

T.UES
1503
5939d
1995
EJ.2

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



"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA
PARA PRUEBAS DE TORSION EN
MATERIALES METALICOS DE USO FRECUENTE
EN EL SALVADOR".

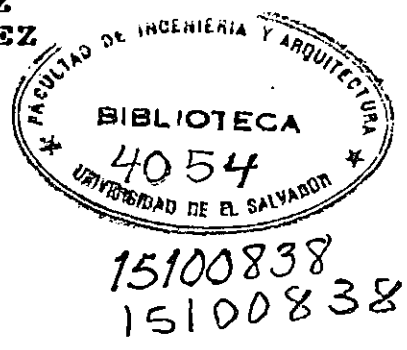
TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:

ANGEL ARNULFO GUEVARA PINEDA
RAUL ADAN COTA HERNANDEZ
WILFREDO ARGUETA HERNANDEZ

PARA OPTAR AL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO

JULIO DE 1995

SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.

RECTOR:

Dr. JOSE BENJAMIN LOPEZ GUILLEN

SECRETARIO GENERAL:

LIC. ENNIO ARTURO LUNA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA.

DECANO:

ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR.

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS.

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.

DIRECTOR:

ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ.

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

TRABAJO DE GRADUACION PREVIO A LA OPCION AL GRADO DE:

INGENIERO MECANICO.

TITULO: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA PARA PRUEBAS DE
TORSION EN MATERIALES METALICOS DE USO FRECUENTE EN EL
SALVADOR".

PRESENTADO POR: ANGEL ARNULFO GUEVARA PINEDA
RAUL ADAN COTA HERNANDEZ
WILFREDO ARGUETA HERNANDEZ

TRABAJO DE GRADUACION APROBADO POR:

COORDINADOR Y ASESOR:

ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA.

ASESOR:

ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES.



SAN SALVADOR, JULIO 1995.

DECICATORIA

A DIOS TODOPODEROSO : Por engrandecer mi fe y la confianza en mi mismo. Su guía espiritual me ha servido para obtener victorias de mis derrotas. Por iluminar mi mente en las innumerables ocasiones en que se lo he pedido. Por estar siempre a mi lado en este difícil camino. Por alargar su mano y levantar mi espíritu cuando estaba caído.

A MI MADRE : Por estar ahí siempre que lo necesité. Tu apoyo, madre, ha sido para mí la fuerza para seguir. Tu confianza me hizo grande y tu amor me mantiene así. El sacrificio con que me criaste es ahora el pedestal de tu triunfo. Me exigiste en silencio, ahora yo a viva voz te agradezco.

A LITO : Que con sudor y sacrificio me ayudó a conquistar mi meta. Su apoyo incondicional me estimuló a no ceder en mi intento. Con cariño paternal puso su hombro para yo apoyarme y no caer. Mi triunfo es ahora suyo.

A MIS ABUELOS : Por creer en mí y brindarme su cariño y ayuda. Han sido un ejemplo para mí y su presencia es el mejor regalo que puedo tener. Es un orgullo y felicidad para mí compartir con ustedes mi triunfo.

A MIS TIAS, HERMANAS, FAMILIARES Y AMIGOS.
A LA MEMORIA DE MI PADRE.

ANGEL ARNULFO.

DEDICATORIA

Este triunfo lo dedico muy especialmente a:

- DIOS TODOPODEROSO : Porque el me concedió la vida y la sabiduría necesaria para alcanzarlo.
- MI MADRE : Rosa Elena Hernández, por apoyarme en los momentos más críticos de la vida, no importando la magnitud del sacrificio que tuviera que hacer.
- MI PADRE : Victor Manuel Cota, porque desde el cielo me dio fortaleza para salir adelante y sé que desde allá se siente orgulloso de mi triunfo. Padre, descansa en paz, tu gran sueño se hizo realidad.
- MI SEÑORA E HIJO : Elsy Nohemy y Saul Adan, por que supieron dar la fortaleza necesaria para coronar mi carrera.
- MIS HERMANOS : José Alejandro, Victor Manuel, María Elena, Martha Julia y Eva Beatriz, por motivarme y apoyarme en todo momento.
- MIS FAMILIARES Y AMIGOS: Armando, Abel, Onel, Roberto, Nelson, Juan Carlos, Jorge, Saul, Saravia, Fernando, Manuel, Arturo, Facundo, Jaime, Orbelina, Luis y a todos aquellos que intervinieron en una u otra forma en poder alcanzar una de mis metas.

RAUL ADAN.

DEDICATORIA

A DIOS TODOPODEROSO : Por iluminarme y guiarme en el arduo camino de la vida, por darme la fortaleza para vencer las dificultades y por la felicidad de tener una familia y amigos que han estado conmigo siempre, apoyándome incondicionalmente durante toda mi vida.

A MI QUERIDA MADRE : PILAR HERNANDEZ DE ARGUETA, porque en todo momento supo darme el apoyo necesario, no importando la magnitud del sacrificio que tuviera que hacer.

A MI QUERIDO PADRE : GILBERTO ARGUETA HERNANDEZ, porque al igual que mi madre, estuvo siempre conmigo ayudándome a alcanzar la meta propuesta.

A MI ESPOSA E HIJO : DALILA NOEMY E IRVIN WILFREDO, porque su presencia me ha dado fortaleza para poder alcanzar este triunfo.

A MIS HERMANOS : JUAN, AGUSTIN, AMPARO Y GRACIELA, por motivarme y apoyarme todo el tiempo.

DEMÁS FAMILIARES Y AMIGOS:

Que de alguna manera me ayudaron a coronar mi carrera.

WILFREDO.

INTRODUCCION.

En los países desarrollados, el uso extensivo de los estudios experimentales preliminares al diseño y construcción de nuevos elementos mecánicos, así como el uso de procedimientos de ensayo para control de procesos, son hechos significativos y bien reconocidos, que marcan su desarrollo técnico.

El Salvador, como un país en vías de desarrollo, debe comenzar a implementar estudios experimentales para mejorar el diseño de elementos mecánicos, conociendo las características de los materiales a utilizar. A medida que estos estudios se implementen, y solo entonces, podremos decir que estamos en camino a un desarrollo técnico - científico.

La presente investigación científica versa sobre el diseño y construcción de una máquina para realizar pruebas de torsión por fatiga. Es justo mencionar que se han realizado esfuerzos muy grandes para concretizar esta obra y que muchos de ellos son imposibles de reflejar a través de estas páginas; pero, que no son menos importantes.

Este informe consta de cinco capítulos. El primero trata sobre las propiedades mecánicas de los metales, los tipos de ensayos y los equipos para realizarlos; así como también, la importancia de los resultados de las pruebas mecánicas.

En el segundo capítulo se presenta lo concerniente a los criterios de diseño, a las generalidades de fatiga, las teorías de fallas y el análisis de torsión.

El capítulo tercero; incluye lo que es el diseño de cada uno de los elementos de la máquina, los criterios y consideraciones necesarias para su desarrollo. Se ha tratado, en lo posible, de esclarecer los cálculos y asunciones realizadas para facilitar su comprensión.

El cuarto capítulo consiste en las pruebas y análisis de resultados, por la importancia de éste capítulo, se incluyen conclusiones y recomendaciones, en base a los resultados obtenidos.

El quinto capítulo; comprende el manual de operación y mantenimiento, como una ayuda para el fácil manejo de la máquina. Así también, se recalca la importancia en el mantenimiento de la misma, para asegurar una larga vida de servicio de cada uno de sus elementos.

Al final se agregan como anexos, figuras y tablas que sirvieron de apoyo para los cálculos de diseño, los dibujos mecánicos para aclarar su construcción y las referencias bibliográficas.

INDICE

Página

CAPITULO UNO:

CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES MECANICAS DE LOS METALES

1.1	Introducción	1
1.2	Propiedades Mecánicas Fundamentales	2
1.3	Clasificación de las Pruebas Mecánicas	4
1.4	Tipos de Ensayos Mecánicos	7
1.4.1	Prueba de Tensión	10
1.4.2	Prueba de Compresión	14
1.4.3	Prueba de Corte Directo	15
1.4.4	Prueba de Flexión	18
1.4.5	Prueba de Dureza	20
1.4.5.1	La prueba Brinell	21
1.4.5.2	La prueba de dureza con las pirámides de Vickers	23
1.4.5.3	La prueba de Rockwell	24
1.4.6	Pruebas de Impacto	25
1.4.7	Prueba de Fatiga	26
1.5	Equipos para Realizar Ensayos	29
1.5.1	Máquinas de Engrane y Tornillo	32
1.5.2	Máquinas Hidráulicas	34
1.5.3	Máquinas para Ensayos a la Fatiga	36
1.6	Importancia de los Resultados de las Pruebas Mecánicas	38

1.7	Normalización de Probetas	40
1.8	Resumen	42

CAPITULO DOS:

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DEL DISEÑO

2.1	Introducción	43
2.2	Criterios de Diseño	44
2.2.1	Criterio de Fluencia	45
2.2.2	Criterio de Plasticidad	46
2.2.3	Criterio de Fractura	47
2.2.4	Criterio de Fatiga	48
2.2.5	Criterio de Deformación	51
2.3	Generalidades Sobre Fatiga	52
2.3.1	Resistencia a la fatiga	55
2.4	Teorías de Fallas	61
2.4.1	Criterio de Soderberg	62
2.4.2	La Teoría de Corte Máximo Aplicado a Carga de Fatiga	67
2.4.3	Energía de Distorsión Aplicada a la Carga de Fatiga	69
2.4.4	Criterio Modificado de Goodman para Falla por Fatiga	71
2.4.5	Criterio de Gerber	73
2.5	Análisis de Torsión	75
2.5.1	Comportamiento Elástico	77

2.5.1.1	La Fórmula de Torsión	77
2.5.1.2	Justificación de la Suposición sobre la Distribución de Esfuerzos	81
2.5.1.3	Relación entre el Momento de Torsión Y el Angulo de Torsión	83
2.5.1.4	Concentración del esfuerzo cortante elástico en la torsión	85
2.5.2	Comportamiento Elástico	87
2.5.2.1	Influencia de la deformación inelástica localizada sobre la concentración del esfuerzo	88
2.6	Resumen	92

CAPITULO TRES:

ANALISIS Y DISEÑO DE LA MAQUINA

3.1	Introducción	93
3.2	Análisis de los diferentes elementos de la máquina . .	94
3.2.1	Análisis de la Probeta	94
3.2.2	Análisis Cinemático Biela - Oscilador	97
3.2.2.1	Análisis de fuerzas en los eslabones	104
3.2.3	Tornillo Sinfin	108
3.2.4	Cálculo de la potencia del motor	119
3.2.4.1	Cálculo de la Resistencia para 10 ³ Ciclos	121

3.2.5	Diseño del Mecanismo de Transmisión de Potencia	130
3.2.6	Análisis del Eje del Embrague	135
3.2.7	Análisis del Eje de Biela	147
3.2.8	Análisis del mecanismo Biela-Oscilador . . .	154
	3.2.8.1 Diseño de Biela	155
	3.2.8.2 Diseño del Eslabón	165
	3.2.8.3 Análisis del Oscilador, Análisis Eje Mordaza móvil	168
3.2.9	Análisis de la Mordaza Móvil	177
3.2.10	Análisis de la Mordaza Fija	182

CAPITULO CUATRO:

PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS

4.1	Introducción	185
4.2	Análisis y presentación de los datos	186
	4.2.1 Agrupamiento de los datos	186
	4.2.2 Variación de los datos	188
	4.2.3 Resultados de las pruebas	191
	4.2.4 Conclusiones	194
	4.2.5 Recomendaciones	195

CAPITULO CINCO:

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

5.1	Manual de operación	
5.1.1	Como fijar el ángulo de torsión	197
5.1.2	Como medir el torque aplicado a la probeta .	197
5.1.3	Operaciones necesarias para el arranque . . .	198
5.2	Manual de mantenimiento	
5.2.1	Advertencias para el mantenimiento	199
5.2.2	Frecuencia de las intervenciones	200
5.2.3	Lubricación	202
	Referencias bibliográficas	204

ANEXOS

ANEXO A.

FIGURAS:

A-1.	Factor de corrección K_1 , para el ángulo de contacto en bandas	209
A-2	Elección de la sección de bandas	210

TABLAS:

A-1.	Factor de servicio	211
A-2.	Potencia Transmisible por banda	211
A-3.	Longitudes normalizadas de bandas	212
A-4.	Factor de corrección K_2 , para longitud de banda . .	213
A-5.	Dimensiones estándar para ranuras V	213

ANEXO B.

FIGURAS:

B-1. Factores de concentración de esfuerzos	214
B-2. Acabado superficial	214
B-3. Eje con acuerdo de enlace en el resalte	215
B-4. Curvas de sensibilidad a la muesca	216
B-5. Placa plana con agujero central	217
B-6. Placa plana con acuerdos de enlace	218

TABLAS:

B-1. Propiedades mecánicas de aceros	219
B-2. Resistencia a la fatiga	223
B-3. Concentración de esfuerzos, tubo circular	224
B-4. Longitudes de eslabón y oscilador	225

ANEXO C. DIBUJOS TECNICOS - MECANICOS.

C-1. Lista de piezas	226
C-2. Dibujos	227
C-3. Costos Directos	260

CAPITULO UNO:

CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES

MECANICAS DE LOS METALES

1.0 CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DE LOS METALES.

1.1 INTRODUCCION.

Los principales materiales usados en la construcción de máquinas incluyen los metales y las aleaciones, cuya característica es la de proporcionar resistencia, rigidez y durabilidad adecuadas al servicio para el cual fueron concebidos. Estos requerimientos definen en gran parte las propiedades que los materiales deben poseer y, por lo tanto, determinan a grandes rasgos la naturaleza de los ensayos efectuados en ellos. La apreciación completa del significado de los ensayos de materiales de construcción requiere, por lo general, algún acervo de conocimientos de las propiedades generales de esos materiales y del tema de la mecánica estructural.

En términos generales, tanto los fluidos como los sólidos son materiales de ingeniería cuyas propiedades deben descubrirse por ensayo. Aunque el desempeño de las máquinas y estructuras así como las características de los materiales son temas de ensaye de ingeniería, el término **ensaye de materiales** se refiere a los ensayos de materiales de construcción sólidos.

Un objeto importante del ensaye de los materiales es ayudar

a predecir o garantizar el desempeño deseado en condiciones de servicio. No obstante, en la selección de materiales para la construcción de máquinas, los problemas de la calidad del material, del diseño y del uso se interrelacionan.

Los propósitos comunes de la investigación de materiales son:

1. Obtener nuevas características de los materiales conocidos.
2. Descubrir las propiedades de materiales nuevos, y
3. Elaborar normas de calidad o procedimientos de ensayo significativos.

1.2 PROPIEDADES MECANICAS FUNDAMENTALES.

Las propiedades mecánicas pueden definirse específicamente como aquellas que tienen que ver con el comportamiento (ya sea elástico o inelástico) de un material bajo fuerzas aplicadas. Se expresan en términos de cantidades que son funciones del esfuerzo o de la deformación o ambas simultáneamente.

