para el acero; $S_{us} = 0.7 S_u$ para otros metales dúctiles.

TABLA A3. Factores generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles. /13/

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO	
	TORSIONAL	NORMAL
	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME	
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

TABLA A4. Factores de servicio K_s sugeridos para transmisiones de bandas en V. /11/



SECCIÓN	ANCHO a , in	ESPESOR b , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{16}$	3.0	1-10
B	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{11}{8}$	9.0	15-100
D	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{7}{8}$	13.0	50-250
E	1 $\frac{1}{2}$	1	21.6	100 o mayor

TABLA A5. Secciones de bandas trapeciales estándares. /11/

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

TABLA A6 Circunferencias internas de bandas en V estándares. /11/

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

TABLA A7. Conversiones de longitud de banda(Súmese la cantidad enlistada a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas). /11/

TABLA A8. Potencias nominales en HP de bandas trapeziales. /11/

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
	5.4	1.27	2.29	2.80	3.12	
	5.8	1.44	2.59	3.01	3.34	2.10
	6.2	1.59	2.87	3.24	3.45	2.82
B	6.6	1.72	3.09	3.46	3.85	3.45
	7.0	1.84	3.34	3.74	4.00	4.00
	7.4	1.92	3.61	4.03	4.28	4.48
	7.8	2.01	3.88	4.23	4.67	4.90
	8.2	2.10	4.16	4.49	5.01	
	8.6	2.20	4.44	4.76	5.36	3.12
	9.0	2.30	4.71	5.03	5.71	5.52
	9.4	2.40	5.00	5.30	6.06	7.39
	9.8	2.50	5.29	5.57	6.41	8.89
	10.2	2.60	5.58	5.84	6.76	10.1
C	10.6	2.70	5.87	6.11	7.11	11.1
	11.0	2.80	6.16	6.36	7.46	
	11.4	2.90	6.45	6.61	7.81	8.89
	11.8	3.00	6.74	6.86	8.16	10.1
	12.2	3.10	7.03	7.11	8.51	
	12.6	3.20	7.32	7.36	8.86	8.89
	13.0	3.30	7.61	7.61	9.21	10.1
	13.4	3.40	7.90	7.86	9.56	11.1
	13.8	3.50	8.19	8.11	9.91	
	14.2	3.60	8.48	8.36	10.26	10.1
D	14.6	3.70	8.77	8.61	10.61	11.1
	15.0	3.80	9.06	8.86	10.96	
	15.4	3.90	9.35	9.11	11.31	11.1
	15.8	4.00	9.64	9.36	11.66	
	16.2	4.10	9.93	9.61	12.01	11.1
	16.6	4.20	10.22	9.86	12.36	
	17.0	4.30	10.51	10.11	12.71	11.1
	17.4	4.40	10.80	10.36	13.06	
	17.8	4.50	11.09	10.61	13.41	11.1
	18.2	4.60	11.38	10.86	13.76	
E	18.6	4.70	11.67	11.11	14.11	11.1
	19.0	4.80	11.96	11.36	14.46	
	19.4	4.90	12.25	11.61	14.81	11.1
	19.8	5.00	12.54	11.86	15.16	
	20.2	5.10	12.83	12.11	15.51	11.1
	20.6	5.20	13.12	12.36	15.86	
	21.0	5.30	13.41	12.61	16.21	11.1
	21.4	5.40	13.70	12.86	16.56	
	21.8	5.50	13.99	13.11	16.91	11.1
	22.2	5.60	14.28	13.36	17.26	
E	22.6	5.70	14.57	13.61	17.61	11.1
	23.0	5.80	14.86	13.86	17.96	
	23.4	5.90	15.15	14.11	18.31	11.1
	23.8	6.00	15.44	14.36	18.66	
	24.2	6.10	15.73	14.61	19.01	11.1
	24.6	6.20	16.02	14.86	19.36	
	25.0	6.30	16.31	15.11	19.71	11.1
	25.4	6.40	16.60	15.36	20.06	
	25.8	6.50	16.89	15.61	20.41	11.1
	26.2	6.60	17.18	15.86	20.76	

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

TABLA A9. Factor de corrección de longitud de banda K₂ /11/

Banda	Diámetro de paso, pulg		Ángulo de la ranura, grados	Dimensiones estándares de las ranuras, pulg				
	Mínimo recomendado	Intervalos		W	D	X	S	E
A	3.0	2.6-5.4	34	0.494	0.490	0.125	3/16	3/16
		Más de 5.4	38	0.504				
B	5.4	4.6-7.0	34	0.637	0.580	0.175	3/16	3/16
		Más de 7.0	38	0.650				
C	9.0	7.0-7.99	34	0.879	0.780	0.200	1/2	13/16
		8.0-12.0	36	0.887				
		Más de 12.0	38	0.895				
D	13.0	12.0-12.99	34	1.259	1.050	0.300	13/16	3/4
		13.0-17.0	36	1.271				
		Más de 17.0	38	1.283				
E	21.0	18.0-24.0	36	1.527	1.300	0.400	13/16	13/16
		Más de 24.0	38	1.542				

TABLA A10. Dimensiones estándares de las ranuras o canales de las garruchas para múltiples bandas en V. /12/

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 períodos: 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 períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, amoladoras, 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, compresoras, 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 A11. Guía para los valores de la duración L_{10h} para diferentes clases de máquinas. /14/

Dimensiones principales		Capacidad de carga		Límite de velocidad Lubricación con grasa r/min	Masas Rodamiento kg	Manguito de fijación	Designaciones Rodamiento de fijación
d ₁	D	B	C				
mm							
		N		kg			
20	52	15	12 100	4 050	13 000	16 000	1205 K
	52	18	12 400	4 250	11 000	14 000	2205 K
	62	17	17 800	6 000	9 500	12 000	1305 K
25	62	16	15 600	5 850	10 000	13 000	1206 K
	62	20	15 300	5 700	9 500	12 000	2206 K
	72	19	21 200	7 800	9 000	11 000	1306 K
	72	27	31 200	10 000	8 000	10 000	2306 K
30	72	17	15 900	6 700	9 000	11 000	1207 K
	72	23	21 600	8 300	8 500	10 000	2207 K
	80	21	25 100	9 800	7 500	9 000	1307 K
	80	31	35 700	12 900	7 000	8 500	2307 K
35	80	18	19 000	8 650	8 500	10 000	1208 K
	80	23	22 500	9 500	7 500	9 000	2208 K
	90	23	29 600	12 200	6 700	8 000	1308 K
	90	33	44 900	15 600	6 300	7 500	2308 K
40	85	19	21 600	9 650	7 500	9 000	1209 K
	85	23	23 400	10 800	7 000	8 500	2209 K
	100	25	37 700	16 000	6 300	7 500	1309 K
	100	36	54 000	19 600	5 600	6 700	2309 K
45	90	20	22 900	10 800	7 000	8 500	1210 K
	90	23	23 400	11 400	6 300	7 500	2210 K
	110	27	43 600	17 600	5 600	6 700	1310 K
	110	40	63 700	23 600	5 300	6 300	2310 K
50	100	21	26 500	13 400	6 300	7 500	1211 K
	100	25	26 500	13 400	6 000	7 000	2211 K
	120	29	50 700	22 400	5 000	6 000	1311 K
	120	43	76 100	28 000	4 800	5 600	2311 K
55	110	22	30 200	15 600	5 600	6 700	1212 K
	110	26	33 800	16 600	5 300	6 300	2212 K
	130	31	57 200	26 500	4 500	5 300	1312 K
	130	46	87 100	33 500	4 500	5 300	2312 K

TABLA A12. Rodamientos de bola a rótula con manguito de fijación. /14/

Eje diám. d _e	Componentes adecuados			Grasa (cantidad inicial)	Designaciones Soportes sin obtu- raciones	2 anillos en V - arandelas de chapa.	2 obtura- ciones de fletro	2 obtura- ciones de doble labio																																																																																																																																																								
mm	Rodamiento	Manguito de fijación	Anillo guía No. Designación	kg	-	-	-	-																																																																																																																																																								
20	1205 K	H 205	2 FRB 5/52 P	0,025	SNA 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 G																																																																																																																																																								
	2205 K	H 305	1 FRB 7/52 P							1305 K	H 305	2 FRB 7.5/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 G	2206 K	H 306	2 FRB 8/62 P	25	1206 K	H 206	2 FRB 6/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 506 A	TSNA 506C	TSNA 506 G	2206 K	H 306	2 FRB 6/62 P		1306 K	H 306	2 FRB 7.5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G	2306 K	H 2306	1 FRB 7.72 P	30	1207 K	H 207	2 FRB 8.5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 607 A	TSNA 507 C	TSNA 507 G	2207 K	H 307	2 FRB 5.5/72 P		22207 CCK	H 307	2 FRB 5.5/72 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 507 A	TSNA 607 C	TSNA 507 G		1307 K	H 307	2 FRB 9.80 P		2307 K	H 2307	1 FRB 8.80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 G	35	1208 K	H 208	2 FRB 10.5/80 P	2208 K	H 308	2 FRB 8/80 P	0,10	SNA 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 G	22208 CCK	H 308	2 FRB 8/80 P		1308 K	H 308	2 FRB 9/90 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G		2308 K	H 2308	1 FRB 8/90 P		21308 CCK	H 308	2 FRB 9/90 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G		22308 CCK	H 2308	1 FRB 8/90 P	40	1209 K	H 209	2 FRB 5.5/85 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G	2209 K	H 309	1 FRB 7/85 P		22209 CCK	H 309	1 FRB 7/85 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G		1309 K	H 309	2 FRB 7.5/100 P		2309 K	H 2309	1 FRB 9/100 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G		21309 CCK	H 309	2 FRB 3/100 P		22309 CCK	H 2309
	1305 K	H 305	2 FRB 7.5/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 G																																																																																																																																																								
	2206 K	H 306	2 FRB 8/62 P																																																																																																																																																													
25	1206 K	H 206	2 FRB 6/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 506 A	TSNA 506C	TSNA 506 G																																																																																																																																																								
	2206 K	H 306	2 FRB 6/62 P																																																																																																																																																													
	1306 K	H 306	2 FRB 7.5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G																																																																																																																																																								
	2306 K	H 2306	1 FRB 7.72 P																																																																																																																																																													
30	1207 K	H 207	2 FRB 8.5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 607 A	TSNA 507 C	TSNA 507 G																																																																																																																																																								
	2207 K	H 307	2 FRB 5.5/72 P																																																																																																																																																													
	22207 CCK	H 307	2 FRB 5.5/72 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 507 A	TSNA 607 C	TSNA 507 G																																																																																																																																																								
	1307 K	H 307	2 FRB 9.80 P																																																																																																																																																													
	2307 K	H 2307	1 FRB 8.80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 G																																																																																																																																																								
35	1208 K	H 208	2 FRB 10.5/80 P																																																																																																																																																													
	2208 K	H 308	2 FRB 8/80 P	0,10	SNA 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 G																																																																																																																																																								
22208 CCK	H 308	2 FRB 8/80 P																																																																																																																																																														
	1308 K	H 308	2 FRB 9/90 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G																																																																																																																																																								
	2308 K	H 2308	1 FRB 8/90 P																																																																																																																																																													
	21308 CCK	H 308	2 FRB 9/90 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G																																																																																																																																																								
	22308 CCK	H 2308	1 FRB 8/90 P																																																																																																																																																													
40	1209 K	H 209	2 FRB 5.5/85 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G																																																																																																																																																								
	2209 K	H 309	1 FRB 7/85 P																																																																																																																																																													
	22209 CCK	H 309	1 FRB 7/85 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G																																																																																																																																																								
	1309 K	H 309	2 FRB 7.5/100 P																																																																																																																																																													
	2309 K	H 2309	1 FRB 9/100 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G																																																																																																																																																								
	21309 CCK	H 309	2 FRB 3/100 P																																																																																																																																																													
	22309 CCK	H 2309	1 FRB 3/100 P																																																																																																																																																													

TABLA A13. Soportes de pie SNA para rodamientos con manguitos de fijación.