Las propiedades mecánicas fundamentales son: La resistencia, rigidez, elasticidad, plasticidad, ductilidad, maleabilidad, tenacidad y resiliencia.

La resistencia de un material se mide por el esfuerzo según el cual se desarrolla alguna condición limitadora específica.

Las principales condiciones limitativas o criterios de la falla son la terminación de la acción elástica y la ruptura.

La dureza, usualmente indicada por la resistencia a la penetración o la abrasión en la superficie de un material, puede considerarse como un tipo o una medida particular de resistencia.

La rigidez está relacionada con la magnitud de la deformación que ocurre bajo la carga; dentro del rango del comportamiento elástico, la rigidez se mide por el "módulo de elasticidad".

La elasticidad (más no el módulo de elasticidad) se refiere a la capacidad de un material para deformarse no permanentemente al retirar el esfuerzo.

El término plasticidad se usa aquí en su acepción genérica para indicar la capacidad para deformarse en el rango elástico o plástico sin que ocurra ruptura. /2/.

La ductilidad se refiere a la capacidad que tiene un material para sufrir deformación sin rotura cuando se sujeta a la tensión; por ejemplo, en el estirado de alambre o tubo.

La maleabilidad es la capacidad que presenta un material para soportar deformación sin rotura cuando se sujeta a la compresión; como por ejemplo, en forjado o laminado.

La tenacidad se refiere a la capacidad que tiene un metal de resistir doblez o aplicación de esfuerzos de corte, sin

fractura. /3/

La capacidad energética en el rango de acción elástica se denomina resiliencia ó capacidad de un metal, en virtud de la alta resistencia a la cedencia y al bajo módulo elástico, para exhibir considerable recuperación elástica al liberar la carga aplicada. /4/

1.3 CLASIFICACION DE LAS PRUEBAS MECANICAS.

Las pruebas mecánicas se distinguen según los procedimientos de carga de la muestra: 1) por medio de su deformación con velocidad prefijada y midiendo las fuerzas de la resistencia de la muestra a esta deformación y 2) por aplicación de una carga continua a la muestra, midiendo las deformaciones que surgen.

El primer procedimiento es el más difundido, porque asegura la posibilidad de hacer la medición ininterrumpidamente y registrar las fuerzas de la resistencia de la muestra a la deformación. Dicho procedimiento prácticamente se utiliza en todas las variedades de pruebas estáticas.

Por el carácter del cambio en función del tiempo, las cargas se subdividen en estáticas, dinámicas y de fatiga.

Las pruebas estáticas se caracterizan por el cambio suave y relativamente lento de la carga sobre la muestra y por la pequeña velocidad de su deformación, de manera que la aceleración tan pequeña de las partes móviles de la máquina origina que las fuerzas de inercia surgidas en éstas pueden despreciarse. Además, por el método de equilibrio estático sencillo, pueden determinarse con suficiente exactitud los esfuerzos y las deformaciones, así como las magnitudes del trabajo de la deformación en cualquier momento de la prueba.

Las siguientes son las clases más importantes de las pruebas estáticas que se distinguen por el esquema de aplicación de cargas sobre la muestra: Tracción uniaxial, compresión uniaxial (se llamarán sencillamente: La tracción y compresión), flexión, torsión, tracción y flexión de las muestras con entalla y con grieta.

Los ensayos dinámicos se caracterizan por la aplicación a la muestra de cargas con cambio brusco de su magnitud y gran velocidad de deformación. La duración de toda la prueba no es mayor de centésimas de segundo. La carga dinámica se crea con el impacto de una masa pesada que cae libremente sobre la muestra. Como resultado, en varias partes de la muestra y de la máquina de ensayo, surgen considerables fuerzas de inercia. Por medio de las pruebas dinámicas se determina la magnitud del trabajo completo o específico de la deformación dinámica, así como la

magnitud de la deformación permanente de la muestra (absoluta o relativa). Los datos sobre la magnitud de las tensiones y deformaciones en el proceso de estas pruebas, habitualmente, no se obtienen, pese a que en principio esto es posible.

Para las pruebas de fatiga es característica la aplicación reiterada de cargas variables sobre la muestra. Tales pruebas suelen durar largo tiempo. Por los resultados de las pruebas de fatiga se determina el número de ciclos hasta la rotura, a distintos valores de tensiones y, finalmente, la tensión límite que resiste la muestra sin rotura en el curso de un determinado número de ciclos de carga. En los ensayos de fatiga se utilizan distintos esquemas de aplicación de cargas sobre la muestra: Flexión, tracción-compresión y torsión.

Además de las pruebas estáticas, dinámicas y de fatiga consideradas, se distinguen aun dos grandes grupos específicos.

El primero de ellos comprende las pruebas de dureza, en las cuales se estiman las distintas características de resistencia a la deformación o, a veces, a la rotura de las capas superficiales de la muestra en su interacción con otro cuerpo, por indentación. La mayoría de los tipos de las pruebas de dureza son estáticos.

El segundo grupo comprende las pruebas de arrastre y de resistencia mecánica duradera. Estos ensayos se suelen realizar a altas temperaturas para estimar las características de la resistencia a dichas temperaturas. Las muestras se someten, en el curso de todo el ensayo, a tensión permanente. En la prueba de arrastre se mide la magnitud de la deformación en función del tiempo a distintas tensiones sobre la muestra y, como resultado de las pruebas de resistencia mecánica de larga duración, se encuentra el tiempo hasta la rotura, bajo la acción de distintas tensiones. /5/

Como se observa, los métodos para realizar las pruebas son muy diversos. Además, éstas se practican a distintas temperaturas, empezando desde muy bajas y terminando con temperaturas en el intervalo de fusión. Todo esto es completamente lógico, ya que refleja la diversidad de condiciones de la explotación y elaboración de los metales y aleaciones lo que, en resumidas cuentas, se intenta modelar con las pruebas.

1.4 TIPOS DE ENSAYOS MECANICOS.

En el ensayo mecánico, la mayoría de las mediciones en última instancia tienen que ver con la determinación del esfuerzo y de la deformación. La comparación directa con pesos

y distancias frecuentemente es usada como referencia para determinar la fuerza y la longitud. En general, una variedad de principios y fenómenos físicos es empleada en los numerosos tipos de aparatos utilizados para determinar la carga y la deformación.

El ensayo de los materiales puede efectuarse con tres objetivos: 1) Aportar información rutinaria acerca de la calidad de un producto; 2) recabar nueva información o actualizar la que ya se tiene acerca de materiales conocidos y desarrollar nuevos materiales para la investigación, 3) obtener datos exactos de las propiedades fundamentales o constantes físicas.

Para aproximar las condiciones en que un material debe comportarse en servicio, es necesario cierto número de procedimientos de ensayo. La relación entre varios procedimientos puede evidenciarse por medio de una clasificación ordenada de las condiciones, las cuales son: 1) Aquellas relacionadas con la manera en que la carga es aplicada, 2) aquellas que tienen que ver con la condición del material en el momento del ensayo, y 3) aquellas relacionadas con la condición de los alrededores (condición ambiente) durante el progreso del ensayo.

El método de aplicación de la carga es la base más común

para designar o clasificar los ensayos mecánicos. Hay tres factores involucrados en la definición: La clase de esfuerzo inducido, la velocidad a la cual la carga se aplica y el número de veces que la carga es aplicada.

La meta de lo que se llama ensaye científico es la acumulación de un acervo de información ordenado y confiable acerca de las propiedades fundamentales y útiles de los materiales, con la mira final de aportar datos para el análisis exacto del comportamiento estructural y el diseño eficiente. La labor de este tipo demanda, sobre todo, cuidado, paciencia, y precisión.

En el ensaye mecánico de probetas preparadas, existen cinco tipos primarios de cargas, según lo dictado por la condición de esfuerzo a inducir: Tensión, compresión, corte directo, torsión y flexión.

Una condición de esfuerzo complejo ocurre cuando la intensidad del esfuerzo varía de un punto a otro en una pieza de material, como el resultado de la aplicación localizada de la carga o cambios bruscos en la forma de la pieza. Esta condición de esfuerzo es una condición inherente y significativa en ensayos tales como las de dureza contra la indentación y las de impactación en barras ranuradas. /2/.

Las pruebas mecánicas, como las de tensión y la prueba de Impacto Izod, suministran información sobre el comportamiento de un material al sufrir pruebas de corta duración. Cuando se carga durante períodos largos, sin embargo, un metal puede exhibir un alargamiento gradual y fallar finalmente a un esfuerzo considerablemente inferior al límite de resistencia a la tensión. Este fenómeno de alargamiento gradual bajo carga continua se conoce como "Desgarramiento" y también "Fluencia lenta". /3/

1.4.1 PRUEBA DE TENSION.

En el ensayo comercial de tensión de los metales, las propiedades usualmente determinadas son la resistencia a la cedencia (el punto de cedencia de los metales dúctiles), la resistencia a la tensión, la ductilidad (el alargamiento y la reducción del área seccional), y el tipo de la fractura. Para material quebradizo, solamente la resistencia a la tensión y el carácter de la fractura se determinan comúnmente. En ensayos más completos, como en una gran parte de la labor de investigación, las determinaciones de las relaciones entre esfuerzo y deformación, el módulo de elasticidad y otras propiedades mecánicas, se incluyen. /2/

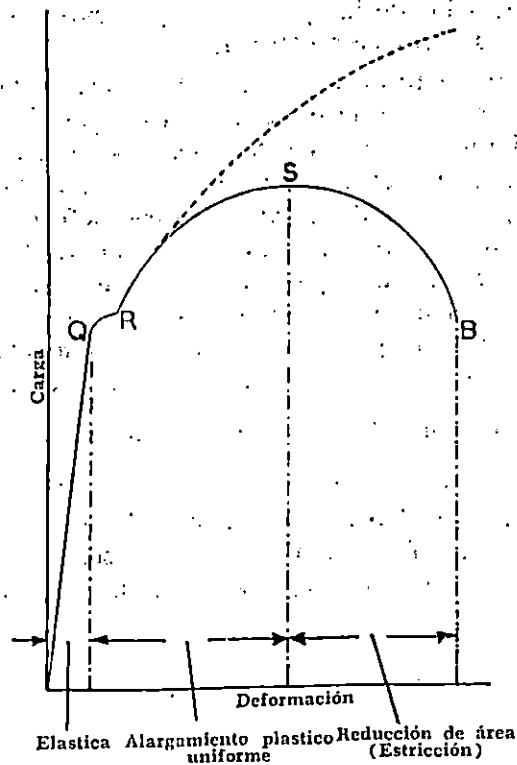


Figura 1. Tipo de diagrama carga/deformación, obtenida para un material tal como acero dulce en la condición blanda. /3/

La figura 1 muestra un diagrama carga/deformación, que podría llamarse un caso ideal. La parte inicial rectilínea de la figura 1 indica que la deformación producida es directamente proporcional a la carga aplicada. Obedece por lo tanto a la ley de Hooke, la cual indica que, para un cuerpo elástico, la deformación producida es proporcional al esfuerzo aplicado. Por lo tanto, la relación

$$\frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación}} = \text{constante}$$

es conocida generalmente como módulo de elasticidad de Young (E). Considérese una probeta de longitud original L y área transversal A, deformada elásticamente por una cantidad l bajo una carga P que actúa a lo largo del eje de la probeta; entonces:

$$E = \frac{\text{Esfuerzo longitudinal}}{\text{Deformación longitudinal}} = \frac{P/A}{l/L} = \frac{PL}{Al}$$

Si, en un punto cualquiera de la parte de la curva que se considera, se retira la carga, la probeta regresará a su longitud original, por lo que se dice que la deformación ha sido totalmente elástica.

Al aumentar la carga, se llega eventualmente a un punto Q en el cual la curva comienza a desviarse de la línea recta y si la carga se retira ahora, la probeta no regresa a su longitud original sino que se encontrará que habrá adquirido un pequeño alargamiento plástico o deformación permanente. Por lo tanto Q se llama "límite de proporcionalidad" y si la carga aumenta más allá de este punto, se llega a un paso en que se produce un súbito alargamiento, sin aumento en la carga. Este punto se

conoce como "Punto de Cedencia", R. De R en adelante, la probeta plásticamente se deforma inicialmente en forma uniforme, en toda su longitud y finalmente en forma local, formando un cuello hasta que ocurre la fractura. El diagrama indica que, al acercarse la probeta a su punto de rotura, la carga aplicada, necesaria para producir el alargamiento, se reduce. Esto, naturalmente se debe a que el diámetro de la probeta disminuye y el esfuerzo real por unidad de área de sección transversal, sería similar al indicado por la línea interrumpida. /3/.

El diámetro más pequeño del cuello local se mide y de éste se calcula la reducción en porcentaje del área, de manera que, para el juego de observaciones completas, se pueden derivar los siguientes resultados normales:

$$(a) \text{ Esfuerzo de cedencia} = \frac{\text{Carga de cedencia}}{\text{Area transversal original}}$$

$$(b) \text{ Límite de resistencia a la tensión} = \frac{\text{Carga máxima}}{\text{Area transversal original}}$$

$$(c) \text{ Porcentaje de alargamiento} = \frac{\text{Longitud después de la prueba} \times 100}{\text{Longitud original}}$$

$$(d) \text{ Porcentaje de estricción} = \frac{(\text{Area original de la sección} - \text{Area final}) \times 100}{\text{Area original de la sección transversal}}$$

1.4.2 PRUEBA DE COMPRESION.

Cuando menos en teoría, el ensayo de compresión es meramente lo contrario del de tensión con respecto a la dirección o el sentido del esfuerzo aplicado. Un número de principios generales se desarrolló a través de la sección sobre el ensayo de tensión, los cuales son igualmente aplicables al ensayo de compresión. Existen varias limitaciones especiales del ensayo de compresión a las cuales se debe dirigir la atención:

1. La dificultad de aplicar una carga verdaderamente concéntrica o axial.
2. El carácter relativamente inestable de este tipo de carga en contraste con la carga tensiva. Existe siempre una tendencia al establecimiento de esfuerzos flexionantes y a que el efecto de las irregularidades de alineación accidentales dentro de la probeta se acentúa a medida que la carga prosigue.
3. La fricción entre los puentes de la máquina de ensayo o las placas de apoyo y las superficies de los extremos de la probeta debido a la expansión lateral de ésta. Esto puede alterar considerablemente los resultados que se obtendrían si tal condición de ensayo no estuviera presente.
4. La sección transversal de la probeta de compresión debe ser mucho más grande que la de tensión, para obtener un grado apropiado de estabilidad de la pieza. Esto se traduce en la

necesidad de una máquina de ensaye de capacidad relativamente grande o probetas tan pequeñas y, por lo tanto, tan cortas que resulta difícil obtener de ella mediciones de deformación de precisión adecuada.

En los ensayos comerciales, la única propiedad ordinariamente determinada es la resistencia a la compresión. Para los materiales quebradizos en los cuales ocurre una fractura, la resistencia última se determina fácil y definitivamente. Para aquellos materiales en los cuales no se determina claramente la resistencia última, se toman límites de deformación arbitraria como criterios de resistencia.

En un ensayo de compresión, una distribución de esfuerzos absolutamente uniformes prácticamente nunca se alcanza. Al realizar determinaciones precisas de esfuerzo y deformación con la mira de encontrar el límite proporcional, se recomienda medir las deformaciones a lo largo de cuando menos tres líneas de calibración, con 120° de separación alrededor de una pieza cilíndrica. /2/

1.4.3 PRUEBA DE CORTE DIRECTO.

Un esfuerzo de corte es aquel que actúa paralelamente a un plano, para distinguirlo de los esfuerzos tensivos y compresivos que actúan normalmente a un plano. Las cargas que producen las condiciones de corte de interés principal en el ensaye de

materiales son las siguientes:

1. Las resultantes de fuerzas paralelas, pero opuestas, actúan a través de los centroides de secciones espaciadas a distancias infinitesimales entre sí. Es concebible, en tales casos, que los esfuerzos de corte sobre las secciones sean uniformes y exista un estado de corte puro. Es posible acercarse, pero muy difícil lograr, esa condición en la realidad.
2. Las fuerzas opuestas aplicadas son paralelas y actúan normalmente a un eje longitudinal del cuerpo, pero están espaciadas a distancias finitas entre sí.
3. Las fuerzas aplicadas son paralelas y opuestas, pero no yacen en un plano que contenga el eje longitudinal del cuerpo; aquí se establece un par que produce una torsión alrededor de un eje longitudinal.

En cualquier punto de un cuerpo esforzado, los esfuerzos de corte en cualquiera de dos direcciones mutuamente perpendiculares son iguales en magnitud. Si sobre algún par de planos en un punto, solamente esfuerzos de corte actúan, el material en ese punto se dice que está en "corte puro". Estos cortes son mayores que aquellos sobre cualquier otro plano a

través del punto.

Por lo que respecta a los problemas prácticos del ensaye, las relaciones entre esfuerzo y deformación por corte son de interés, principalmente en conexión con la carga torsionante. Los tipos de ensayos de corte de uso común son el ensayo de corte directo y el ensayo de torsión.

En el ensayo de corte directo ocasionalmente llamado ensayo de corte transversal, usualmente se procede a sujetar o apoyar un prisma del material, de tal modo que los esfuerzos flexionantes se minimicen a través del plano a lo largo del cual la carga cortante se aplique. El método basta para una indicación de la resistencia al esfuerzo que puede esperarse en remaches, pernos de palanca, bloques de madera, etc.

El ensayo de corte transversal posee la limitación adicional de ser completamente inútil para la determinación de la resistencia elástica o del módulo de rigidez, debido a la imposibilidad de medir las deformaciones.

Para una representación mas precisa de las propiedades del corte, se realiza el ensayo de torsión, empleando probetas, ya sean sólidas o huecas de sección circular. En este ensayo, la probeta tendrá tal longitud que un deformímetro pueda acoplarse

para ayudar a las determinaciones del límite proporcional, resistencia de cedencia en esfuerzo, resiliencia al corte y el módulo de rigidez o módulo de elasticidad en corte, obteniéndose el segundo a través del ángulo de torsión y el torque aplicado.

El método de torsión es inaplicable para determinaciones de la resistencia al corte de los materiales quebradizos, tales como el hierro fundido, ya que una probeta de él fallaría por tensión diagonal antes de que la resistencia al corte se alcanzara. El ensayo de torsión es de utilidad en la investigación de secciones circulares, o de otra forma, que posean varias irregularidades; tales como cuñeros y ranuras.

Los ensayos de corte directo comúnmente se hacen en máquinas de ensayos de compresión ó tensión. /2/.

1.4.4 PRUEBA DE FLEXION.

Si las fuerzas actúan sobre una pieza de tal manera que tiendan a inducir esfuerzos compresivos sobre una parte de una sección transversal y esfuerzos tensivos sobre la parte restante, se dice que la pieza está en flexión. La ilustración común de la acción flexionante es una viga afectada por cargas transversales; la flexión puede también causarse por momentos o pares tales como los que resultan de cargas excéntricas paralelas al eje longitudinal.

Las resultantes de los esfuerzos flexionantes en cualquier sección, forman un par que es igual en magnitud al momento flexionante. Cuando no actúan más esfuerzos que los flexionantes, se dice que existe una condición de "flexión pura". La flexión pura se desarrolla bajo ciertas condiciones de carga, pero en la mayoría de casos, la flexión va acompañada por el corte transversal. La resultante de los esfuerzos cortantes a través de una sección transversal es igual al corte transversal total.

Las variaciones del corte transversal total y del momento flexionante a lo largo de una viga son comúnmente representadas por diagramas de corte y de momento.

En una sección transversal de la viga, la línea a lo largo de la cual los esfuerzos flexionantes son cero es llamada el eje neutro. La superficie que contiene los ejes neutros de las secciones consecutivas es la superficie neutra. Sobre el lado de la viga en compresión las fibras de la viga se acortan, y sobre el lado en tensión se estiran; así la viga se flexiona o flambea en una dirección normal a la superficie neutra, tornándose cóncava del lado en compresión.

Sumando los momentos de los esfuerzos alrededor del eje neutro, dentro del límite proporcional, el momento de resistencia puede encontrarse en términos del esfuerzo sobre la

fibra extrema, así:

$$M = \frac{\sigma I}{c}$$

Donde: σ = esfuerzo sobre la fibra extrema

c = distancia del eje neutro a la fibra extrema

I = momento de inercia de la sección alrededor del eje neutro (I para una sección rectangular es $bd^3/12$; para una sección circular $\pi d^4/64$, en donde b = ancho y d = peralte o diámetro)

La mayoría de las estructuras y máquinas poseen elementos cuya función hace que esten sujetos a cargas que causan la flexión. Son ejemplos las vigas, los ganchos, las placas, las losas y las columnas bajo cargas excéntricas.

En muchos casos, las fórmulas de flexión dan resultados que solamente se aproximan a las condiciones reales. El ensayo de flexión puede servir como un medio directo para evaluar el comportamiento bajo cargas flexionantes. /2/

1.4.5 PRUEBA DE DUREZA.

En los primeros intentos para medir la dureza de los metales, se utilizaban puntas del diamante para producir un

arañazo sobre la superficie de la probeta, como en el caso del esclerómetro Turner original; sin embargo, aun cuando este método posiblemente tiene una relación más estrecha con el concepto fundamental de dureza, se ha abandonado casi totalmente, en favor de métodos en los cuales se mide el tamaño de la indentación producida bajo presión estática.

1.4.5.1 La Prueba Brinell.

Es posiblemente la más conocida de las pruebas de dureza, siendo ideada por un sueco, el Dr. Johan August Brinell. En esta prueba, se aplica una esfera de acero endurecido, contra la superficie de la pieza de prueba bajo una carga normal adecuada. El diámetro de la impresión se mide entonces y el número Brinell H de dureza se encuentra según la expresión:

$$H = \frac{\text{Carga } P}{\text{Área de la superficie de impresión}}$$

El área de la superficie de impresión es $\pi \frac{D}{2} (D - (D^2 - d^2)^{1/2})$ donde D es el diámetro de la esfera y d el diámetro de la impresión; de manera que se puede derivar H:

$$H = \frac{P}{\pi \frac{D}{2} (D - (D^2 - d^2)^{1/2})}$$

Para simplificar cálculos tediosos, se encuentra generalmente H por referencia a tablas hechas para diferentes cargas y diámetros de la esfera.

Es necesario apelar al sentido común y a un poco de prevención, al hacer una prueba Brinell. Si, por ejemplo, se usa una carga elevada para probar un metal suave, con relación al diámetro de la esfera, se obtendrá una impresión similar a la indicada en la figura 2A. En este caso, la esfera se ha medido en todo su diámetro, y el resultado carece entonces de significado. La impresión ilustrada en la figura 2B, por otra parte, se obtendría si la carga fuera demasiado ligera con respecto al diámetro de la esfera, ya que el resultado probablemente sería también incierto. Para diferentes materiales, la relación P/D^2 se ha normalizado con objeto de obtener resultados precisos y comparables. P se mide en Kg. y D en mm.

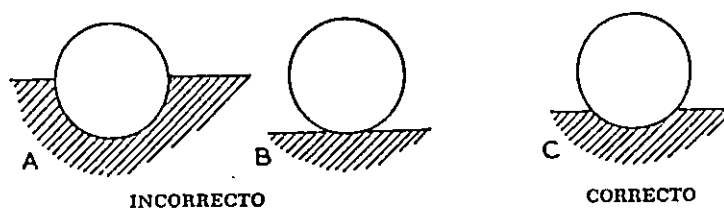


Figura 2. Influencia de la profundidad de la impresión en la precisión de una determinación Brinell. /3/

Por ejemplo:

Material	P/D ²
Acero	30
Aleaciones de cobre	10
Aleaciones de aluminio y cobre.....	5
Aleaciones de plomo y estaño	1

Así, al probar una pieza de acero, se puede usar ya sea una esfera de 10 mm en combinación con una carga de 3,000 Kg; una esfera de 5 mm con una carga de 750 Kg o una esfera de 1 mm con una carga de 30 Kg. Por precisión, siempre se aconseja usar el diámetro de esfera más grande posible. Los factores limitantes serán el ancho y el espesor de la pieza que se prueba y en este caso, la esfera pequeña se usará para probetas delgadas; ya que, de usarse una esfera grande, se estaría midiendo la dureza de la cubierta que soporta la probeta. El espesor de la muestra debe ser más de siete veces la profundidad de la impresión para aleaciones duras y más de 15 veces para aleaciones blandas. /3/

1.4.5.2 La prueba de dureza con las pirámides de Vickers

La prueba elimina la necesidad de decidir la relación correcta P/D², usando una pirámide de diamante de base cuadrada,

que dará impresiones geométricamente similares bajo cargas diferentes. Además, es de seleccionar el diamante para materiales duros que tengan un índice de dureza de más de 500, ya que no se deforman bajo presión, como sucede con una esfera de acero. Usando la punta de diamante, sin embargo, no se elimina la necesidad de asegurarse de que el espesor de la prueba sea suficiente, con respecto a su profundidad.

En esta prueba, la longitud diagonal de la impresión cuadrada se mide por medio de un microscopio que tiene una ranura variable en el ocular. El ancho de la ranura se ajusta de manera que sus orillas coincidan con las esquinas de la impresión, obteniendo su longitud diagonal por medio de un pequeño instrumento conectado a la ranura, y que trabaja según el principio de un contador de revoluciones. La lectura del ocular así obtenida se convierte a número de dureza con pirámide Vickers, por referencia a tablas especiales. El tamaño de la impresión se relaciona con la dureza en la misma forma que en el caso del número Brinell. /3/

1.4.5.3 La Prueba de Rockwell

Esta prueba se originó en América y se adapta particularmente a pruebas rápidas de rutina para un material acabado, ya que indica el resultado final directamente en una escala. Existen tres escalas en la carátula: Escala B, que se

usa con una esfera de 1/16 de pulgada de diámetro y una carga de 100 Kg; Escala C, que se usa con un cono de diamante y una carga de 150 Kg; y la Escala A, que se usa con un cono de diamante y una carga de 60 Kg. /3/

1.4.6 PRUEBAS DE IMPACTO.

La prueba de impacto Izod indica la tenacidad de un material y su capacidad para resistir el choque. La fragilidad, que resulta de un tratamiento térmico incorrecto u otras causas, puede no ser revelada por la prueba de tensión, pero es generalmente evidente en la prueba de impacto Izod.

En esta prueba, se sujeta una probeta ranurada en un tornillo de mordaza y se golpea con un péndulo pesado, montado sobre baleros, después de balancearlo a una altura fija. La energía de impacto de 16.6 Kgm (120 lb-pies), se absorbe parcialmente rompiendo la probeta y, al balancearse el péndulo más allá de la probeta, lleva a una aguja indicadora hasta el punto más alto del balanceo, indicando así la cantidad de energía utilizada para fracturar la probeta. Para prever las concentraciones que aseguren que ocurra la fractura, se ranura la probeta. Es esencial, sin embargo, que esta ranura sea siempre normalizada y, por esta razón, se suministra siempre un calibrador para probar la precisión dimensional de la ranura.

Los resultados obtenidos de la prueba Izod no son siempre fáciles de interpretar y, algunos metales dúctiles bajo cargas constantes, se comportan como materiales frágiles en la prueba.

Según se ha mencionado antes, la prueba Izod da una buena indicación de qué tan confiable puede ser el material bajo condiciones de choque. /3/

La prueba de impacto Charpy se realiza en forma similar a la prueba Izod, con la diferencia que en la primera la probeta está apoyada en sus extremos; mientras que en la Izod, la probeta se apoya en un extremo quedando el otro en voladizo.

1.4.7 PRUEBA DE FATIGA.

Estas son pruebas de tipo dinámico que determinan el comportamiento relativo de los materiales cuando se les somete a cargas repetidas o fluctuantes. Procura simular las condiciones reales de esfuerzo desarrollados en las partes de una máquina por la vibración que producen las cargas cíclicas. La magnitud y el tipo de esfuerzo (tensión, compresión, flexión o torsión) puede establecerse según el tipo de máquina que se utilice. /4/

El esfuerzo necesario para causar la falla es mucho menor que el que se requiere para romper la probeta por medio de un tirón continuo. /3/.

El esfuerzo al que se somete la muestra durante la prueba, varía continuamente entre dos valores, de los cuales el máximo suele ser menor que el de la resistencia de cedencia del material. los ciclos de esfuerzo se aplican hasta que se alcanza la falla de la muestra o un número de ciclos límite. /4/.

Si los esfuerzos fluctuantes son de magnitud suficiente , aún cuando el máximo esfuerzo aplicado sea considerablemente menor que la resistencia estática del material, la falla puede ocurrir cuando el esfuerzo se repite en un número suficiente de veces. /2/.

El hecho de subir y bajar una carga de 3 toneladas sobre una viga de hierro dulce unas 3,000,000 de veces, hace que la viga se rompa. Mientras que, si la carga es estática, es necesario que ascienda a 12 toneladas, para causar la falla. /3/.

Además de designar el grado de variación del esfuerzo, la clase del esfuerzo (tensivo, compresivo, o cortante) también debe estipularse para una definición completa de la condición del esfuerzo. Los esfuerzos pueden ser causados por cargas axiales, de corte, de torsión, de flexión o por combinaciones de ellos.