Máquina impulsada	Motriz					
<p>Los tipos listados abajo son sólo muestras representativas. Del grupo listado seleccione el que más se aproxime a las características de carga de la máquina que esté siendo considerada.</p> <p>Si se usen poleas locas agregar lo siguiente al factor de servicio</p> <p>Polea en el lado flojo (entre las bandas). nada</p> <p>Polea en el lado flojo (fuera de las bandas). 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (entre las bandas). 0.1</p> <p>Polea en el lado tirante (fuera de las bandas). 0.2</p>	<p>Motores de ca: De per normal, junta de ardilla, sincrónicos, de fase partida.</p> <p>Motores de cd: Devenado en derivación.</p> <p>Motores*: De combustión interna de cilindros múltiples</p>			<p>Motores de ca: De alto par, alto deslizamiento, repulsión-inducción, monofásico, derivación en serie, anillo colector</p> <p>Motores de cd: Derivación en serie, devanado compuesto</p> <p>Motores*: De combustión interna de un cilindro</p> <p>Rechas de transmisión</p> <p>Embragues</p>		
	Servicio intermitente, 3-5 h diarias o de temporada	Servicio normal, 8-10 h diarias	Servicio continuo, 16-24 h diarias	Servicio intermitente, 3-5 h diarias o de temporada	Servicio normal 8-10 h diarias	Servicio continuo 16-24 h diarias
Agitadores de líquidos Sopladores y extractores Bombas centrífugas y compresores Ventiladores hasta de 10 hp Transportadores servicio ligero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, granos, etc. Mezcladores de pestas Ventiladores de más de 10 hp Generadores Rechas de transmisión Maquinaria de lavandería Máquinas herramienta Punzonadoras-prensas-cortadoras Maquinaria de impresión Bombas rotatorias de desplazamiento positivo Revolvedoras y cribadoras vibratorias	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para hacer ladrillos Elevadores de canchales Excitadores Compresores de piston Transportadores (de cadenas sinfin, artesas, tornillos sinfin) Molino a martillos Máquina batidora de papel Bombas de piston Sopladores de desplazamiento positivo Pulverizadores Maquinaria de eserradero y carpintería Maquinaria textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (giratorias de quijadas, de rodillos) Molinos (de bolas, de rodillos, de tubos) Montacargas Calandrias	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Equipo para bloqueo † Condiciones de fuego peligrosas †	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

TABLA A14. Factores de servicio para transmisión con bandas en V. /12/

Dimensiones principales	D	B	Capacidad de carga dinám. C	Capacidad de estat. C ₀	Limite de velocidad de Lubricación		Masa	Designación
					grasa	aceite		
mm					r/min		Kg	-
3	10	4	488	170	40 000	48 000	0,0015	823
4	9	2,5	540	183	45 000	53 000	0,00070	818/4
	13		884	315	38 000	45 000	0,0031	824
	16		1 110	440	34 000	40 000	0,0054	834
5	11	3	637	232	40 000	48 000	0,0012	818/5
	15		1 110	440	34 000	40 000	0,0050	825
	19		1 720	720	32 000	38 000	0,0090	835
6	13	3,5	884	325	38 000	45 000	0,0020	818/6
	19		1 720	720	32 000	38 000	0,0084	826
	22		3 250	1 340	30 000	36 000	0,012	808
7	14	3,5	956	360	38 000	45 000	0,0022	818/7
	19		1 720	720	34 000	40 000	0,0075	807
	22		3 250	1 340	30 000	36 000	0,013	827
8	15	4	1 330	530	36 000	43 000	0,0030	818/8
	22		3 250	1 340	32 000	38 000	0,012	808
	24		4 620	1 960	26 000	32 000	0,020	829
9	17	4	1 430	585	34 000	40 000	0,0034	818/9
	24		3 710	1 530	30 000	36 000	0,014	809
	26		4 620	1 960	26 000	32 000	0,020	829
10	16	5	1 460	630	32 000	38 000	0,0055	818/0
	26		4 620	1 960	28 000	34 000	0,019	800
	30		5 070	2 240	24 000	30 000	0,022	810/0
	35		8 060	3 750	20 000	26 000	0,032	820
	35		8 060	3 750	20 000	26 000	0,032	830
12	21	5	1 430	695	30 000	36 000	0,0063	818/1
	28		5 070	2 240	26 000	32 000	0,022	801
	30		5 070	2 240	24 000	30 000	0,023	810/1
	32		5 890	3 000	22 000	28 000	0,037	820/1
	37		9 750	4 550	19 000	24 000	0,060	830/1
18	24	5	1 560	815	26 000	32 000	0,0074	818/2
	32		5 590	2 500	22 000	28 000	0,025	1800/2
	32		5 590	2 500	22 000	28 000	0,030	600/2
	32		7 300	3 550	19 000	24 000	0,045	620/2
	37		11 430	5 400	17 000	20 000	0,082	630/2

TABLA A15. Rodamientos rígidos de bola. /14/

ANEXO B
“FIGURAS”

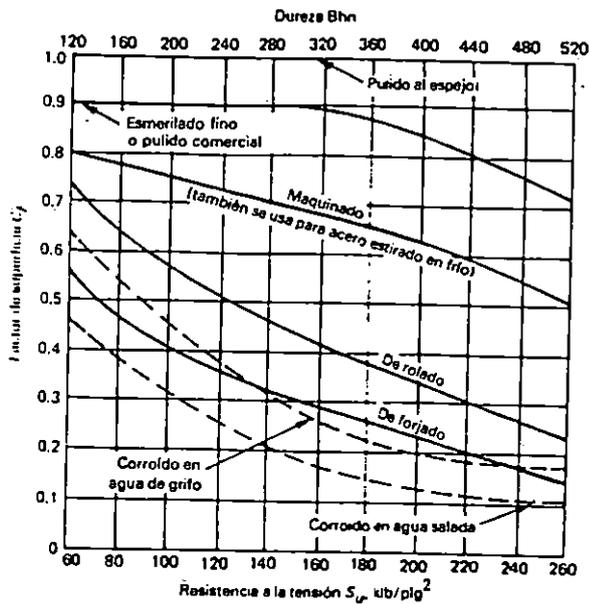


FIGURA B1. Factor de superficie. /12/

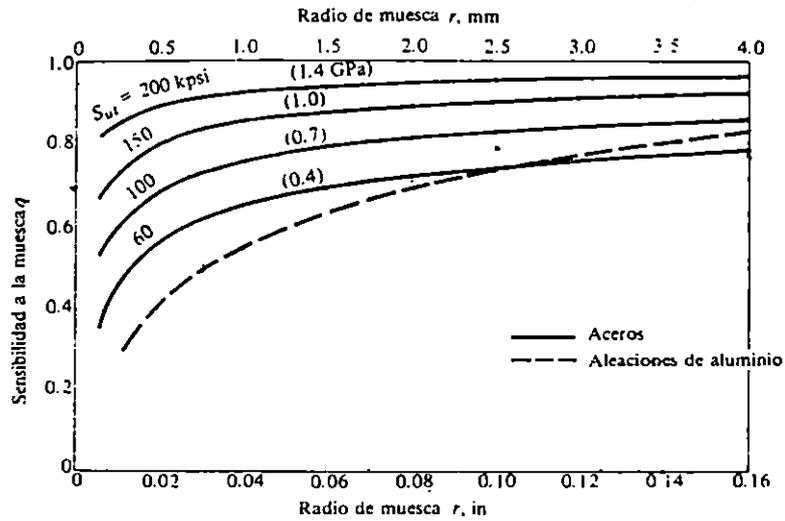


FIGURA B2. Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T sometidas a cargas de flexión y cargas axiales, con inversiones ambas. Para radios de muesca mayores, use los valores de q correspondientes a $r=4 \text{ mm}$. /11/

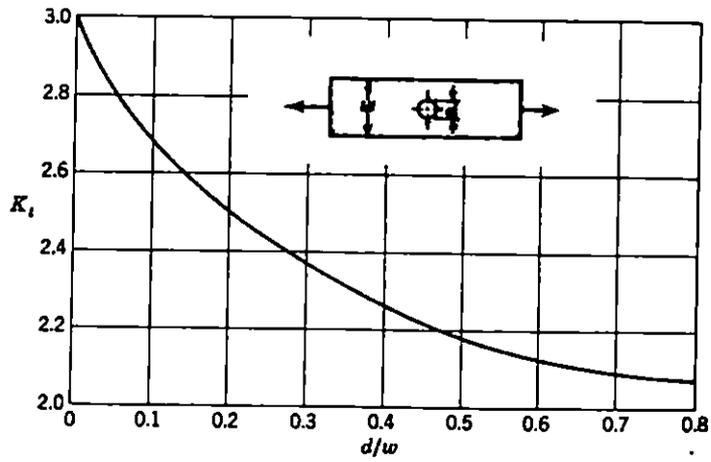


FIGURA B3. Barra con agujero transversal sometida a tensión o compresión simple $\sigma = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor. /11/

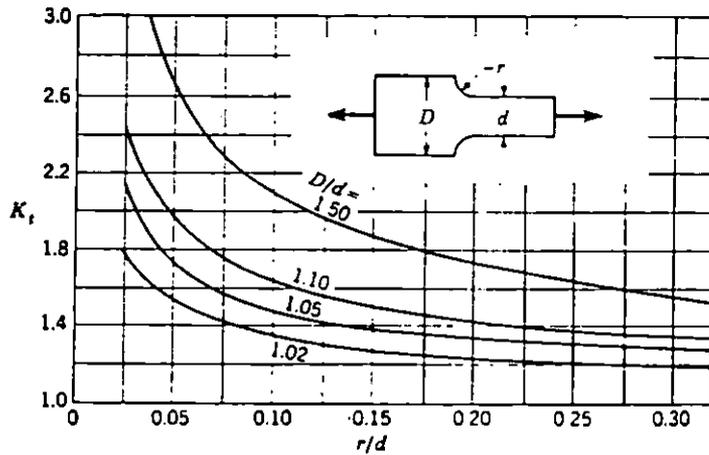


FIGURA B4. Barra rectangular con entalles transversales sometida a tensión o compresión $\sigma = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor. /11/

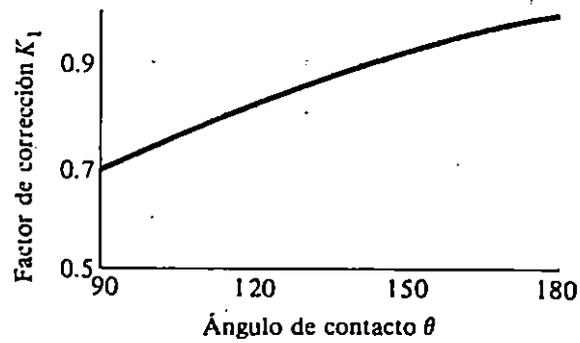


FIGURA B5. Factor de corrección K_1 para el ángulo de contacto. /11/

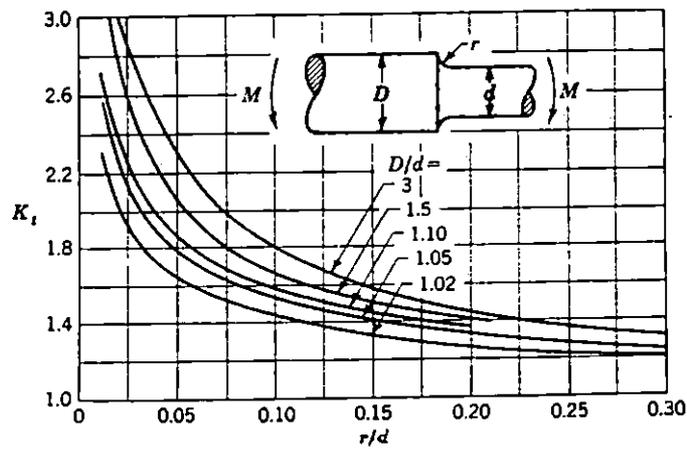
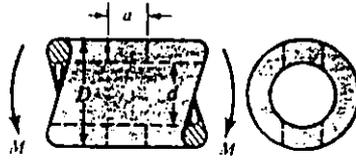