En algunos casos, especialmente en máquinas de movimiento

muy rápido y partes sometidas a vibraciones severas, pueden ocurrir fluctuaciones de esfuerzos apreciables, llegando a miles de millones de repeticiones durante la vida útil de la máquina o estructura. El árbol del cigüeñal de un motor de avión del tipo de pistón es sometido aproximadamente a 20 millones de inversiones de esfuerzos en menos de 200 horas de vuelo. Los esfuerzos en el árbol de una turbina de vapor, si es operada continuamente por diez años, se invertirían 16,000 millones de veces, mientras que los esfuerzos en las aletas se invertirían aproximadamente 250,000 millones de veces. La fatiga debe considerarse en el diseño de muchas partes sometidas a ciclos de esfuerzos tales como los cigüeñales, pernos, resortes, dientes de engranes, aletas de turbinas, partes para automóviles y aviones, partes para motores a vapor y gas, rieles ferroviarios, cables de alambres, ejes para automóviles y muchas partes para máquinas sometidas a cargas cíclicas. /2/

Para encontrar el límite de fatiga, se efectúan las pruebas en un número definido de muestras, cada una con un rango de esfuerzos diferentes, hasta que se presenta la fractura o hasta que se han resistido 20 millones de inversiones. De los resultados, se traza una curva de inversión de esfuerzos como la figura 3. La curva tiende a la horizontal para un valor del esfuerzo que se conoce como límite de fatiga o de duración. /3/

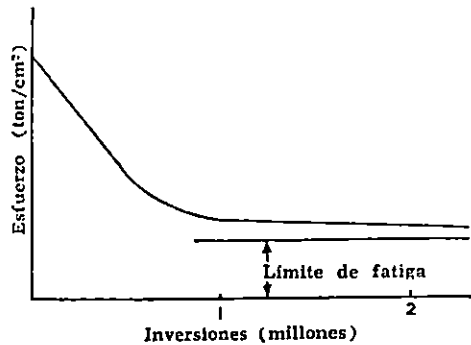


Figura 3. Método para determinar el límite de fatiga. /3/

1

Numerosos ensayos han sido exitosamente empleados para desarrollar un acervo adecuado de datos cerca de los límites de resistencia de muchos metales. En términos generales, los datos parecen ser razonablemente confiables y constituyen una base para un diseño satisfactorio. Es de mencionar, que ningún ensayo de fatiga para los metales ha sido normalizado por la ASTM, aunque ciertos tipos de máquinas, probetas y procedimiento son de uso común. /2/

1.5 EQUIPOS PARA REALIZAR ENSAYOS.

Dos partes esenciales que debe poseer una máquina de ensaye son:

- 1) Un medio para aplicar carga a una probeta y
 - 2) un medio para equilibrar y medir la carga aplicada.
- Dependiendo del diseño de la máquina, estas dos partes

pueden estar completamente separadas o superpuestas. Además de estos aspectos básicos, hay una variedad de partes o mecanismos y accesorios, tales como dispositivos para agarrar o apoyar la pieza de prueba, la unidad de fuerza, los controles, los registros, los indicadores de velocidad y amortiguadores de retroceso o choque.

La carga puede aplicarse por medios mecánicos, mediante el uso de mecanismos de engrane y tornillo, caso en el cual las máquinas son llamadas "de engrane y tornillo" o "mecánicas". Cuando la carga es aplicada por medio de un gato o prensa hidráulicos, el dispositivo es llamado "máquina hidráulica". La fuerza puede proveerse manualmente o por medio de alguna máquina motriz (por lo general, un motor eléctrico) a una bomba o una cadena de engranes, dependiendo del diseño de la máquina y su capacidad.

Algunas máquinas son diseñadas para sólo un tipo de ensayo, como la máquina de tensión para ensayar cadenas y alambre; y otras hechas únicamente para ensayos compresivos. Sin embargo, si una máquina es diseñada para ensayar probetas en tensión, compresión y flexión, es llamada "máquina de ensaye universal".

También existen máquinas especiales para torsión, dureza, impacto, resistencia, flexión en frío y otros ensayos.

Algunos de los requerimientos generales para las máquinas de ensaye son los siguientes:

1. La exactitud requerida debe obtenerse en todo el rango de carga; generalmente se requiere que los errores sean menores del 1 %, pero 0.5 % o menos es deseable.
2. Debe ser sensitiva a los cambios ligeros de carga.
3. Las mordazas del puente deben estar alineadas.
4. los puentes móviles no deben oscilar, torcerse o moverse lateralmente.
5. La aplicación de la carga debe de ser uniforme, controlable y capaz de un considerable rango de velocidades.
6. Debe estar libre de vibraciones excesivas.
7. El mecanismo de retroceso debe ser adecuado para absorber la energía de ruptura de las probetas que se quiebren súbitamente, para evitar daños a la máquina al cargársele a toda capacidad.
8. Debe ser susceptible a la manipulación y ser accesible para la fácil colocación de probetas y deformímetros. /2/

1.5.1 MAQUINAS DE ENGRANE Y TORNILLO.

En algunas máquinas, como se muestra en la figura 4, un mecanismo de engrane y tornillo impulsado por un motor, acciona el puente móvil el cual transmite la carga a través de la probeta directamente a la mesa o al puente fijo y luego indirectamente a la mesa de trabajo.

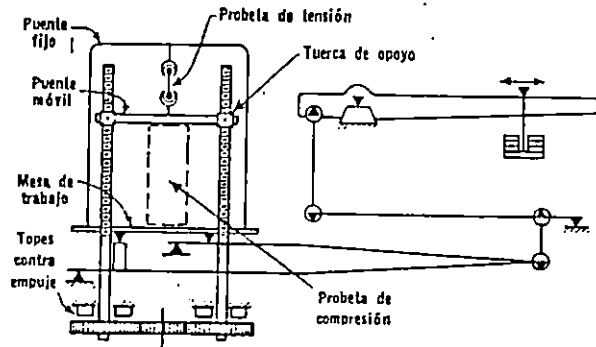


Figura 4. Diagrama esquemático de una máquina de ensayo con engrane y tornillo. El puente móvil siempre desciende durante un ensayo. /2/

Algunas máquinas de engrane y tornillo construidas recientemente, miden la carga mediante un sistema de péndulo de lectura directa. Uno de los tipos más nuevos de máquinas mecánicas de ensayos (Wiedemann-Balwin, mostrado en la figura 5) difiere en que la carga se mide por medio de una celda de carga universal SR-4 que acciona electrónicamente el indicador de carga.

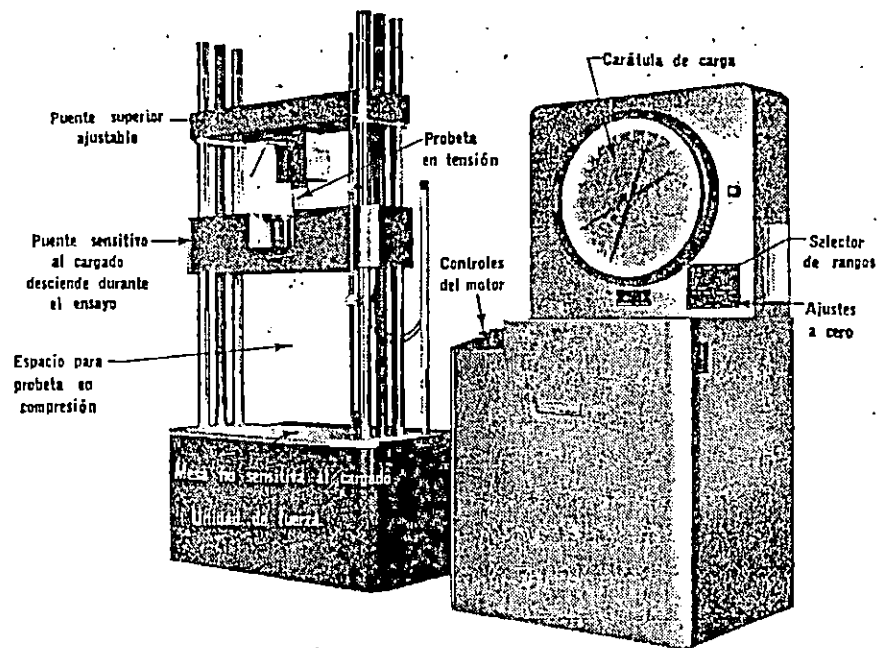


Figura 5. Máquina mecánica universal con una celda de carga electrónica universal en el puente móvil. /2/

Se usan máquinas con dos, tres o cuatro tornillos. Las de dos tornillos están bien adaptadas para los ensayos de tensión y transversales; pero, cuando se usan para ensayos de compresión, debe tenerse cuidado de colocar la probeta en el plano de los tornillos y a la mitad de la distancia entre ellos, para evitar la flexión. La probeta no queda tan accesible en las máquinas de tres y cuatro tornillos como en aquellas de sólo dos, pero las primeras no resultan fácilmente dañadas por la excentricidad accidental o las cargas excéntricas.

Las máquinas de un solo tornillo ocasionalmente se usan

para ensayos de tensión de alambre, hule, tela o losetas de cemento. /2/.

1.5.2 MAQUINAS HIDRAULICAS.

Los aspectos principales de dos tipos de máquinas hidráulicas se muestran diagramáticamente en la Figura 6. En el tipo A, la carga es aplicada por una prensa hidráulica y es medida por la presión desarrollada dentro del cilindro hidráulico. El pistón principal, por lo general, se ajusta y empalma cuidadosamente; para reducir la fricción del pequeño pistón usado en el sistema de medición, el segundo de ellos se hace girar durante la operación de la máquina. En el diagrama mostrado, la carga es finalmente medida por un dispositivo pendular, aunque se usa un tubo Bourdon en algunas máquinas.

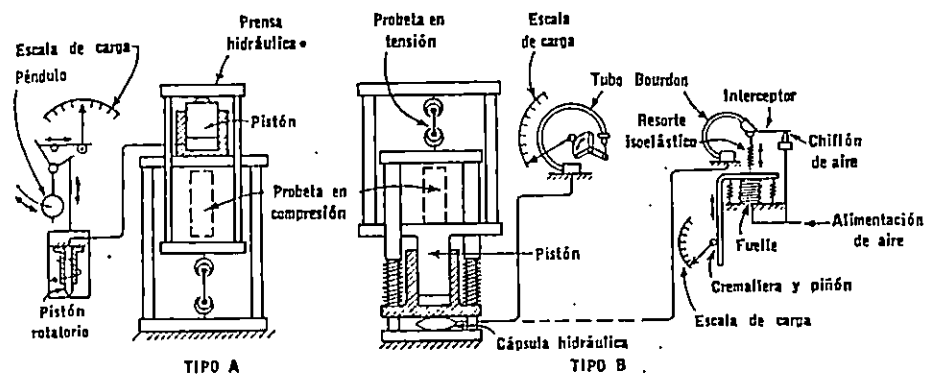


Figura 6. Aspectos esenciales de dos tipos de máquinas de ensaye hidráulicas. /2/

En las máquinas de tipo B, la carga es aplicada por una prensa hidráulica independientemente del sistema de medición, el cual es accionado por una cápsula hidráulica. En algunas máquinas, tales como la mostrada en la figura 7, un movimiento muy ligero del extremo del tubo Bourbon acciona unidades electrónicas que a su vez accionan el indicador de cargas.

En las de capacidad pequeña o moderada, la energía de retroceso puede absorberse por medio de cojinetes de hule, pero en las máquinas hidráulicas grandes se usan cilindros de retroceso. /2/

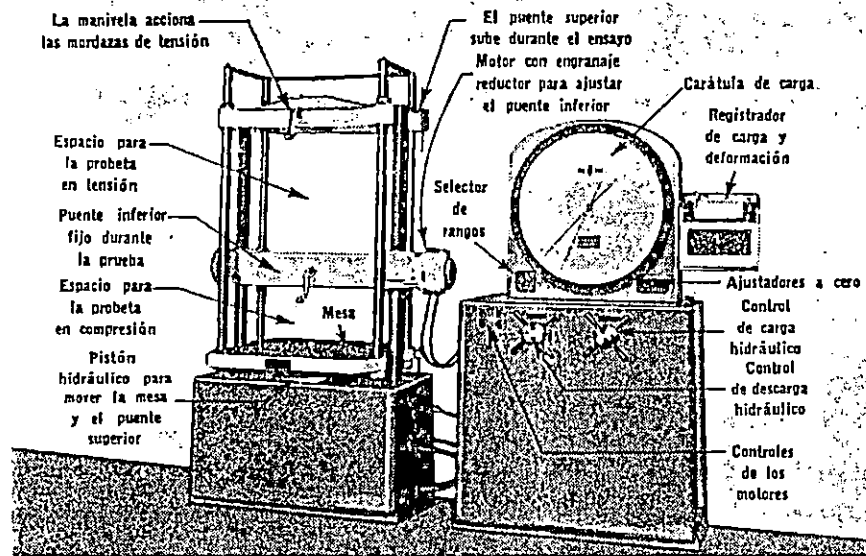


Figura 7. Máquina universal hidráulica con mirador electrónico de cargas conectado al extremo de un tubo Bourbon. /2/

1.5.3 MAQUINAS PARA ENSAYOS A LA FATIGA.

Las máquinas para realizar ensayos a la 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 combinaciones de ellos.

Todas las máquinas de ensaye de esfuerzos repetidos deben ir provistas de un medio para aplicar la carga a una probeta y medirla. Asimismo, debe proveerse un contador para registrar el número aplicado de ciclos y algún dispositivo que, cuando la probeta se rompa, automáticamente desembrague el contador. Frecuentemente el dispositivo desembragador también se diseña para detener la máquina de ensaye misma.

Varios tipos de máquinas de ensaye a la fatiga son de aplicación universal. LLevan un cabezal estacionario o placa fija y una placa o base vibratoria, con dispositivos para conectar varios aparatos con probetas fijadas entre ellas. La

base vibratoria ejerce un movimiento o fuerza controlada sobre la probeta; si es ejercida axialmente, se desarrollarán esfuerzos tensivos y compresivos. Mediante el uso de varios aditamentos se pueden desarrollar esfuerzos torsionantes y flexionantes. Se usan cuatro métodos básicos en las máquinas universales para generar y controlar la fuerza.

En la máquina Haigh, la cual es del tipo de magneto de corriente alterna, la probeta es sometida a ciclos de esfuerzo axial al quedar fijada a una armadura que se mueve rápidamente hacia adelante y hacia atrás entre dos electromagnetos energizados.

Otro tipo de máquina usa una manivela de carrera variable, para generar y controlar la fuerza que actúa sobre la probeta. La carga previa estática se aplica moviendo la base o placa fija con un mecanismo ya sea hidráulico o de tornillo.

Un tercer tipo de máquina universal de ensaye a la fatiga utiliza un sistema hidráulico de control y potencia para mover un pistón por medio de un golpe de amplitud fija. El pistón principal de carga se controla por medio de un pequeño pistón accionador que es operado por una manivela de carrera ajustable.

El cuarto tipo de máquina universal, utiliza una fuerza constante en vez de un movimiento de amplitud constante. La carga sobre la probeta se produce mediante un oscilador mecánico que es, esencialmente, una masa excéntricamente montada que se hace girar por medio de un motor sincrónico. /2/.

1.6 IMPORTANCIA DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS MECANICAS.

Prácticamente todas las ramas de la ingeniería, especialmente aquellas que tratan con estructuras y máquinas, dependen de los materiales, cuyas propiedades deben ser determinadas con ensayos. La producción masiva satisfactoria esta sujeta a la inspección y control de calidad de los productos manufacturados, lo que implica un sistema de muestreo y ensaye. La preparación de especificaciones adecuadas y la aceptación del material comprado, de acuerdo con las especificaciones, involucra la comprensión de los métodos de ensaye e inspección. El arreglo de las disputas relacionadas con las fallas y la calidad subnormal casi invariablemente, demanda investigaciones que involucran ensayos físicos. La investigación de ingeniería y la función de desarrollo en gran escala con base experimental, involucra ensayos bien estudiados y cuidadosamente planeados.

Para convertir un diseño en una construcción real, es necesario elegir de entre una variedad de grados de material disponible, aquel que el diseñador haya tenido en mente. El diseñador dispone de dos fuentes de las cuales puede tener información:

1. El conocimiento ó los antecedentes de desempeño de los materiales en servicio real.
2. Los resultados de los ensayos realizados para aportar datos sobre el desempeño.

Por lo tanto, los ensayos se necesitan para indentificar el material deseado.

El conocimiento completo del comportamiento de un material dado, involucra el estudio de todas sus propiedades bajo un amplio rango de condiciones. El problema consiste en recabar datos acerca de esas propiedades que puedan influir en lo económico y la servicialidad de un material.

La meta del ensayo científico es la acumulación de un acervo de información ordenado y confiable acerca de las propiedades fundamentales y útiles de los materiales, con la mira final de aportar datos para el análisis exacto del comportamiento estructural y el diseño eficiente.

En un laboratorio, los experimentos pueden servir para inculcar una mejor percepción de los principios desarrollados en los textos sobre la mecánica de los materiales. /2/

1.7 NORMALIZACION DE PROBETAS.

Las probetas deben seleccionarse y prepararse con el propósito de arrojar una indicación confiable de las propiedades de los materiales o las partes que representen. Existen dos problemas involucrados en la selección de probetas:

- 1) El establecimiento de procedimientos físicos para obtener muestras y
- 2) La determinación del número de probetas o la frecuencia de los ensayos necesarios.

Al preparar probetas de metal, si una muestra áspera es afectada por corte, perforación o por soplete, la probeta es terminada no debe contener parte alguna de metal dañado. La superficie terminada de probetas cortadas debe quedar a cuando menos 1/4 de pulgada de distancia de las superficies cortadas con soplete. Debe tenerse cuidado de no doblar la pieza, porque el trabajo del metal tiende a cambiar sus propiedades; en ensayos de probetas cortadas de secciones tubulares, el aplastamiento de las probetas está frecuentemente prohibido por esta razón.

El corte terminado en probetas metálicas maquinadas debe hacerse torneando, cepillando, o laminando y debe obtener una superficie suficientemente fina para no influir en la falla. /2/.

El tamaño de la probeta terminada está, en general, gobernada por el de la pieza o del producto del cual se le tome y por la capacidad de la máquina de ensaye disponible para ensayarla.

Los criterios principales para la selección de la probeta de torsión parecen ser que:

- 1) Las probetas deben ser de tal tamaño que permitan que las mediciones de deformación deseadas se logren con exactitud adecuada.
- 2) De tales proporciones que eliminen aquella porción de probeta sobre la cual se tomen las mediciones del efecto de los esfuerzos debidos a la sujeción de los extremos. Los extremos deben ser tales que puedan sujetarse y asegurarse sin desarrollar esfuerzos suficientemente localizados para causar la falla en las mordazas.

Como quiera que el ensayo de torsión, prescindiendo de las pruebas tecnológicas para la evaluación de alambre, no ha alcanzado gran importancia, se ha prescindido hasta ahora de una normalización de la ejecución del ensayo y, por consiguiente, de la forma de la probeta. Comúnmente se emplean probetas de sección circular, cuya longitud de medida es 5 o eventualmente 10 veces mayor que el diámetro. Las cabezas suelen confeccionarse cuadradas y, por lo regular, bastante gruesas para evitar que se rompan en el dispositivo de sujeción. /2/.

1.8 RESUMEN.

De las secciones anteriores se puede observar que los materiales de ingeniería presentan propiedades importantes que deben estudiarse y comprenderse para realizar un diseño eficaz de un elemento de máquina, de acuerdo al tipo de carga que soporta.

Las propiedades mecánicas de un material son determinadas a partir de ensayos realizados en máquinas construidas con este propósito. De acuerdo al mecanismo de transmisión de potencia, las máquinas de ensayo pueden clasificarse en: Máquinas de engrane y tornillo y máquinas hidráulicas.

Después de comparar estos dos tipos de máquinas se escoge para diseñar y construir, un prototipo cuya transmisión de potencia sea por medio de engrane y tornillo, debido a que resulta más factible su construcción.

Además, se proveerá un mecanismo para convertir un movimiento rotacional a uno oscilante, así como un dispositivo para medir la carga aplicada, un contador para registrar el número de ciclos en que ocurre la falla y un mecanismo para medir el ángulo de deformación.

La probeta se construirá con cabezas cuadradas y de una longitud igual a diez veces el diámetro del cuello.

CAPITULO DOS:

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES
DEL DISEÑO

2.0. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DEL DISEÑO.

2.1 INTRODUCCION.

Para convertir un diseño en una construcción real, es necesario elegir, de entre una variedad de materiales disponibles, aquél que el diseñador encuentre con valores de prueba acordes a la función a desarrollar. Por lo tanto los ensayos se necesitan para identificar el material deseado.

A continuación aparece un resumen de las consideraciones involucradas en la sección de materiales en lo respectivo a los problemas de diseño y fabricación.

1. Clases disponibles.
2. Propiedades.
3. Requerimientos de servicio.
4. Costos y la de venta.
5. Métodos de preparación o fabricación y la influencia de los procesos sobre sus propiedades.
6. Métodos de especificación y su relación con la uniformidad y la dependabilidad del producto logrado.
7. Método de ensaye e inspección y su significado con respecto a las medidas de las propiedades deseadas.

La confiabilidad es un aspecto muy importante en el diseño de un producto, teniendo cada vez más reconocimiento. Por otra

parte, es importante que los elementos no se sobredimensionen al punto de hacerlos innecesariamente costosos, pesados, voluminosos o se desperdicien recursos.

Una estructura es técnicamente aceptable y satisface todos los requerimientos de seguridad y de funcionamiento. La seguridad exige que las cargas de diseño sean soportadas adecuadamente durante la vida proyectada de la estructura. El diseño final, así como el procedimiento utilizado para llevarlo a cabo, están muy determinados por la carga. La vida útil de una estructura específica se termina cuando ésta se vuelve antieconómica, o insegura o cuando ocurre una falla. En muchos casos los criterios y los procedimientos de diseño dependen del tipo de falla que se espera que pueda ocurrir.

2.2. CRITERIOS DE DISEÑOS.

Los materiales estructurales fallan en forma dúctil o en forma frágil. Los materiales dúctiles exhiben fluencia plástica cuando se ensayan en tracción a la temperatura del ambiente y a velocidad normal de deformación. La falla dúctil se caracteriza por la fluencia que resulta del deslizamiento a lo largo de planos orientados críticamente; y, por lo común, está acompañada por grandes deformaciones. Por otra parte, la falla frágil se caracteriza por la separación o partición de las fibras. Aunque, en general, cualquier tipo de falla es indeseable, desde un

punto de vista de ingeniería, una falla de tipo frágil una altamente indeseable, debido a que con frecuencia existe muy poca o ninguna advertencia de una falla inminente y el posible colapso. La falla debida a la fluencia es menos catastrófica; ya que es más gradual y va acompañada por grandes deformaciones.

2.2.1. CRITERIO DE FLUENCIA.

Uno de los métodos más antiguos de diseño se basa en el criterio de que una estructura ha fallado si se han alcanzado los esfuerzos nominales de fluencia en cualquier punto de la estructura. En este método, el alcanzar el esfuerzo de fluencia se considera crítico para la estructura. Entonces, con base en un comportamiento elástico-lineal ideal acorde con la ley de Hooke, el diseño se basa en la suposición de que los esfuerzos no deben sobrepasar un esfuerzo de trabajo admisible dado, en ningún lugar de la estructura.

Debe observarse que la fluencia local ocurre en casi todas las estructuras, debido a la concentración de esfuerzos, a los esfuerzos residuales y al hecho de que los materiales realmente no son homogéneos. El criterio de fluencia se refiere a la fluencia producida por las cargas reales aplicadas. Por esta razón, es aconsejable emplear materiales con suficiente ductilidad para tolerar la fluencia local que se presenta siempre en las estructuras.

El criterio de fluencia sólo es aplicable a materiales que tienen, en general, un comportamiento dúctil. Bajo ciertas condiciones de servicio, dichos materiales se pueden comportar en forma frágil; en cuyo caso, el criterio de fluencia no es aplicable y, en su lugar, se debe utilizar la resistencia final como esfuerzo crítico, junto con un factor de seguridad mayor. /10/.

2.2.2. CRITERIO DE PLASTICIDAD.

El método del diseño plástico se basa en el hecho de que, llegar hasta el esfuerzo de fluencia en una determinada localización de una estructura, no implica necesariamente que el elemento o la unión estructural falle totalmente. La fluencia local en un punto no produce automáticamente un flujo plástico incontrolado ni la falla de la sección en ese punto. Además, las restricciones de la estructura total y las condiciones de apoyo pueden ser tales que, aún si ocurre la falla en la sección, no se presente falla o colapso de la estructura. De este modo, existen tres tipos diferentes de fenómenos de acción concertada:

1. El primer fenómeno que ocurre cuando se emplea acero como material estructural, es el ajuste o adaptación de los esfuerzos dentro de una sección transversal o en todo un elemento.

Sin embargo, un diseño por esfuerzo admisible basado en una distribución uniforme del esfuerzo de trabajo se justifica, en el sentido de que la sección fallará únicamente cuando el esfuerzo de fluencia alcance toda la sección.

2. Un segundo fenómeno que puede ocurrir en una estructura de acero debido a la falla en una sección, es la redistribución de las fuerzas internas.

Si una estructura es redundante, la falla en una sección hará que otras secciones empiecen a soportar las cargas adicionales que se les imponen, produciéndose fallas adicionales en otras secciones.

3. El tercer fenómeno, menos conocido, es el que resulta del desarrollo de esfuerzos secundarios axiales adicionales debido a las condiciones de apoyo. Por ejemplo, si una viga continua tiene dos apoyos articulados adyacentes, la restricción del alargamiento horizontal en el ala inferior debida a un momento positivo predominante, producirá el desarrollo de un empuje horizontal. Este empuje cambia la distribución de esfuerzos, no sólo en las localizaciones de articulaciones plásticas sino a lo largo de toda la viga.

/10/.

2.2.3. CRITERIO DE FRACTURA.

La mayoría de los materiales estructurales se comportan de

una manera dúctil, aún en presencia de concentraciones de esfuerzos. Sin embargo, para ciertas condiciones de servicio, tales como bajas temperaturas, cargas de impacto en elementos con discontinuidades severas y para condiciones de alta restricción, se pueden comportar de manera frágil. Cada una de estas condiciones limita la capacidad de un material para fluir localmente y, por tanto, pueden conducir a una fractura frágil.

La fractura frágil es un tipo de falla catastrófica de los materiales estructurales que ocurre comúnmente sin fluencia previa y a velocidades extremadamente altas.

La resistencia de un material a la fractura frágil se mide por su tenacidad al entalle, así como la resistencia a la fluencia se mide por su capacidad de soportar fluencia. Entonces, una forma de diseñar para prevenir la fractura frágil consiste en utilizar materiales con buena tenacidad al entalle.
/10/.

2.2.4. CRITERIO DE FATIGA.

Aunque inicialmente se debe hacer énfasis en la resistencia básica de materiales a las cargas estáticas o de un solo ciclo, la gran mayoría de elementos de máquinas y estructurales están realmente sometidos a cargas repetidas durante muchos ciclos. Este tipo de carga y el método de análisis correspondiente se denominan fatiga. Por tanto, la fatiga se define como el estudio

completo del comportamiento de materiales sometidos a cargas repetidas.

De hecho, la fatiga a menudo es un criterio de diseño más crítico que cualquier otro para la seguridad estructural y la confiabilidad de componentes de maquinarias y estructuras.

La carga de fatiga consiste en la aplicación y el retiro continuos de una carga durante muchas veces, en algunos casos mucho más de un millón de ciclos. Cuando un elemento se somete a cargas de fatiga, se puede producir una grieta en el punto de esfuerzo máximo. Las concentraciones severas de esfuerzos debidas a productores de esfuerzo (discontinuidades) estructurales o metalúrgicos en una localización cualquiera generalmente son puntos de iniciación de grietas, debido a que éstos son puntos de esfuerzo máximo.

Hay dos procedimientos principales de diseño por fatiga. Uno se basa en el concepto de duración de seguridad y el otro en el de límite de falla. El primer procedimiento requiere que no se produzcan grietas por fatiga durante la duración total esperada de la estructura, y es esencialmente un estudio del comportamiento de iniciación de la fatiga. Esto implica que se puede predecir la duración de una estructura y antes de finalizar esta duración se le puede reparar, reemplazar o retirar. Para realizar diseños satisfactorios con base en la duración de seguridad, se deben considerar adecuadamente varios elementos de la matriz de diseño, tales como:

1. Los modos y frecuencias de aplicación de las cargas de trabajo durante toda la duración de operación de la estructura.
2. La configuración y dimensionamiento de todos los componentes y sus uniones, los cuales se deben planear con suficiente reserva de resistencia de resistencia a la fatiga comparada con la carga real.
3. Ensayos sistemáticos de fatiga en grupos estructurales, que se deben realizar para determinar experimentalmente la vida segura.
4. Mediciones adicionales de los efectos ambientales sobre la resistencia a la fatiga.

El método de diseño del límite de falla o por tolerancia de daños supone, de una manera práctica, que la protección total contra todas las grietas es imposible y es, esencialmente, un estudio del comportamiento de la propagación de las grietas producidas por fatiga que utiliza conceptos de la mecánica de la fractura. El diseño debe garantizar que la propagación de las grietas no conducirá a una falla estructural completa, ya sea por fluencia general o por fractura frágil. Existen varias formas para hacer ésto, tales como:

1. Realizar oportunamente inspecciones para detectar grietas de un tamaño mínimo predeterminado, de tal

modo que su propagación sea lenta.

2. Detener las grietas antes de que se puedan propagar completamente a través de una pieza estructural que afecte la duración.
3. Disponer trayectorias adicionales para el esfuerzo, previniendo de este modo contra el daño debido a la falla de un elemento estructural, proveyendo redundancia estructural. /10/

2.2.5. CRITERIO DE DEFORMACION.

El desarrollo reciente de materiales de alta resistencia ha dado por resultado elementos más fuertes que poseen menos rigidez que los elementos de baja resistencia. Actualmente se encuentra que muchas de estas situaciones producen deflexiones y deformaciones que son inconvenientes y como tales constituyen un criterio de control del diseño.