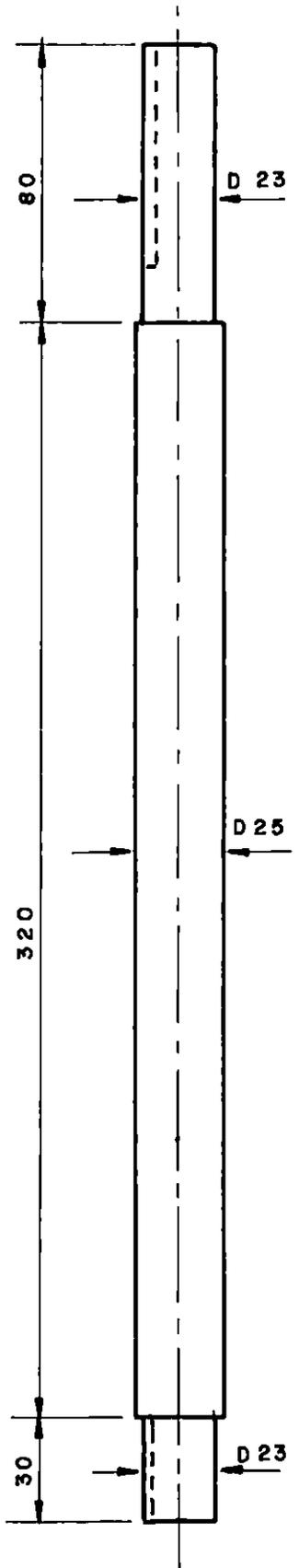
FIGURA B6. Barra circular con entalle circular sometida a flexión. $\sigma = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$. /11/



a/D	d/D					
	0.9		0.6		0	
	A	K_t	A	K_t	A	K_t
0.050	0.92	2.63	0.91	2.55	0.88	2.42
0.075	0.89	2.55	0.88	2.43	0.86	2.35
0.10	0.86	2.49	0.85	2.36	0.83	2.27
0.125	0.82	2.41	0.82	2.32	0.80	2.20
0.15	0.79	2.39	0.79	2.29	0.76	2.15
0.175	0.76	2.38	0.75	2.26	0.72	2.10
0.20	0.73	2.39	0.72	2.23	0.68	2.07
0.225	0.69	2.40	0.68	2.21	0.65	2.04
0.25	0.67	2.42	0.64	2.18	0.61	2.00
0.275	0.66	2.48	0.61	2.16	0.58	1.97
0.30	0.64	2.52	0.58	2.14	0.54	1.94

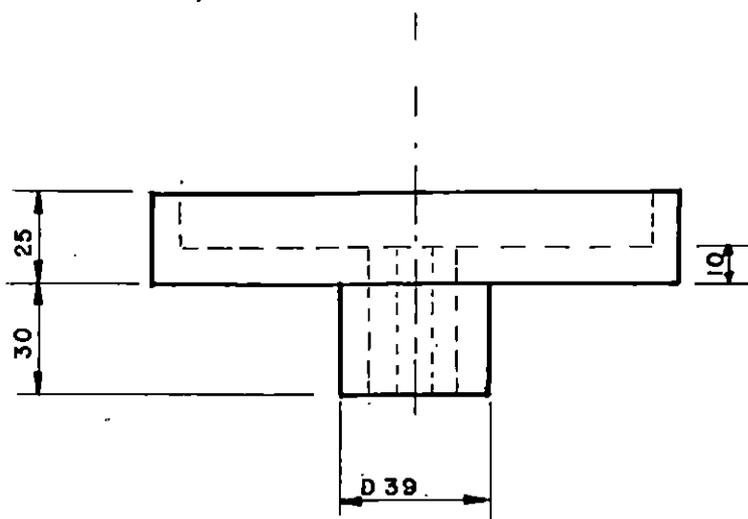
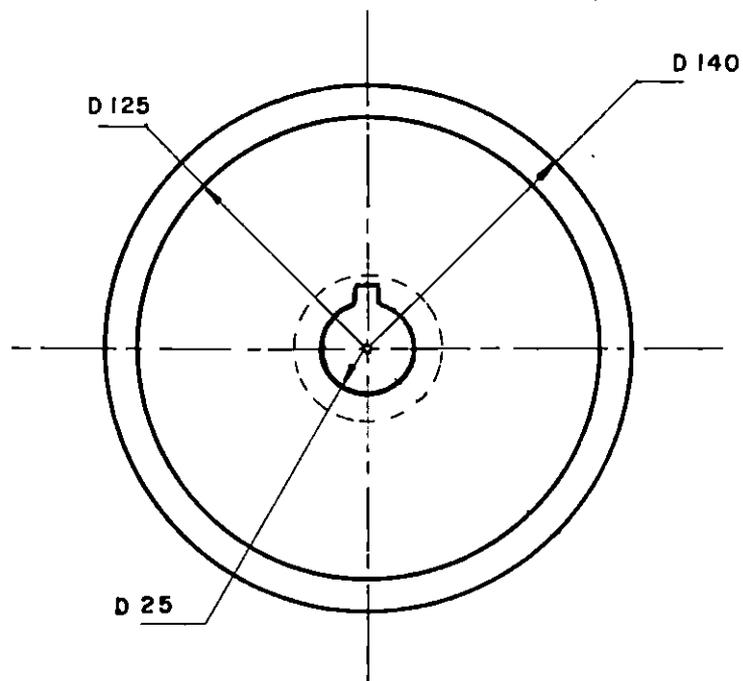
FIGURA B7. Factores de concentración de esfuerzo K_t aproximados para barra o tubo circular con agujero transversal, sometido a flexión. /11/

ANEXO C
“PLANOS DE CONSTRUCCIÓN”



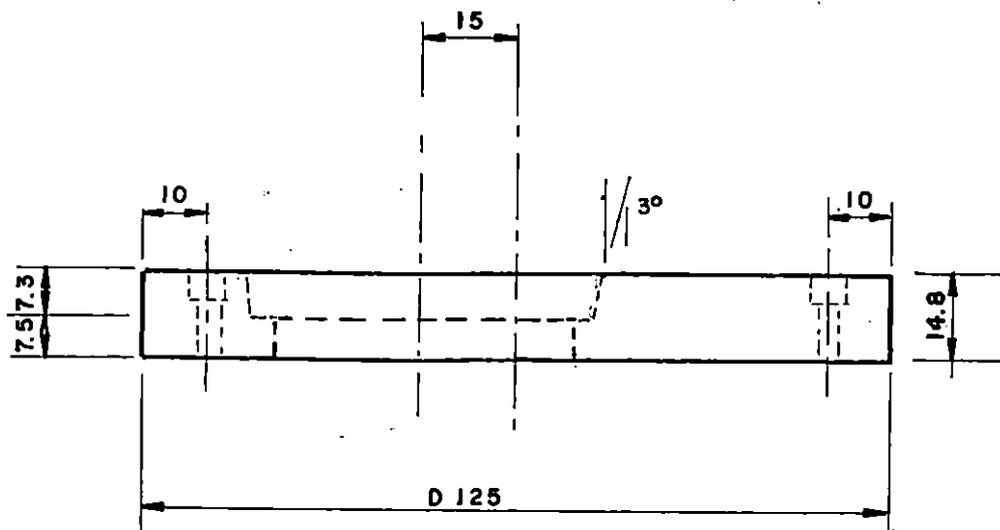
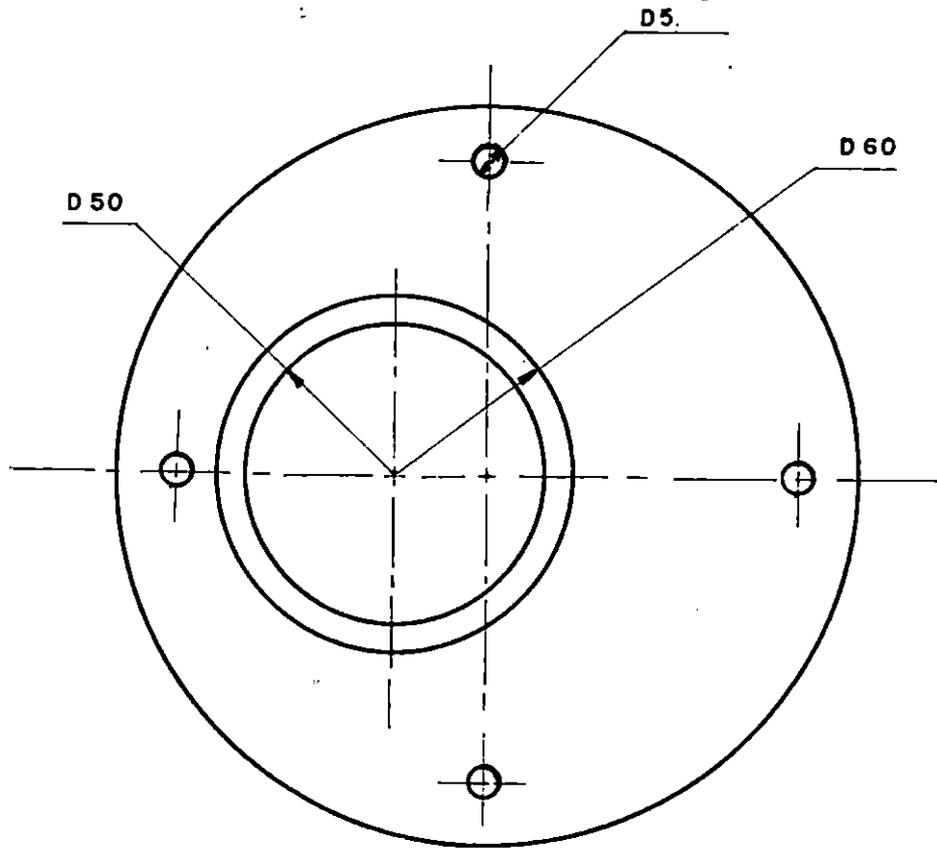
COTAS EN mm.

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
1	1	EJE DE TRANSMISION	ACERO AISI 1020		25D x 430
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA: 1:2 LAMINA No. 1



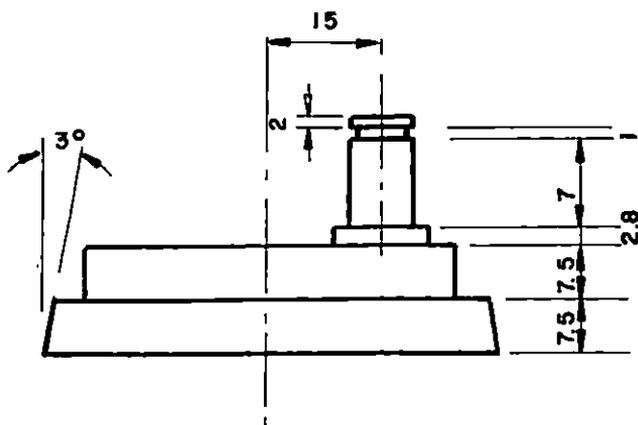
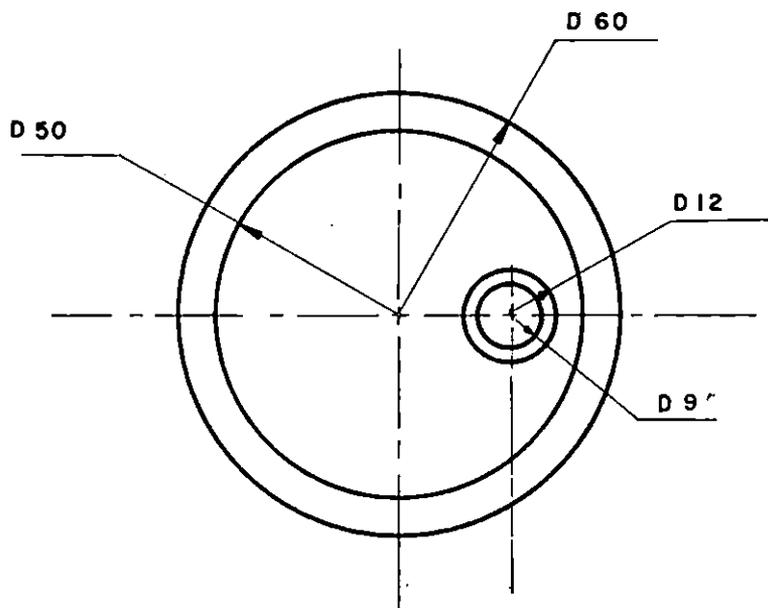
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	DISCO EXTERIOR DE EXCENTRICA	ACERO AISI 1045		140 D X 55
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA: 1:2 LAMINA No. 2



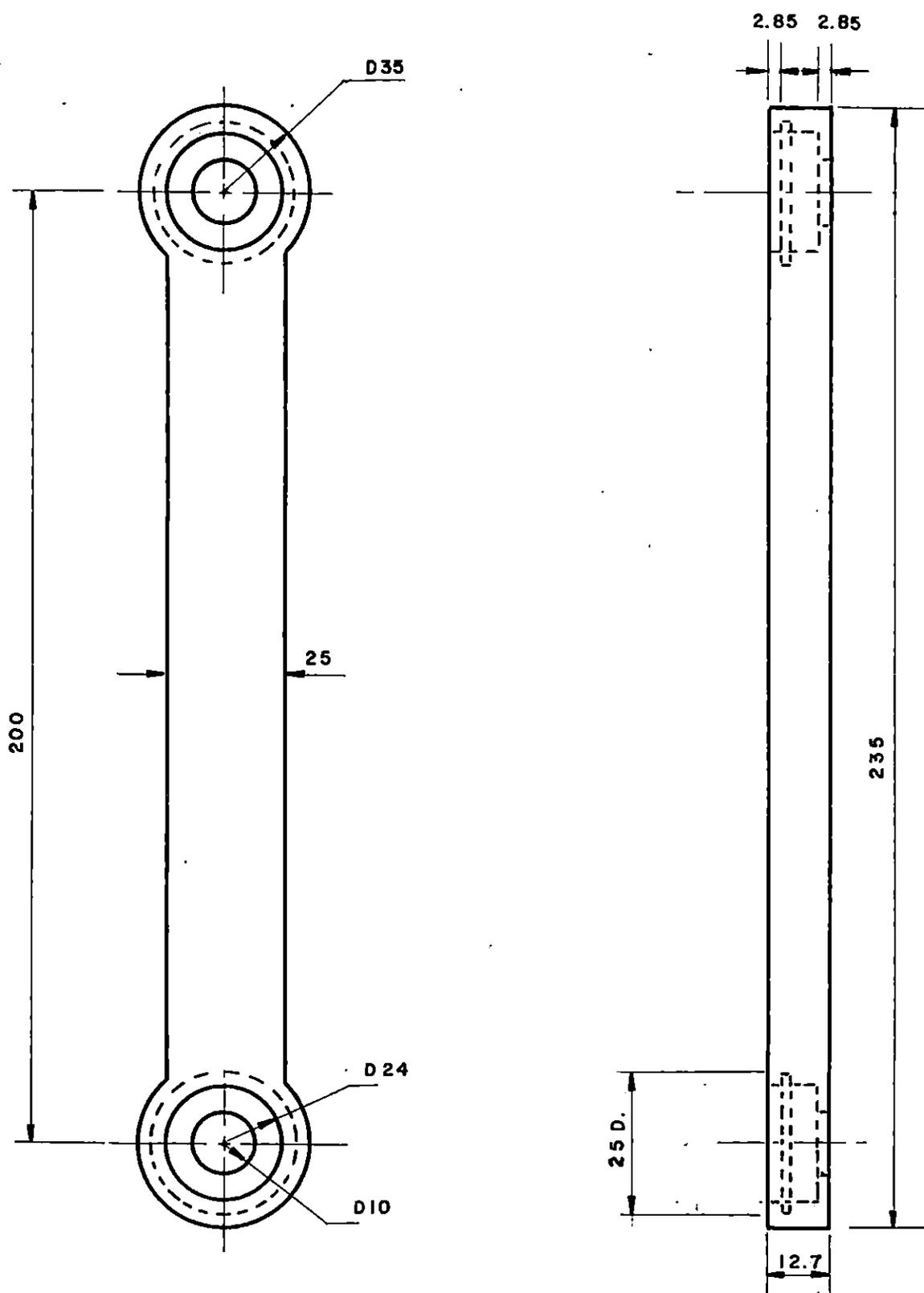
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	DISCO INTERMEDIO DE EXCENTRICA	ACERO AISI 1045		125 D X 14.8
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA: 1:125 LAMINA -No. 3



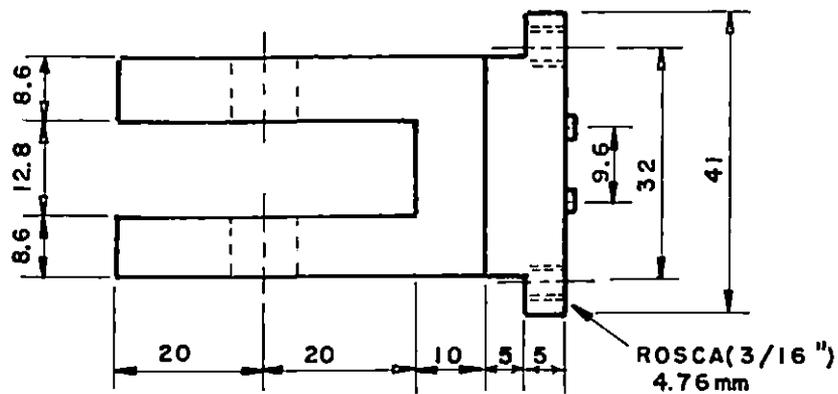
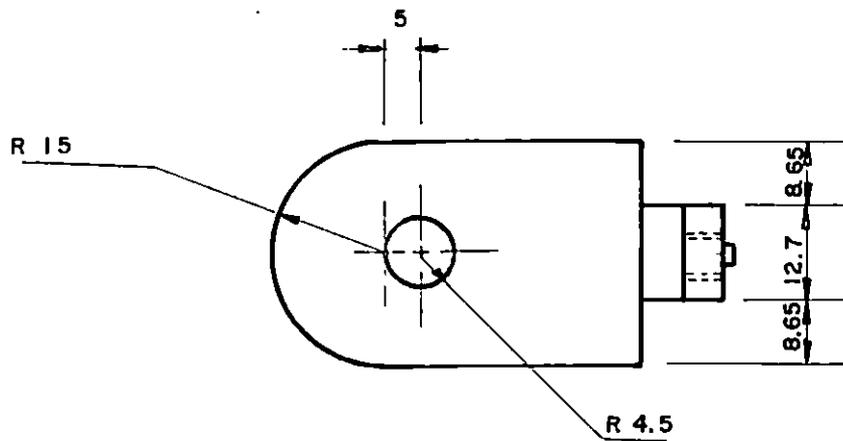
COTAS EN mm.

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	DISCO INTERNO DE EXCENTRICA	ACERO AISI		60D X 30
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			BISENO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 1:1
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION		LAMINA No 4
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



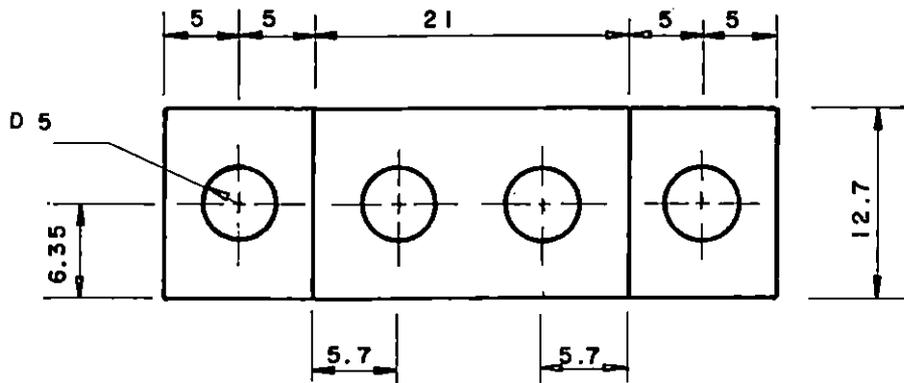
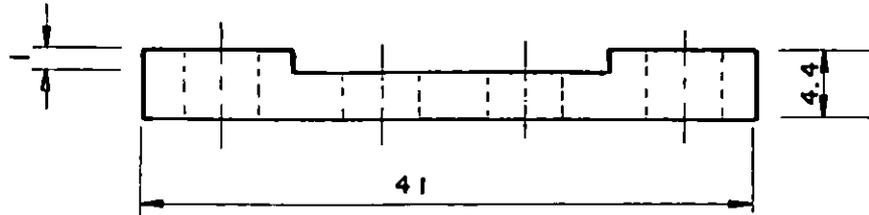
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	BIELA	ACERO AISI 1020		270 X 70 X 12.7
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 1:125
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION		LAMINA No 5
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



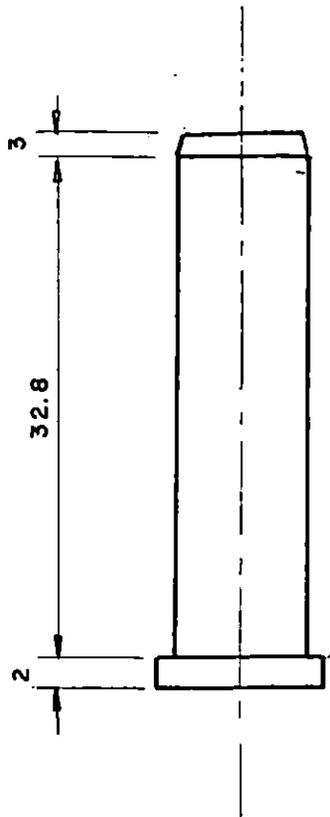
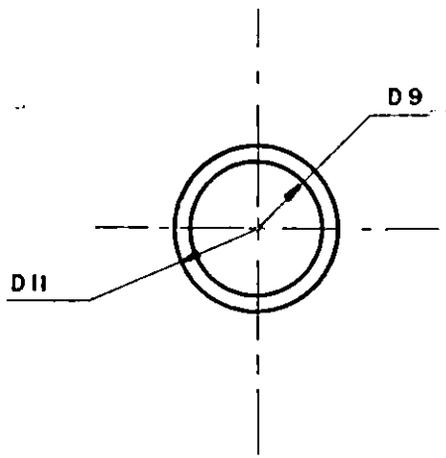
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	SOPORE MOVIL	ACERO AISI 1020		41 X 60 X 30
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 1:1	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION		LAMINA No 6	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		EN MATERIALES METALICOS			