Fuera de las deformaciones elásticas, que son recuperables, algunas estructuras sufren deformaciones de flujo debido a cargas aplicadas por periodos largos. Se estas deformaciones son significativas, los efectos del flujo deben considerarse como parte del diseño. /10/

2.3. GENERALIDADES SOBRE LA FATIGA.

Aunque el diseño de un elemento mecánico en base al criterio de carga estática, o de un solo ciclo, es bastante acertado; la gran mayoría de elementos mecánicos o estructurales se somete en realidad a cargas repetidas durante muchos ciclos. Los ejemplos de elementos sometidos a cargas repetidas o de fatiga son numerosos e incluyen piezas de máquinas y automóviles, puentes, aviones, buques y equipos de perforación, etc. Generalmente la fatiga es un criterio de diseño más crítico que cualquier otro para la seguridad estructural y la confiabilidad de componentes estructurales o mecánicos.

La carga de fatiga consiste en la aplicación y retiro continuos de una carga. El número de cargas puede ser bastante bajo (menos de 10^4 cargas se denomina fatiga de bajos ciclos) o muy alto (más de 10^4 cargas se denomina fatiga de altos ciclos).

Cuando un elemento se somete a cargas de fatiga, se puede desarrollar una grieta en el punto de esfuerzo máximo (o deformación máxima). Las grietas por fatiga generalmente se inician en la región de esfuerzo máximo.

Una concentración de esfuerzos ya existente (tal como un agujero, entalle o discontinuidad en la región del esfuerzo máximo, iniciará antes la grieta por fatiga. Debe recalcar que no existe un medio teórico confiable para predecir cuándo se iniciará una grieta por fatiga. En su lugar, se deben utilizar

los resultados de ensayos experimentales para obtener la información.

Los niveles de esfuerzo aplicados en la iniciación y la propagación de la fatiga pueden estar por debajo de los niveles admisibles del esfuerzo de diseño para carga estática. De este modo, si los elementos están sometidos a cargas de fatiga, puede ocurrir falla aunque el elemento parezca diseñado correctamente con base en el análisis de un ciclo. Por consiguiente, es sumamente importante que el diseñador reconozca la posibilidad de que se presente carga de fatiga en un elemento mecánico o estructural particular y analice, con base en esto, su comportamiento.

Los dos tipos de carga más comunes, en los ensayos de fatiga, son la carga de amplitud constante y la carga de amplitud variable. En la carga de amplitud constante, el intervalo de la carga (o, más usualmente, el intervalo del esfuerzo) es constante a lo largo de todo el proceso de carga, como se indica en la figura 8.

$$\text{Intervalo del esfuerzo} = \Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

$$\text{El esfuerzo medio} = \sigma_{\text{medio}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

La amplitud del esfuerzo se define mediante

$$\sigma_{\text{amp}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

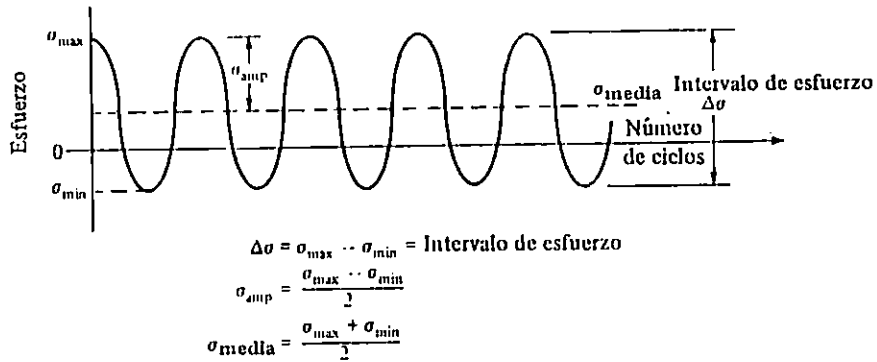


Figura 8. Terminología empleada en la fatiga de amplitud constante. /10/

Una consideración importante en el análisis de la fatiga es la cantidad relativa de esfuerzos de tensión y de compresión, que se mide por medio de la relación R, (como se muestra en la figura 9):

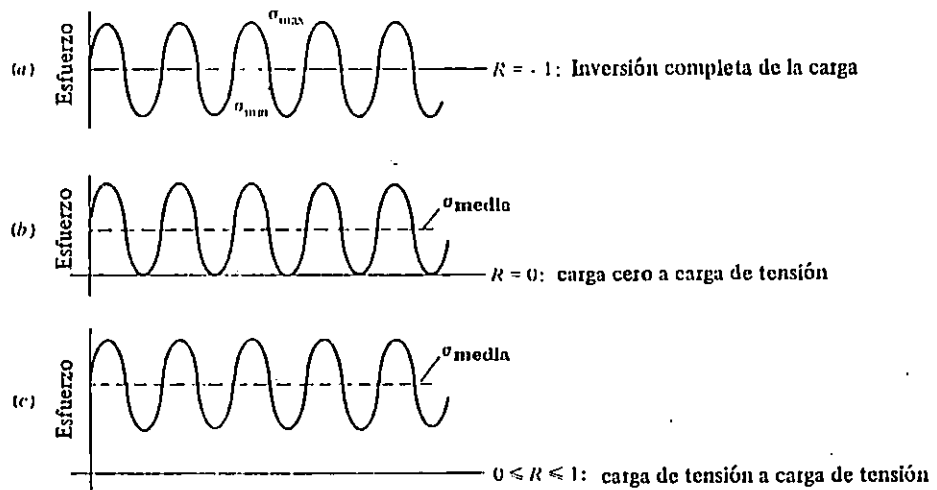


Figura 9. Comparación de las relaciones R para diferentes cargas. /10/

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

La fatiga de amplitud constante ocurre generalmente en piezas de maquinaria, tales como ejes o varillas, sometidas a cargas de rotación.

En muchas estructuras las cargas de fatiga no son de amplitud constante, sino de amplitud variable o aleatoria, como se indica en la figura 10. Ejemplos de este tipo de carga de fatiga son el tráfico de camiones sobre puentes, las cargas del viento sobre los aviones y las cargas de las olas sobre los buques. Este tipo de cargas constan de muchas combinaciones diferentes de cargas de fatiga de amplitud constante. /10/

2.3.1 RESISTENCIA A LA FATIGA.

La teoría de esfuerzo cortante máximo predice que la resistencia de fluencia al corte es $S_{sy} = 0.5 S_y$. Una predicción de falla más precisa es la que proporciona la teoría de la energía de distorsión, que predice que la resistencia de fluencia al cortante $S_{sy} = 0.677 S_y$.

Como lo indican los experimentos cuyos resultados se muestran en la figura 11, estas dos teorías también sirven para predecir el límite de fatiga al corte S_{se} cuando se conoce el límite de fatiga a la tensión.

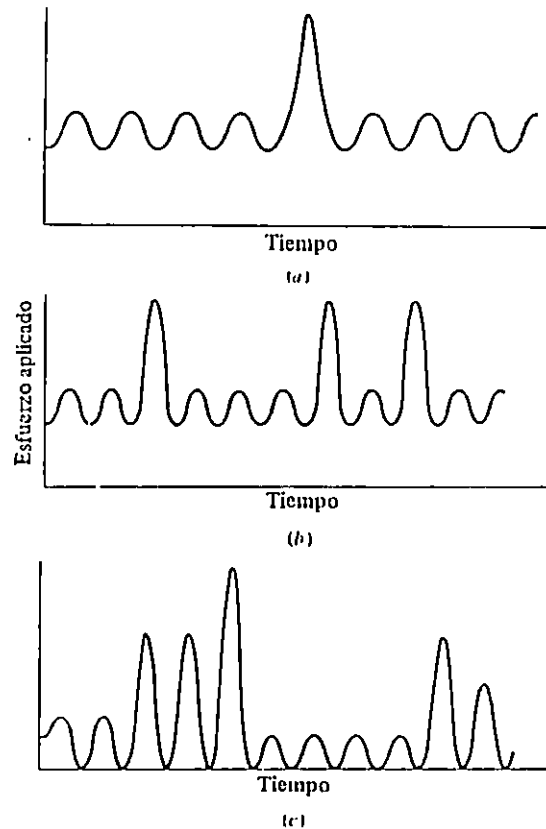


Fig. 10. Cargas típicas con ciclo de amplitud variable a) carga con un solo ciclo alto superpuesto. b) carga con múltiples ciclos altos superpuestos. c) carga con múltiples ciclos altos variables superpuestos. /10/

Por lo tanto, la teoría del esfuerzo cortante máximo predice conservadoramente que $S_{se} = 0.5S_e$ y la teoría de energía de distorsión señala que $S_{se} = 0.577S_e$. /6/

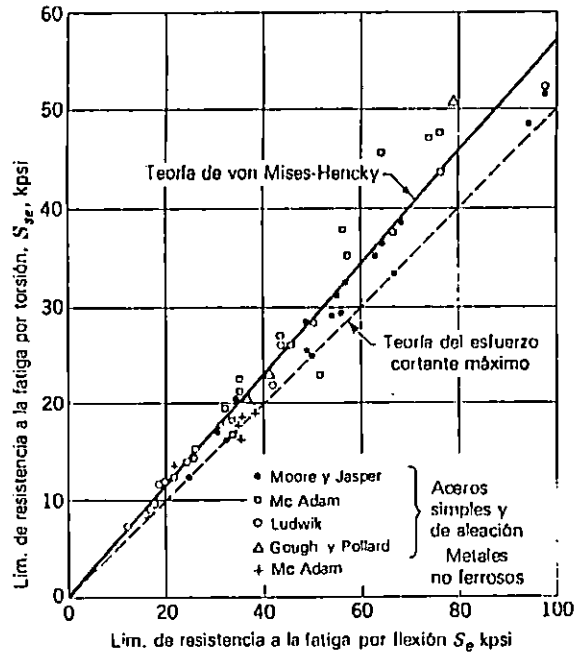


Figura 11 . Relación entre límites de fatiga en torsión y en flexión. /6/

Si existen valores experimentales para la resistencia torsional al corte máximo, deben usarse. Si no, deben aproximarse a: $S_{su} = 0.8S_u$ (para acero); $S_{su} = 0.7S_u$ (para otros metales dúctiles). /13/

En el caso en que existe una amplitud de esfuerzo cortante por torsión τ_a y un esfuerzo cortante medio torsional τ_m . Las resistencias correspondientes son el límite de fatiga por cortante o torsional S_{se} , la resistencia de fluencia al corte S_{sy} y el módulo torsional de ruptura S_{su} . Cuando se utilizan estas resistencias debe ser posible elaborar un diagrama de fatiga torsional, correspondiente al de la figura 17. Cuando se efectúa lo anterior y se transporta al diagrama cierto número de

observaciones experimentales de fallas, se obtiene la figura 12.

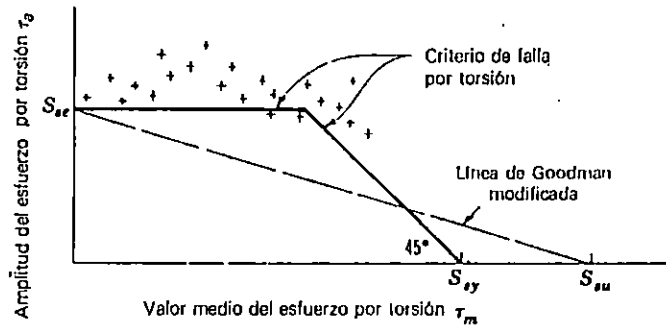


Figura 12 . Diagrama de fatiga para esfuerzo torsional alternante y medio combinado, en el que se indican puntos de fallas. /6/

Lo interesante en la figura 12 es que, hasta cierto punto, el esfuerzo medio torsional no tiene ningún efecto sobre el límite de fatiga a la torsión. Entonces una falla por fatiga está indicada así:

$$\tau_x = S_{se} \quad (1)$$

Se tienen algunas relaciones entre resistencia a la fatiga y resistencia última a tensión para especímenes pulidos y sin muesca obtenidos experimentalmente por el método de la viga en rotación. Entonces se tendrá para 50% de supervivencia (es decir el 50% de las muestras fallaron, y el otro 50% pasaron la prueba):

$$S_e' = 0.5S_u \quad \text{Para acero forjado donde } S_u \text{ es menor de 200 Kpsi.}$$

$S_e' = 100$ Kpsi Para aceros forjados donde S_u es mayor de 200 Ksi.

$S_e' = 0.4S_u$ Para aceros y hierro fundidos.

$S_e' = 0.38S_u$ Para aleaciones de magnesio fundido y aleaciones de magnesio forjado (10^6 ciclos).

$S_e' = 0.45S_u$ Para aleaciones de Níquel-base y para aleaciones de cobre.

$S_e' = 0.38S_u$ Para aleaciones de aluminio forjado de resistencia a tensión hasta 40 Ksi (5×10^8 ciclos).

$S_e' = 0.16S_u$ Para aleaciones de aluminio fundido de resistencia a tensión hasta 50 Ksi (5×10^8).

/1/

Para pruebas de torsión invertida aplicadas a especímenes pulidos y sin muesca, la resistencia de fatiga es:

Para Acero:

$S_{se}' = 0.58 \times (\text{resistencia a la fatiga en flexión invertida}).$

$S_{se}' = 0.29 \times S_u$

Para Hierro Fundido:

$S_{se}' = 0.8 \times (\text{resistencia a la fatiga en flexión invertida}).$

$S_{se}' = 0.32 \times S_u$

Para Cobre:

$$S_{se}' = 0.48x(\text{resistencia a la fatiga en flexión invertida}).$$

$$S_{se}' = 0.22 \times S_u. /1/$$

La resistencia a la fatiga de un espécimen de viga rotatoria (R. R. MOORE), para condiciones de diseño, debe modificarse por tres factores para obtener la resistencia de fatiga de un elemento o del elemento analizado. Dichos factores se obtienen de la tabla 1 y de la figura 13.

	Flexión	Axial	Torsión
a. Limite de resistencia a la fatiga $S_n = S_n' C_L C_G C_s$. Donde S_n' es el límite de resistencia a la fatiga de R. R. Moore, y			
C_L (factor de carga)	1	1	0.58
C_G (factor de gradiente)			
Diám < (0.4 pulg o 10mm)	1	.7 a.9	1
(0.4pulg o 10mm) < diám < (2 pulg o 50 mm)	0.9	.7 a.9	0.9
C_s (factor superficial)	---	Fig.13	---
b. Resistencia a 10^3 ciclos	0.9Su	0.75Su	0.9Su

Tabla 1: Factor generalizados de la resistencia a la fatiga.
/13/

Puede observarse de las relaciones para resistencia de fatiga de un espécimen sujeto a cargas de torsión invertida que, el factor multiplicador de la resistencia a la fatiga (viga rotatoria), es el de carga.