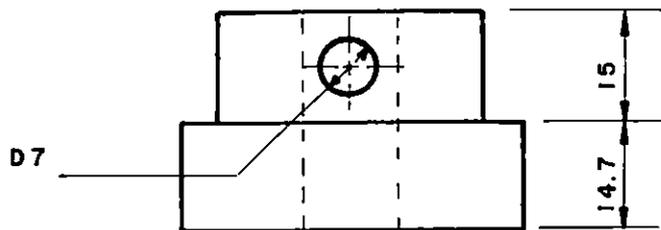
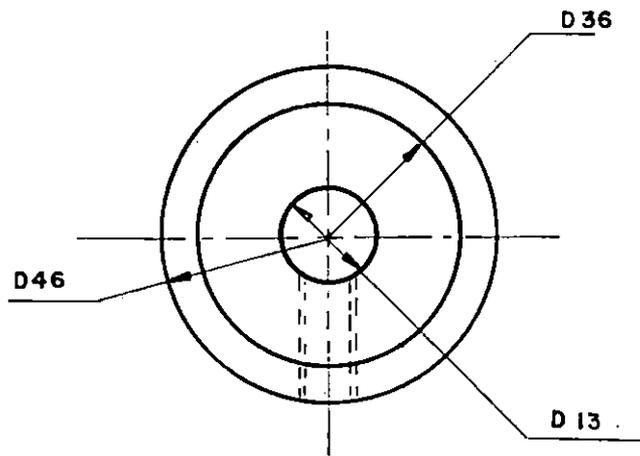
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PLATINA DE SOPORTE MOVIL	ACERO AISI1020		41 X 12.7 X 4.4
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 2:1
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION		LAMINA No 7
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



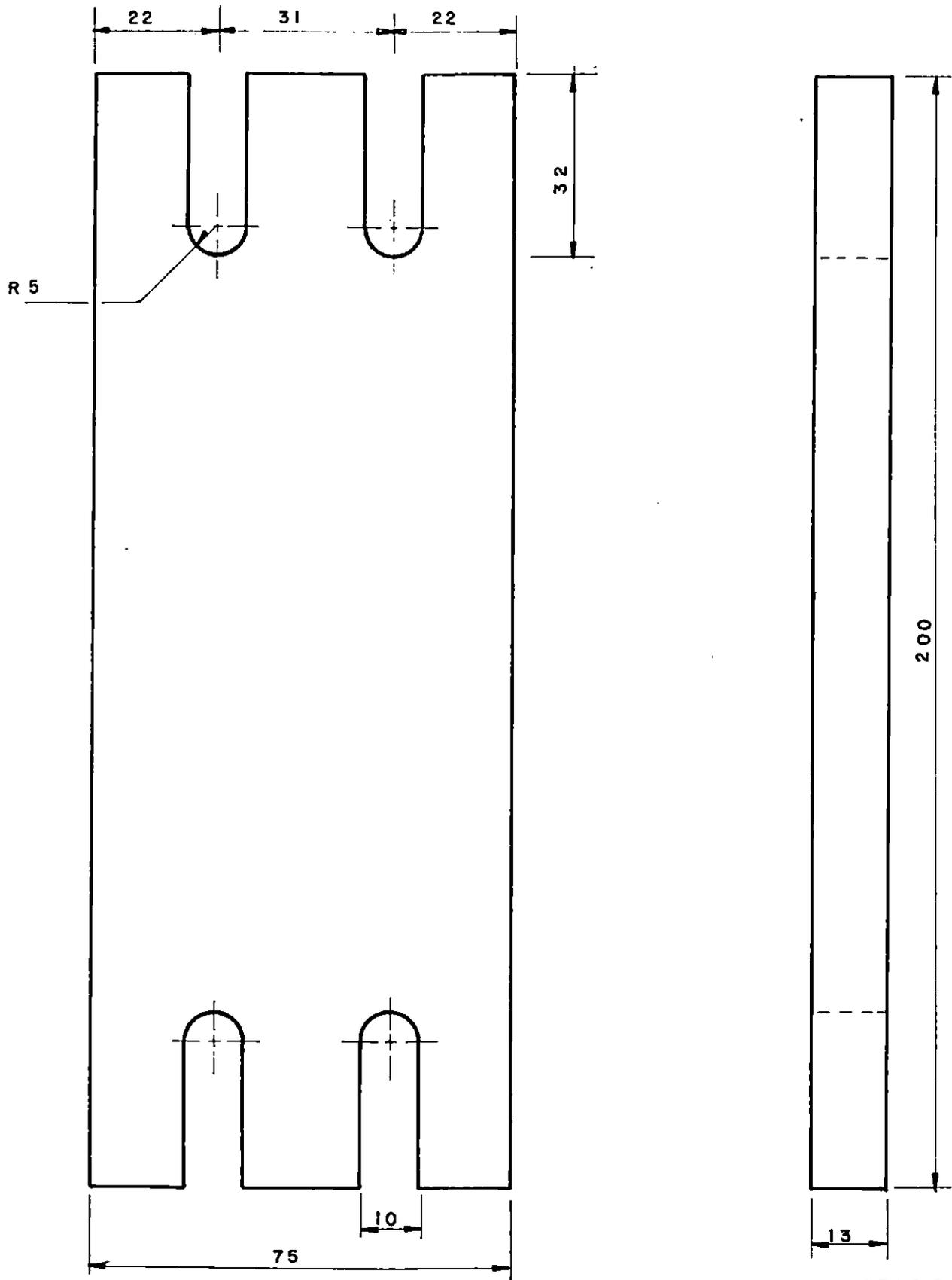
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	I	PASADOR	ACERO AISI 4340		II D. X 37.8
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 2:1 LAMINA No 8



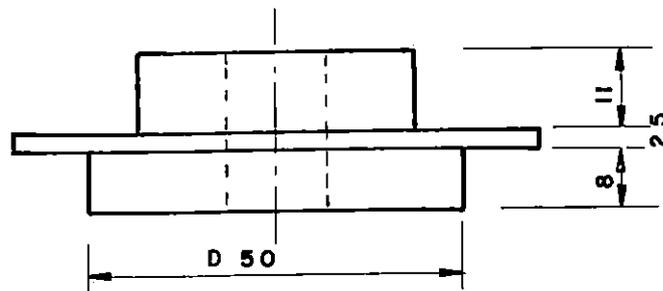
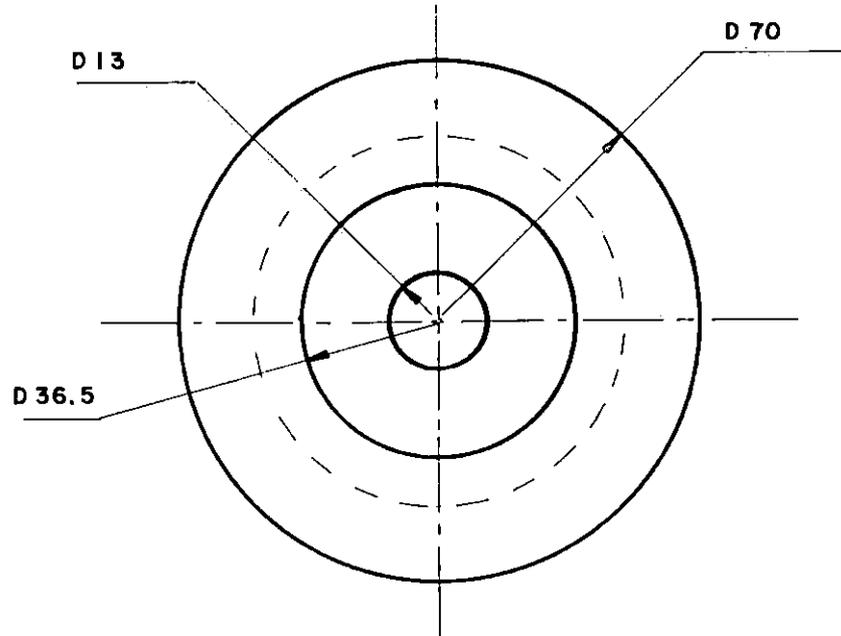
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PERILLA DE SOPORTE FIJO	ALUMINIO		46 D X 29.7
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE FATIGA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:1 LAMINA No 9



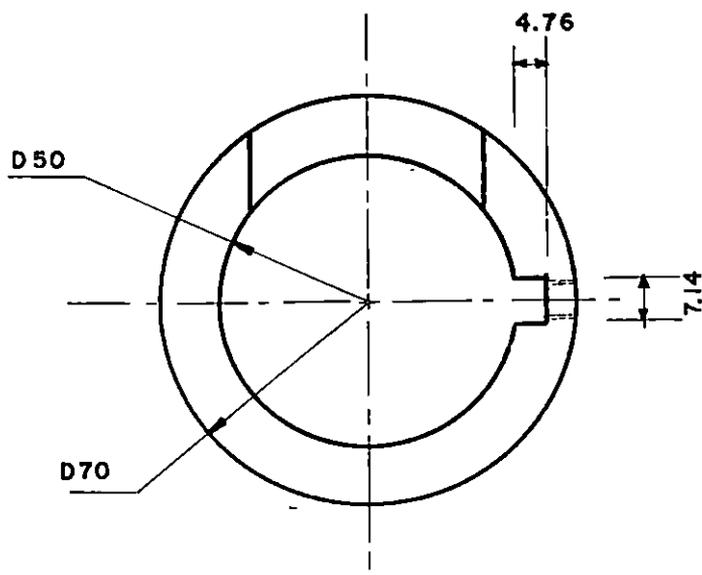
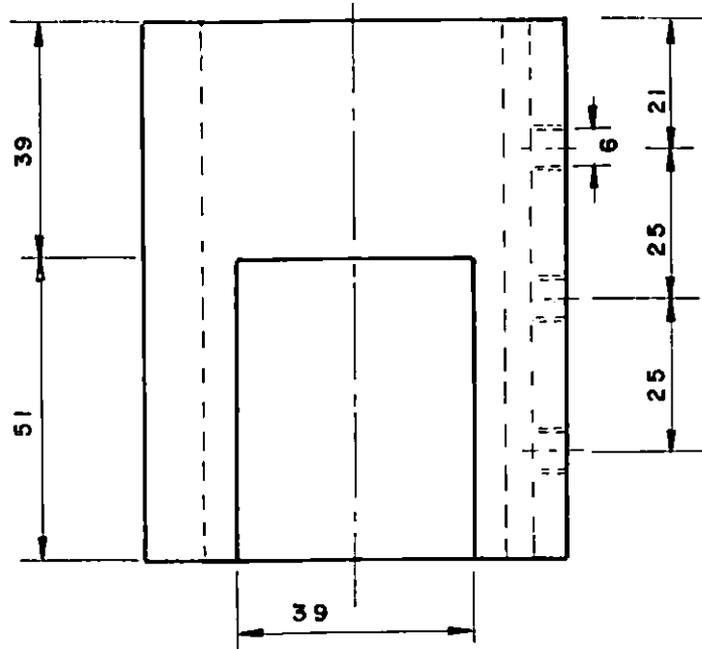
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PLATINA DE SOPORTE FIJO	PLATINA DE HIERRO		200X75 X 13
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 1:1
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION		LAMINA N° 10
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



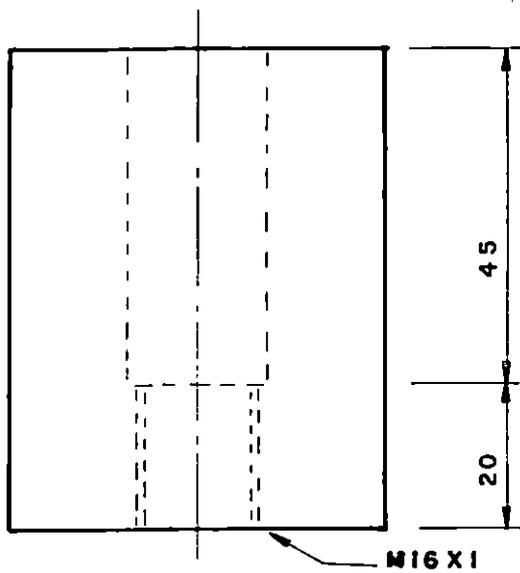
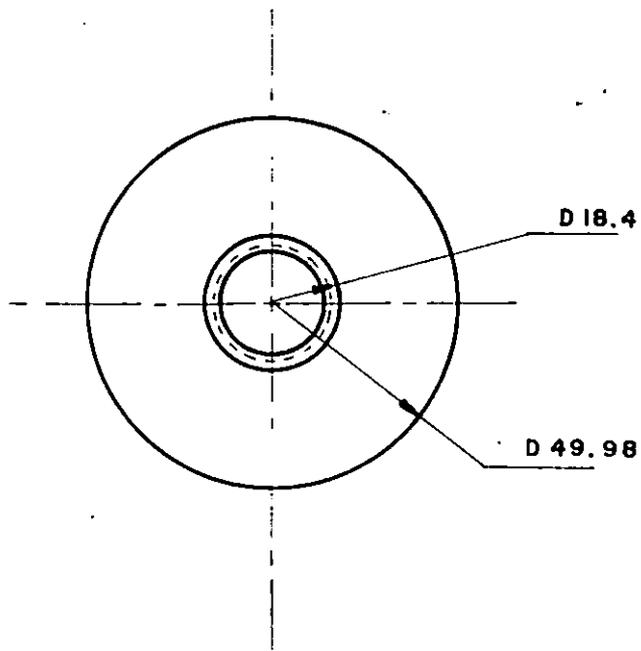
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	TAPADERA DE SOPORTE FIJO	ACERO AISI 1020		70D X 21.5
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:1 LAMINA No 11



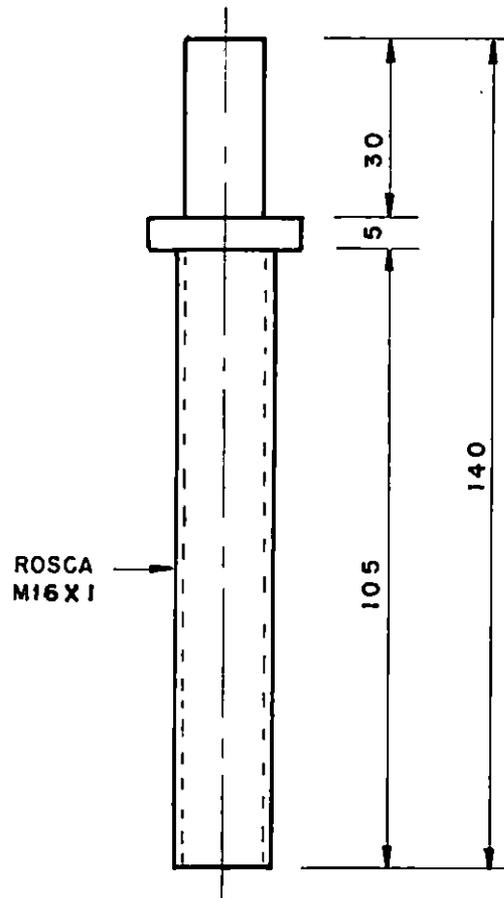
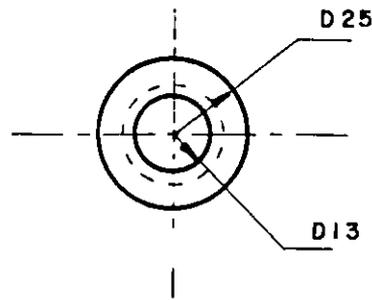
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	CILINDRO EXTERIOR SOPORTE FIJO	ACERO AISI 1020		70 D X 90
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:125 LAMINA No 12



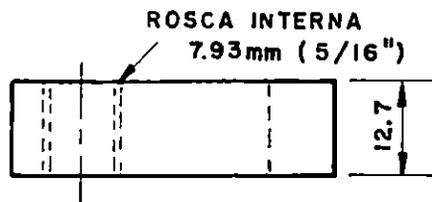
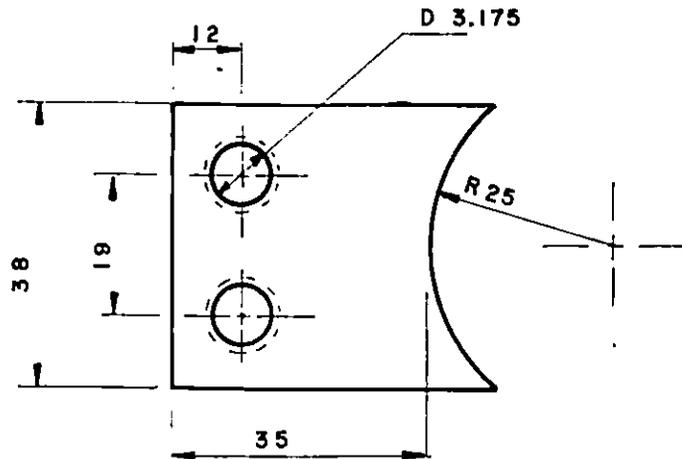
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	CILINDRO INTERIOR SOPORTE FIJO	ACERO AISI 1020		49.98 D X 65
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:1 LAMINA No 13



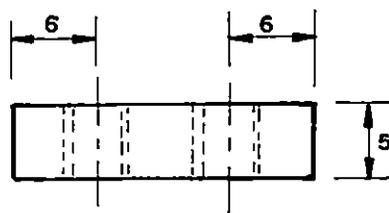
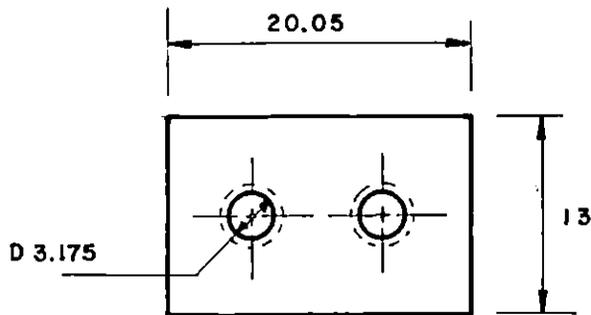
COTAS mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	TORNILLO DE SOPORTE FIJO	ACERO AISI 1020		25 D X 140
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 1:125
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION		LAMINA No 14
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



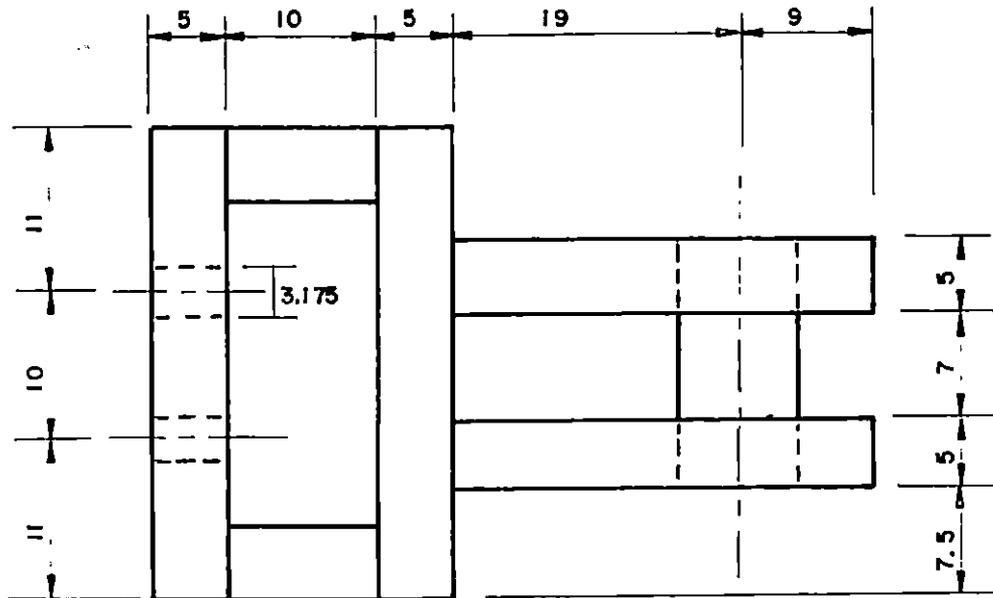
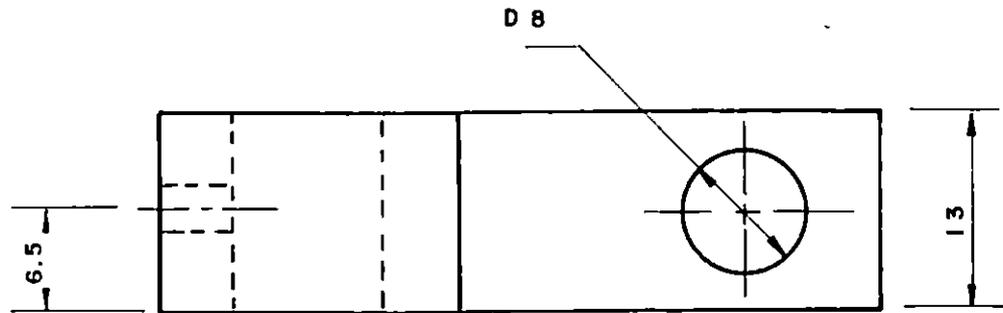
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PLATAFORMA PORTAPROBETA	ACERO AISI 1020		45 X 38 X 12.7
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:1
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA					LAMINA No 15
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA					



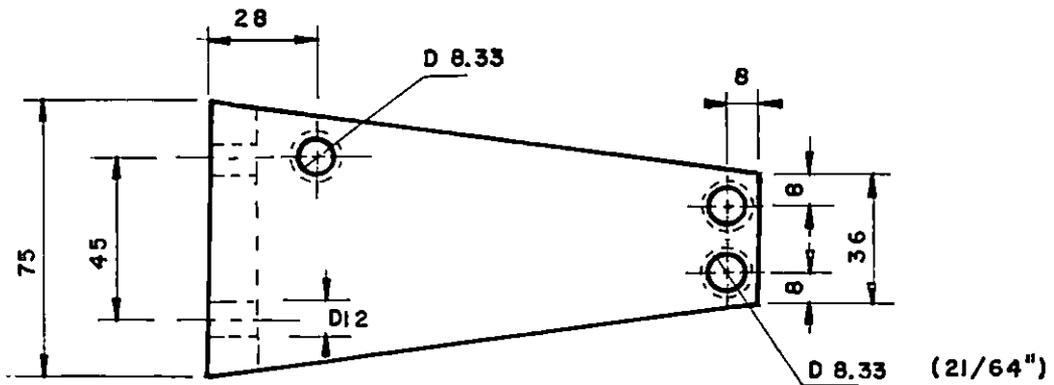
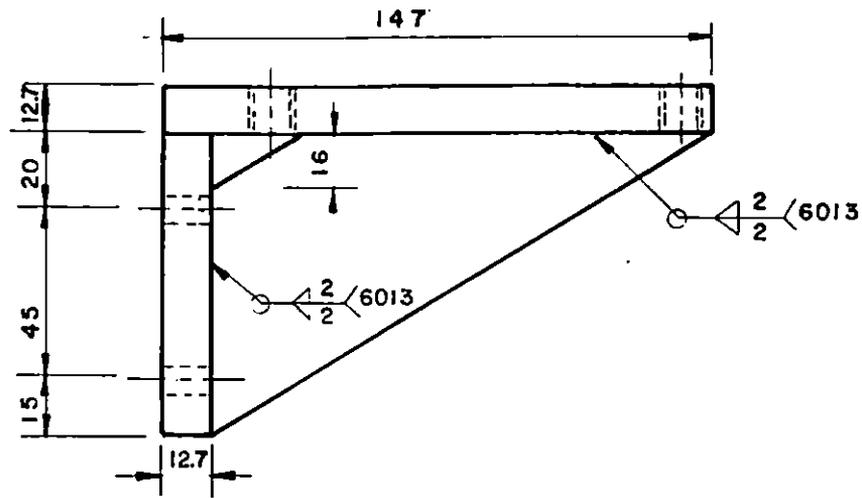
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PLATINA DEL SOPORTE AUX.	PLATINA DE HIERRO		20.05 X 13 X 5
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 2:1 LAMINA No. 16