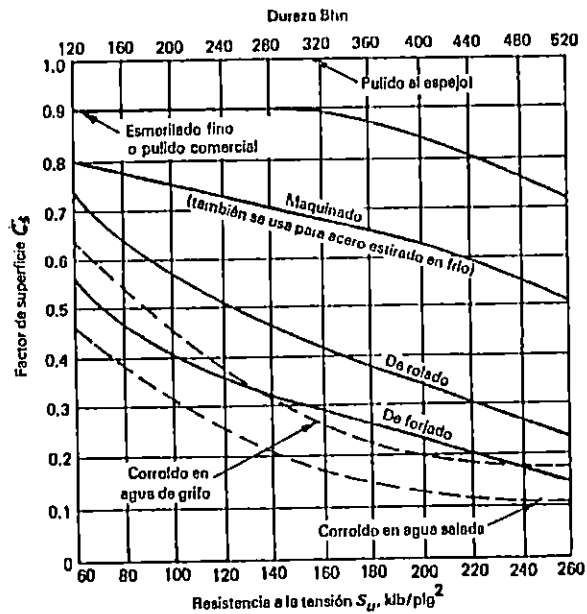


Figura 13 . Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debido al acabado de la superficie. partes de acero. /13/

2.4 TEORIAS DE FALLAS.

A pesar de las numerosas investigaciones, actualmente no se conoce la naturaleza exacta de la falla de un material. Aunque se sabe que los niveles de esfuerzo, las rapidezces de carga, la temperatura, los defectos del material y otros factores que difieren para los diversos materiales, pueden tener influencia sobre la falla del material, no existen teorías que tengan en cuenta en forma adecuada todas estas influencias. Las teorías fundamentales presentadas aquí consideran únicamente la falla del material en un punto sometido a condiciones de fatiga y a temperaturas ambientales normales y en materiales homogéneos o isotrópicos. La finalidad de estas teorías fundamentales de

falla es proporcionar un medio para identificar las composiciones de esfuerzos que producen falla del material en una pieza de una estructura o máquina.

El mecanismo de falla en un elemento de máquina puede ser complicado cada teoría de falla es solamente un intento para modelar dicho mecanismo para una clase específica de materiales. En cada caso, se emplea un factor de seguridad cuya magnitud depende de la exactitud de nuestras suposiciones, del riesgo y costo de la falla y de otras condiciones de diseño.

2.4.1. CRITERIO DE SODERBERG.

Si el esfuerzo de tensión en un punto está dado por el esfuerzo variable σ_v y el esfuerzo medio σ_m tal como se muestra en la figura 14a, entonces ambos esfuerzos contribuyen a la falla. La línea Soderberg de falla (Fig. 14b) es una representación aproximada de este efecto. Es una línea trazada entre el esfuerzo del punto de cedencia y el esfuerzo límite de fatiga en el sistema de coordenadas esfuerzo medio-esfuerzo variable. Se ha observado que casi todas las fallas en los especímenes probados debido a las combinaciones de las cargas media y variable pudieran quedar representados como puntos por arriba o por abajo de esta línea. Si se aplica un factor de seguridad N al esfuerzo de cedencia y al límite de fatiga, se obtendrá la línea de esfuerzo seguro, que es una línea paralela

a la línea de falla. Un punto de coordenadas σ_m , σ_r trazado en/o abajo de esta línea de esfuerzo seguro representará cargado seguro. El criterio de Soderberg puede aplicarse para problemas de diseño en los que el esfuerzo mínimo valga cero (Fig. 14c) y para el caso de que el esfuerzo mínimo sea negativo (Fig. 14d), pero generalmente no se aplica cuando el esfuerzo medio es negativo. Cuando el esfuerzo varía al azar entre los límites σ_{min} y σ_{max} se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Si se considera un punto en un cuerpo para el cual hay concentración de esfuerzo, entonces debe multiplicarse el valor del esfuerzo variable por el factor de concentración de esfuerzo. Para este caso, el estado de esfuerzo para un punto estaría dado por σ_m , $K_r\sigma_r$, el cual debe quedar en/o abajo de la línea de esfuerzo seguro.

Supóngase que se carga un material con combinación de esfuerzo medio y variable hasta la condición límite segura. El estado de esfuerzo pudiera estar representado por el punto $\sigma_m, K_r\sigma_r$ sobre la línea de esfuerzo seguro tal como se muestra en la figura 15. Observando que los triángulos AOB y CDB son semejantes, obtenemos la relación:

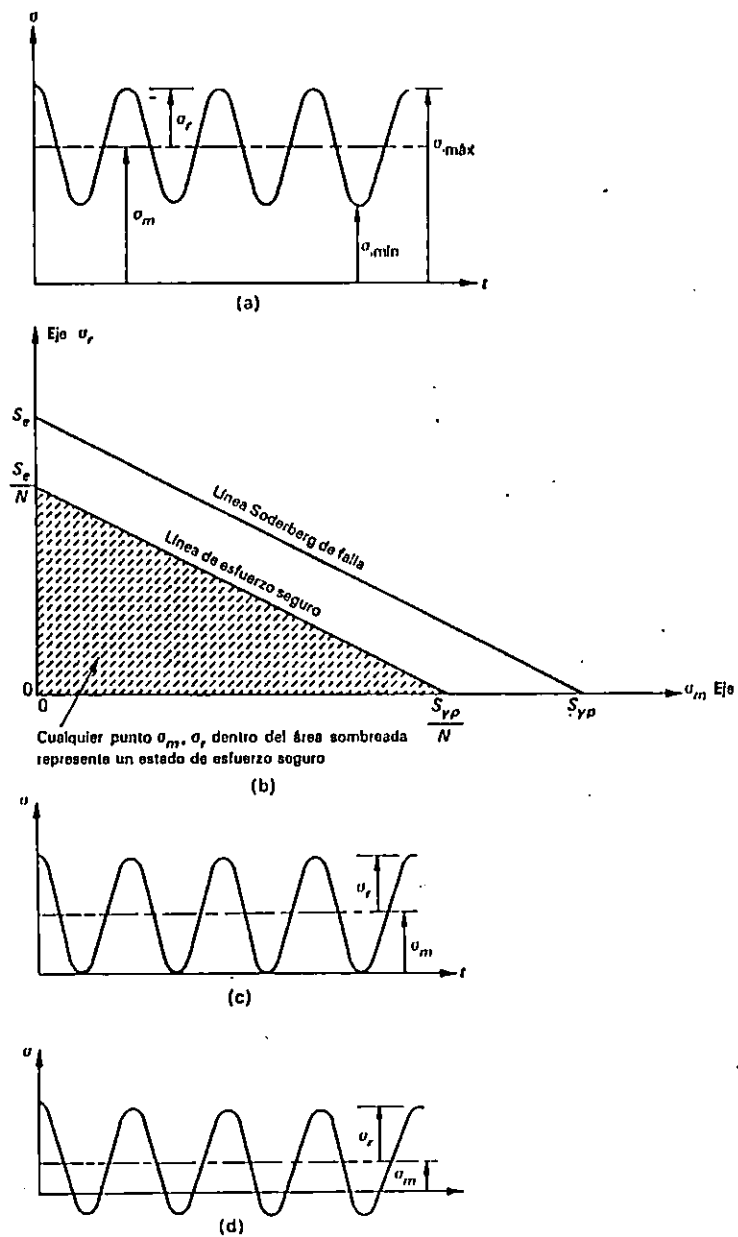


Fig. 14. El criterio de Soderberg (a) Variación esfuerzo-tiempo para esfuerzo fluctuante con esfuerzo medio de no cero. (b) Trazo de Soderberg. (c) Variación esfuerzo-tiempo $\sigma_{m1n} = 0$. (d) Variación esfuerzo-tiempo para valor negativo de σ_{m1n} . /1/

$$\frac{(S_{YP}/N) - \sigma_m}{K_z \sigma_x} = \frac{S_{YP}}{S_e}$$

la cual puede arreglarse en la forma

$$\frac{S_{YP}}{N} = \sigma_m + K_z \sigma_x \frac{S_{YP}}{S_e} \quad (2)$$

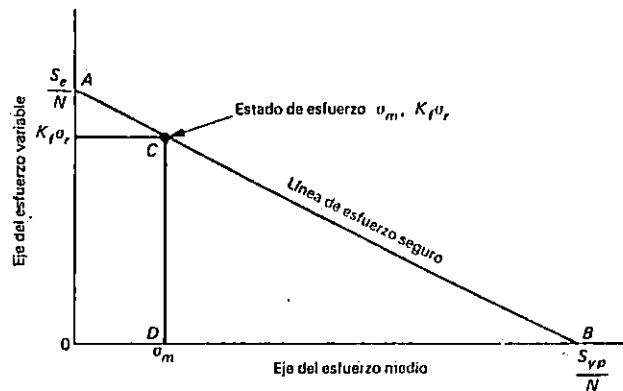


Fig. 15. Representación de Soderberg para un material cargado hasta su límite seguro de esfuerzo medio y variable. /1/

El lado derecho de la ecuación (2) puede considerarse como un estado de esfuerzo estático equivalente. Entonces se puede definir un esfuerzo equivalente así:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + K_z \sigma_x \frac{S_{YP}}{S_e} \quad (3)$$

La figura 16 es una representación gráfica del esfuerzo

equivalente. Si tentativamente se diseña una pieza, el factor de seguridad real en un punto cualquiera está dado por:

$$N = \frac{S_{yp}}{\sigma_{eq}} \quad (4)$$

Si este valor de N es menor que el factor de seguridad del diseño de conjunto que se ha seleccionado, se debe de rediseñar la pieza.

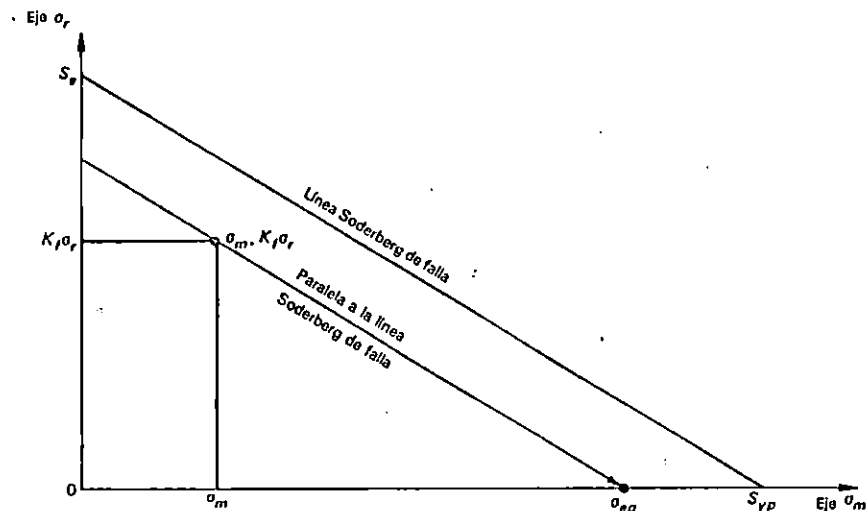


Fig. 16. Esfuerzo equivalente de Soderber. /1/

En algunos problemas, se pide el diseño del elemento para resistir una relación específica de carga variable a carga media. Se puede obtener una relación adecuada si la relación

esfuerzo variable a esfuerzo medio puede obtenerse a través de una relación conocida de esfuerzo-carga. En tales casos, es conveniente reacomodar la Ecuación (2) en la forma:

$$\sigma_m = \frac{S_{yp}/N}{K_z \frac{\sigma_z S_{yp}}{\sigma_m S_e} + 1} \quad (5)$$

Si en la pieza no se tiene concentración de esfuerzos en el punto analizado, el valor de K_z es de uno. Una vez que se calcula σ_m se utiliza la relación esfuerzo-carga para obtener la dimensión requerida en la pieza. /1/

2.4.2 LA TEORIA DE CORTE MAXIMO APLICADO A CARGA DE FATIGA.

Para cargas torsionales repetidas, se puede calcular el valor medio de τ_{max} y designarla por τ_z . Se podrá aplicar el criterio de Soderberg para carga de tensión, excepto que la línea de seguridad se trazará entre los puntos de los esfuerzos de trabajo a corte: $S_{yp}/2N$ y $S_e/2N$.

Aplicando un factor de concentración de esfuerzo por torsión K_{zt} un punto con coordenadas $\tau_m, K_{zt}\tau_z$ que esté sobre o por abajo de la línea de seguridad indicará diseño satisfactorio.

Para esfuerzos combinados se tratará primero el efecto de fatiga y después usar el criterio de corte máximo. Usando la ecuación (2) como modelo, simplemente se multiplican los componentes variantes del esfuerzo por el factor (S_{sy}/S_e) para tomar en cuenta los efectos de fatiga. Para el caso especial en que:

$$\sigma_y = \sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$$

Se tiene de la teoría de cortante máximo $S_{yP}/N = (\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2)^{1/2}$

$$\frac{S_{yP}}{N} = \left[\left[\sigma_{xm} + K_f \frac{S_{yP}}{S_e} \sigma_{xx} \right]^2 + 4 \left[\tau_{xym} + K_f \frac{S_{yP}}{S_e} \tau_{xyx} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

La ecuación 6 puede simplificarse cuando se aplica al diseño de un eje que está en rotación, un momento flexionante M causará el esfuerzo de tensión σ_x , el cual es completamente invertido con cada rotación. El efecto de un par de torsión estable T causará un esfuerzo corte sobre la superficie, el cual no varía con el tiempo. Entonces, para un eje en rotación transmitiendo potencia a razón estable, se puede escribir:

$$\frac{S_{yP}}{N} = \left[\left[K_f \frac{S_{yP}}{S_e} \sigma_x \right]^2 + 4\tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

Amplitud del esfuerzo de tensión

$$\sigma_x = K_f \frac{MC}{I}$$

y del esfuerzo de corte

$$\tau_{xy} = K_s \frac{T r}{J}$$

sobre la superficie del eje, donde K_s es un factor por choque basado en la naturaleza de la carga aplicada y K_e representa al factor de concentración de esfuerzo. Para un eje circular sólido de diámetro D , tenemos

$$C = r = \frac{D}{2}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{y} \quad J = \frac{\pi D^4}{32}$$

Sustituyendo en la ecuación 7 se obtiene el diseño del basado en la teoría de corte máximo:

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{32}{\pi D^3} \left[\left[\frac{S_{yp}}{S_e} M^* \right]^2 + T^{*2} \right]^{1/2} \quad (8)$$

donde $M^* = K_s K_e M$ y $T^* = K_s K_e T$. /1/

2.4.3. ENERGIA DE DISTORSION APLICADA A LA CARGA DE FATIGA.

El efecto de una carga que varía con el tiempo puede obtenerse en forma aproximada definiendo los valores

equivalentes de cada uno de los esfuerzos principales. Representando por σ_{1m} el componente de σ_1 debido a carga estable y por σ_{1c} el componente debido a la carga cíclica, se obtiene:

$$\sigma_{1ec} = \sigma_{1m} + K_s \sigma_{1c} \frac{S_{yp}}{S_e}$$

Los otros esfuerzos principales son tratados de igual manera. Si hay concentración de esfuerzos en las cargas de flexión y torsión cíclicas, éstas deberán aplicarse directamente a los componentes variables del momento flexionante y del momento de torsión. Usando los valores equivalentes de los esfuerzos principales se obtiene la expresión de la teoría de energía de distorsión para cargas de fatiga.