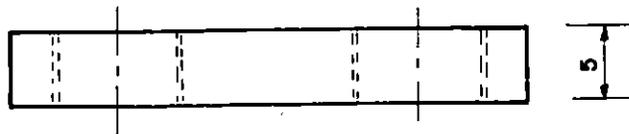
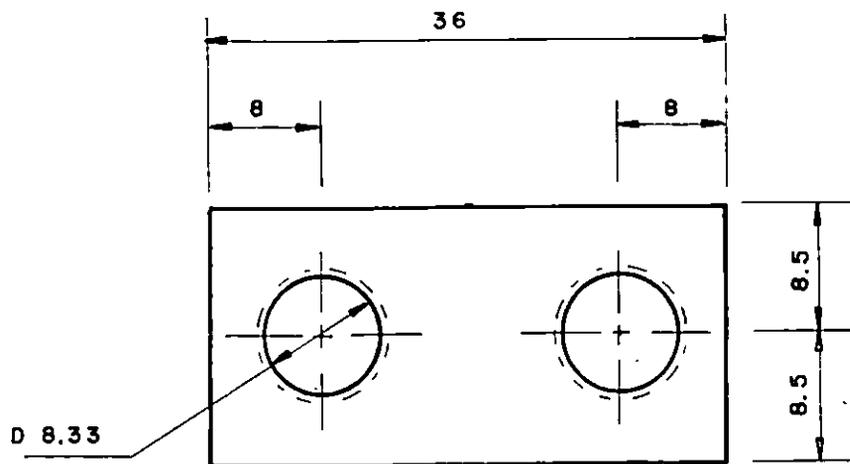
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	SOPORTE AUXILIAR	PLATINA DE HIERRO		48 X 32 X 13
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA 2:1
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION		LAMINA No. 17
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



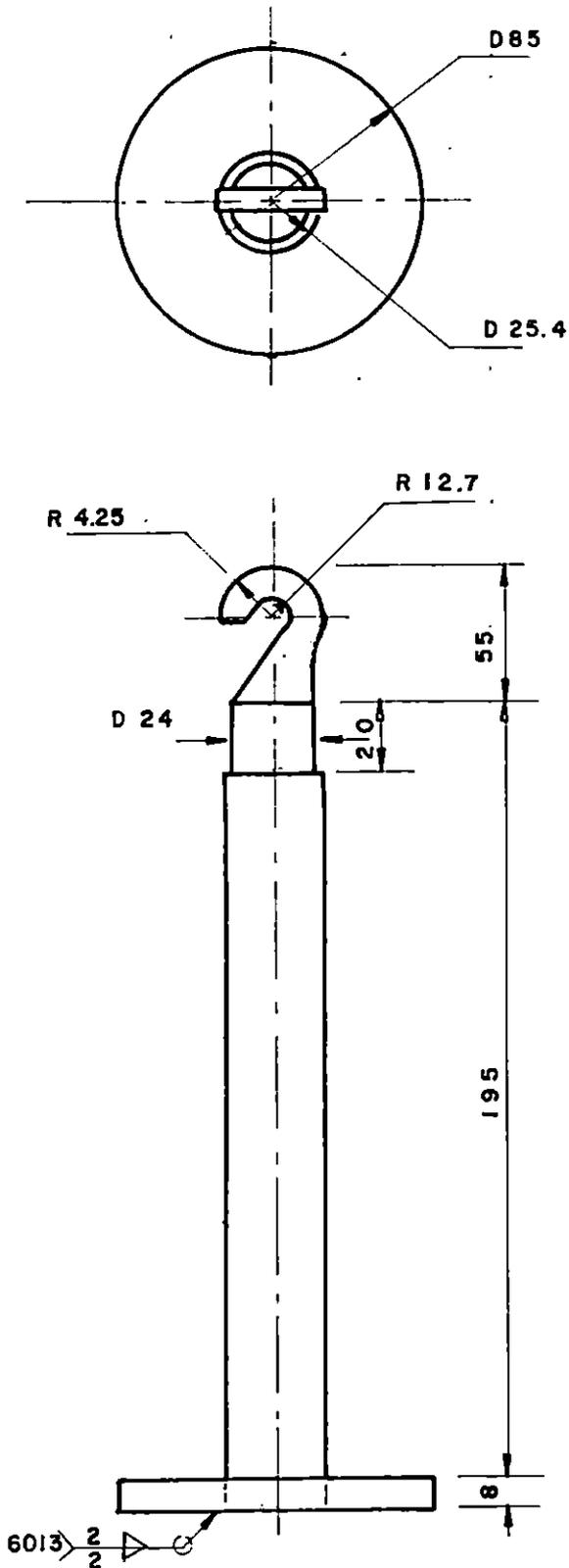
COTAS EN mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEIDAS
	I	SOPORTE FIJO AUXILIAR	PLATINA DE HIERRO		147X92.7 X 75
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA : 1:2	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION		LAMINA No 18	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA .		EN MATERIALES METALICOS			



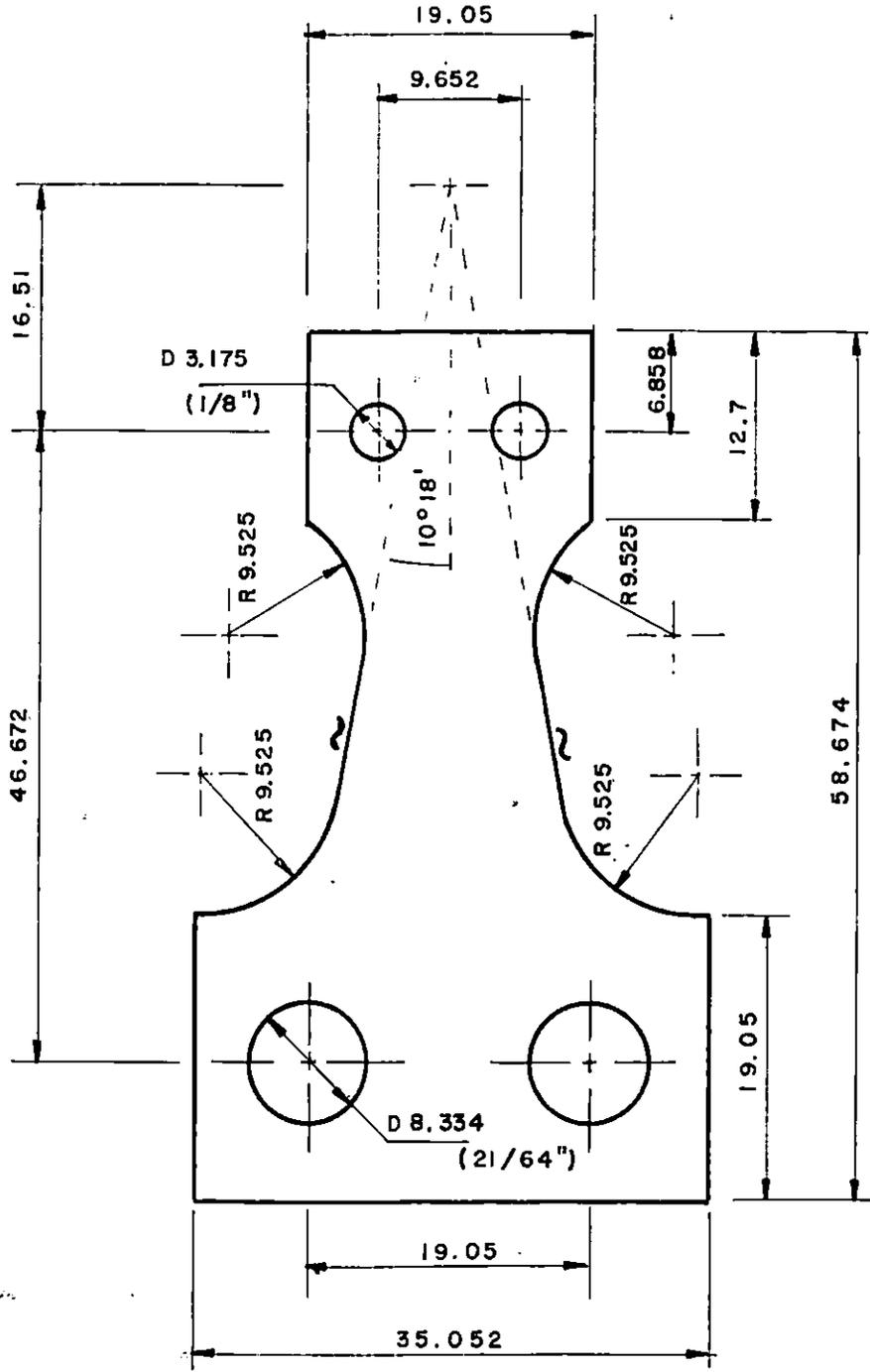
COTAS mm

POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PLATINA DE SOPORTE FIJO AUXILIAR	PLATINA DE HIERRO		36 X 17 X 5
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 2:1
		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			LAMINA No. 19
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			



COTAS mm

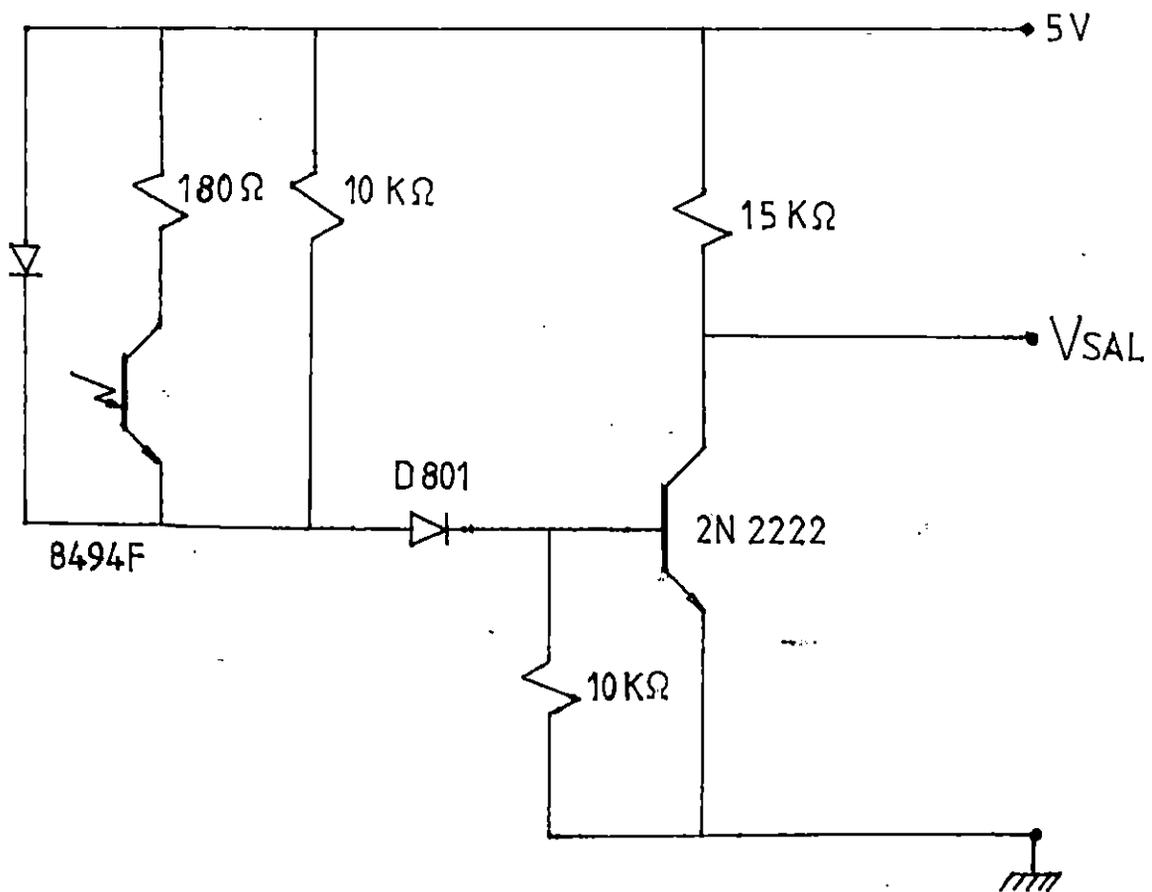
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PORTAPESOS	ACERO AISI 1020		85D. X 258
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 1:2 LAMINA No. 20



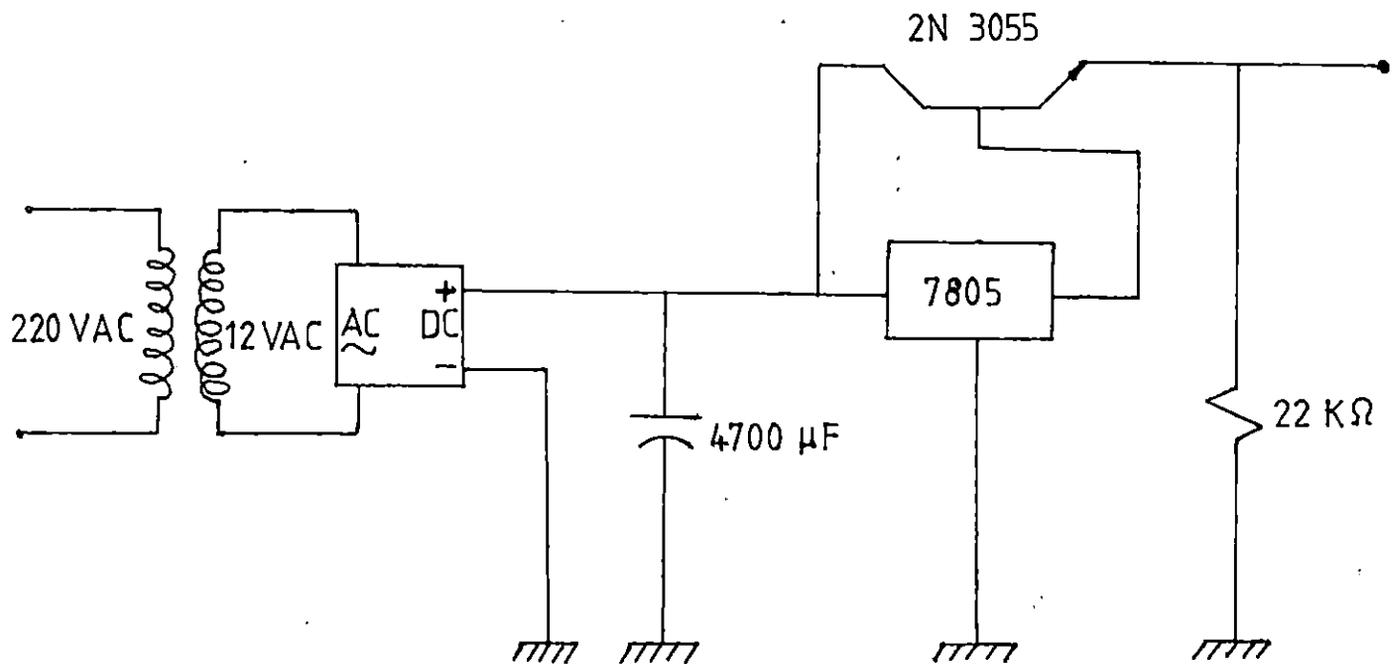
~ ACABADO PULIDO

COTAS EN mm.

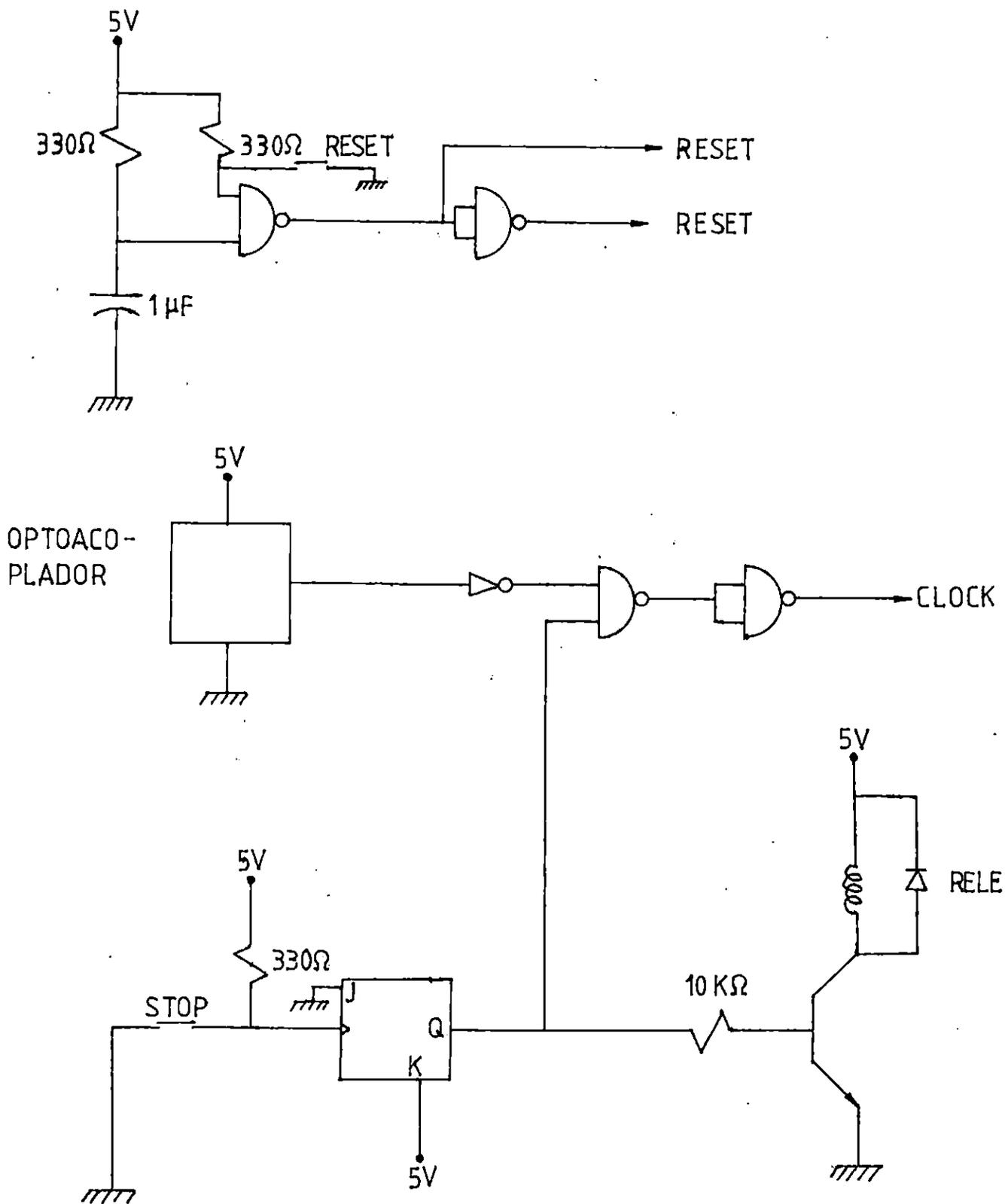
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	PROBETA	ACERO INOXIDABLE		58.67 X 35.05 X 1.58
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISENO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA 2:1 LAMINA No 21



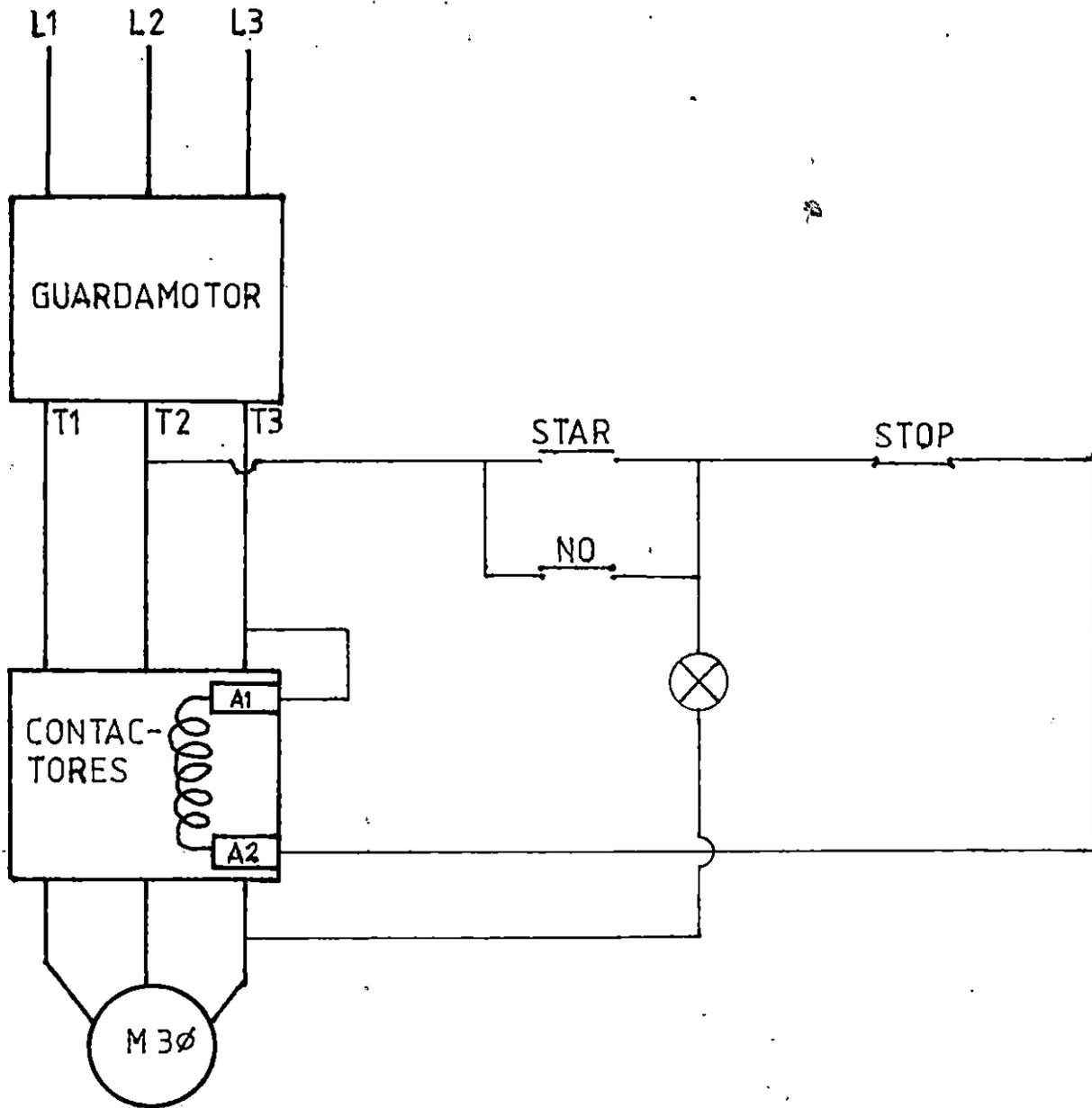
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	OPTOACOPLADOR			
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA LAMINA No 22



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	FUENTE DE ENERGIA			
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION		LAMINA No 23
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	I	SISTEMA DIGITAL			
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		ESCALA
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION		LAMINA No 24
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DE MATERIALES METALICOS		



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
	1	SISTEMA ELECTRICO			
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBAS DE FLEXION DE MATERIALES METALICOS		ESCALA
		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA			LAMINA No 25
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			