$$\frac{S_{yp}}{N} = \left[(\sigma^2_1 + \sigma^2_2 + \sigma^2_3 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3)ec \right]^{1/2} \quad (10)$$

El equivalente para el caso bidimensional (donde $\sigma_3 = 0$) está dado por

$$\frac{S_{yp}}{N} = \left[(\sigma^2_1 + \sigma^2_2 - \sigma_1\sigma_2)ec \right]^{1/2} \quad (11)$$

Para el caso especial donde $\sigma_y = \sigma_x = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$,

se tiene que $\frac{S_{yp}}{N} = [(\sigma^2_x + 3\tau^2_{xy})ec]^{1/2}$ para flexión y torsión combinadas

$$\text{Entonces} \quad \frac{S_{yp}}{N} = \left[(\sigma^2_x + 3\tau^2_{xy})ec \right]^{1/2} \quad (12)$$

ó

$$\frac{S_{YP}}{N} = \left[(\sigma_{xm} + K_{\sigma} \sigma_{xx} S_{YP} / S_e)^2 + 3(\tau_{xym} + K_{\tau} \tau_{xy} S_{YP} / S_e) \right] \quad (13)$$

Para el caso especial de un eje en rotación con momento y par de torsión constantes, la energía de distorsión conduce a:

$$\frac{S_{YP}}{N} = \frac{32}{\pi D^3} \left[\left[\frac{S_{YP}}{S_e} M^* \right]^2 + \frac{3}{4} T^{*2} \right]^{1/2} \quad (14)$$

Donde los términos quedan definidos igual que para la Ecuación 8. Para combinación idéntica de cargas de momento flexionante y par de torsión, el diseño de ejes, de acuerdo a la teoría de energía de distorsión, resultará de diámetros ligeramente menores que usando la teoría de corte máximo. /1/

2.4.4. CRITERIO MODIFICADO DE GOODMAN PARA FALLA POR FATIGA.

El criterio modificado de Goodman es parecido al de Soderberg excepto que el primero de estos criterios es ligeramente menos conservador. Se traza una línea desde el punto de esfuerzo límite de fatiga S_e en el eje del esfuerzo variable hasta el punto de resistencia último S_u en el eje del esfuerzo medio (Fig. 17). Se traza otra línea desde el punto de esfuerzo de cedencia S_{YP} en el eje del esfuerzo medio, con pendiente

hacia arriba y a 45° a la izquierda. Este par de segmentos de líneas forman la línea de Goodman de falla tal como se muestra en la figura. Obsérvese que el segmento de línea a 45° implica falla cuando el valor del esfuerzo máximo sea mayor al valor del esfuerzo de cedencia. La línea Goodman de esfuerzo seguro se traza en forma similar, usando el factor de seguridad N . Igual que para el caso del criterio de Soderberg, un punto $\sigma_m, K_f \sigma_r$ en/o abajo de la línea de esfuerzo seguro constituye un estado de esfuerzo aceptable. /1/.

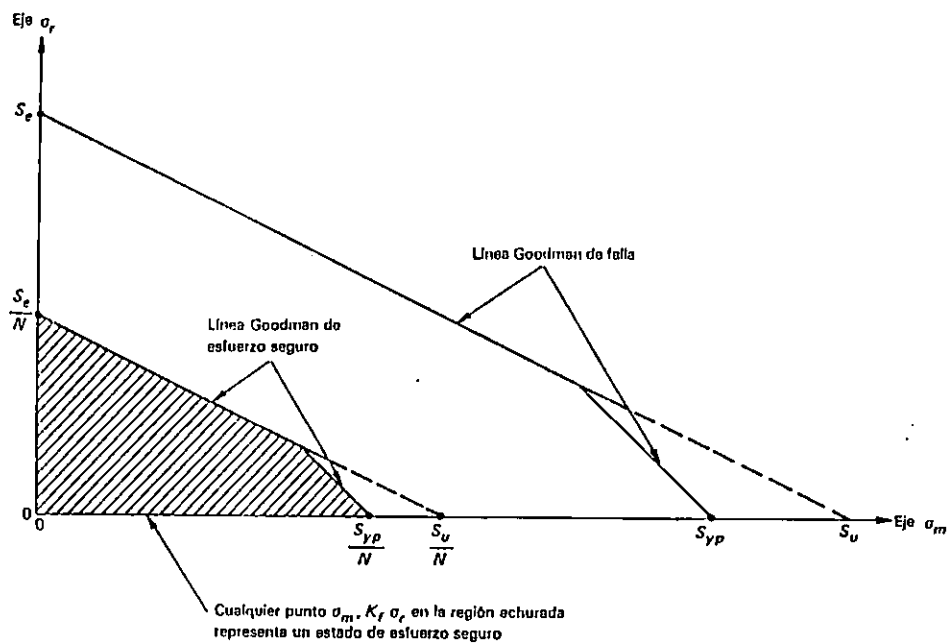


Fig. 17. El Criterio modificado de Goodman. /1/

La relación de Goodman modificada es:

$$\frac{S_x}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (15)$$

Los esfuerzos σ_x y σ_m pueden reemplazar los términos S_x y S_m si cada resistencia se divide entre un factor de seguridad N .

Entonces:

$$\frac{\sigma_x}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (16)$$

2.4.5. CRITERIO DE GERBER.

Dentro de las teorías no lineales se encuentra la de Gerber que permite predecir adecuadamente la falla, puesto que parece tomar un camino medio a través de los puntos de datos de la prueba; en consecuencia, debe ser un medio de predicción más preciso. Esta teoría recibe también el nombre de; Relación parabólica de Gerber, como puede observarse en la figura 18 cuya ecuación es:

$$\frac{S_x}{S_e} + \left[\frac{S_m}{S_{ut}} \right]^2 = 1 \quad (17)$$

ó también:

$$\frac{N\sigma_x}{S_e} + \left[\frac{N\sigma_m}{S_{ut}} \right]^2 = 1 \quad (18)$$

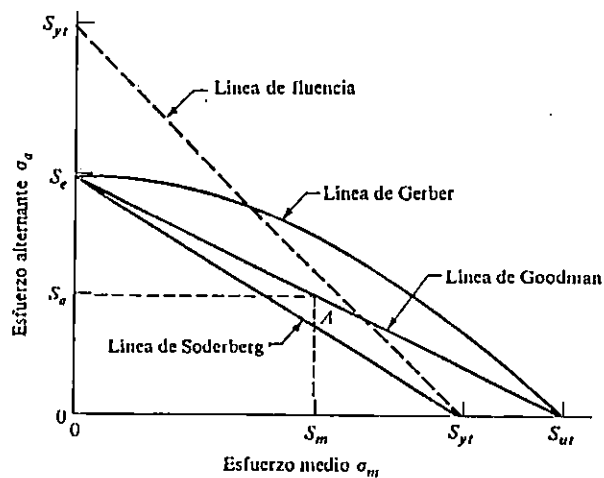


Fig. 18. Diagrama de fatiga que representa diversos criterios de falla. Para cada criterio, los puntos sobre y fuera de la línea respectiva indican falla. Un punto A en la línea de Goodman, por ejemplo, da la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_{ut} , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_x . /17/

La mayor parte de las teorías no lineales son empíricas y es probable que no valga la pena considerar tales teorías, a menos que se conozcan todas las resistencias con precisión. /6/.

De la figura 18 puede determinarse que solo el criterio de Soderberg ofrece protección en contra de la fluencia.

Existen muchas teorías de falla por fatiga, pero en las secciones anteriores se han desarrollado algunas de las teorías más importantes y de fácil comprensión que permiten un diseño seguro de cualquier tipo de elemento de máquina.

2.5 ANALISIS DE LA TORSION.

Las fuerzas que hacen que una barra se tuerza alrededor de su eje central se llaman cargas de torsión. las cargas resultantes de torsión que actúan en un árbol de transmisión o flecha constituyen un par de torsión (dos fuerzas iguales, opuestas y no colineales); la torsión simple sólo puede producirse por un par. El momento resultante (o momento del par resultante) es la suma algebraica de los momentos de las cargas de torsión respecto al eje del árbol o flecha.

En cada sección transversal del eje o árbol, debe existir un momento interno para poder mantener en equilibrio el momento de torsión (externo) de las cargas que están a cada lado de dicha sección. El momento de las fuerzas internas que actúan en la sección se llama momento resistente en dicha sección.

El análisis de torsión que aquí se considera comprende dos partes que son: 1) el desarrollo de un análisis racional que dé la relación o fórmula entre las cargas estáticas de torsión actuando en una barra cilíndrica o eje y cada uno de los esfuerzos significativos resultantes en las barras (estos esfuerzos serán, por lo general, el máximo esfuerzo de tracción crítico y el máximo de cortadura crítico) y, además, la fórmula entre las cargas y la deformación angular (ángulo de torsión) de la barra, y 2) presentar un método racional para el diseño o cálculo de una barra o eje del material dado sujeto a cargas de

torsión.

Los experimentos y la experiencia han demostrado que las cargas máximas críticas de torsión que pueden resistir las barras cilíndricas de sección constante en una estructura o máquina, están limitadas, por lo común, por una de las siguientes acciones o condiciones: 1) La deformación angular (ángulo de torsión), aunque la deformación del elemento sea enteramente elástica, puede ser suficientemente grande para hacer que el miembro deje de desarrollar satisfactoriamente su función en la estructura. 2) El esfuerzo cortante τ_v en el plano transversal o el esfuerzo cortante igual τ_H en el plano longitudinal exceden el límite de elasticidad a cortadura del material, lo que hará que la barra, si es de material dúctil, quede con distorsión permanentemente y, por tanto, falle sin es admisible en ella deformación permanente. 3) El esfuerzo cortante τ_v puede ocasionar la ruptura de una barra de metal dúctil en una sección transversal, puesto que, después que ha ocurrido una considerable deformación inelástica a cortadura, el esfuerzo τ_v alcanza el valor de la resistencia máxima o de ruptura a cortadura, τ_u . 4) El esfuerzo de tracción diagonal σ_e puede alcanzar un valor que ocasione el rompimiento de la barra, si es de material quebradizo; el material quebradizo es, por lo general, relativamente débil para la tracción. /7/

2.5.1. COMPORTAMIENTO ELASTICO.

2.5.1.1. LA FORMULA DE TORSION.

Como se indica en la figura 19, supóngase que una barra recta de sección circular constante está sometida a momentos de torsión T en sus extremos y, además que la barra se comporta elásticamente. Se desea encontrar la fórmula entre el momento de torsión y el esfuerzo cortante, τ_v , en un punto del árbol situado en una sección perpendicular a su eje.

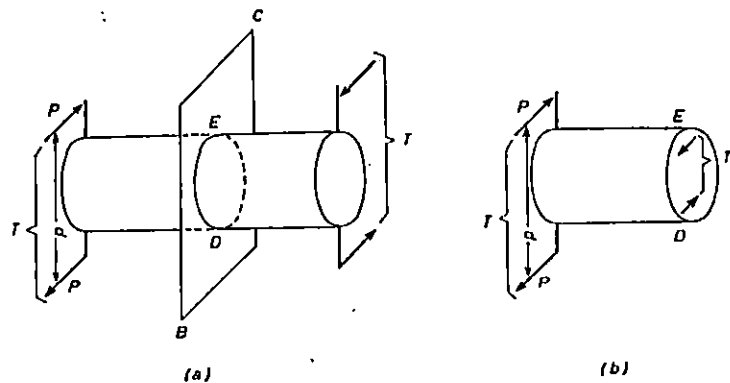


Fig. 19. Momento resistente interno en una sección de la barra. //7/

Supóngase que se corta el árbol por el plano BC y que se separa su porción a la derecha del plano. Si la porción que queda (izquierda, figura 19) se ha de mantener en equilibrio (como lo estaba cuando era una parte del árbol) deberá aplicársele un momento igual y opuesto a T . Dicho momento

(indicado por T_x , figura 19b) lo ejerce sobre la porción de la izquierda la que está a la derecha de la sección DE cortada por el plano y se debe a las fuerzas de cortadura (τda) desarrolladas en la sección; se le llama el momento resistente. Así, la condición de equilibrio resulta ser:

Momento de las fuerzas externas = momento de las fuerzas internas; esto es:

$$\text{Momento de torsión} = \text{momento resistente, o sea } T = T_x$$

Antes de que el momento resistente T_x , pueda expresarse en función del esfuerzo cortante en un punto del área y las dimensiones de ésta, debe conocerse la forma como varía el esfuerzo sobre el área. Se supone que si el material no trabaja a mayor esfuerzo que su límite de proporcionalidad a cortadura, el esfuerzo cortante es cero en el centro y aumenta en los puntos situados a lo largo de un radio c , directamente en proporción a la distancia ρ al centro, como se muestra en la figura 20. Esta suposición se puede expresar matemáticamente como sigue:

$$\frac{\tau \rho}{\tau_c} = \frac{\rho}{c}, \text{ o sea } \frac{\tau \rho}{\rho} = \frac{\tau_c}{c} = \text{constante} \quad (19)$$

En la cual $\tau \rho$ y τ_c son los esfuerzos de cortadura elásticos en puntos cuyas distancias al centro de la sección son ρ y c , respectivamente. El momento resistente puede hallarse ahora como sigue (fig. 20):

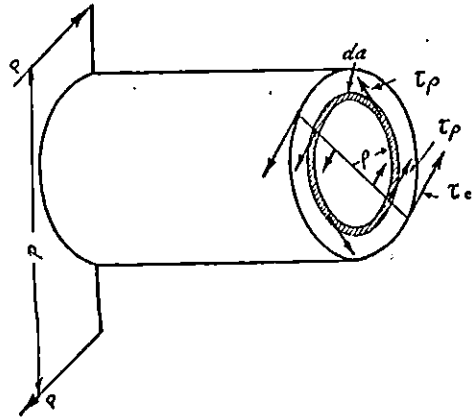


Fig. 20. Distribución de esfuerzos cortantes en la sección transversal. //

La fuerza cortante en un elemento de área, da , a la distancia del centro del árbol es igual a $\tau \rho da$.

El Momento de esta fuerza respecto al centro (o eje) del árbol es $\tau \rho da \rho$.

La suma de los momentos de las fuerzas en todos los elementos de área es igual al momento resistente,

$$T_r = \int \tau \rho \rho da.$$

Esto puede escribirse:

$$T_r = \int \frac{\tau \rho}{r} \rho^2 da \quad (20)$$

pero:

$$T = T_r \quad y \quad \frac{\tau \rho}{\rho} = \frac{\tau_c}{c} = \text{Constante},$$

en consecuencia,

$$T = \frac{\tau \rho}{\rho} \int \rho^2 da \quad (21)$$

En donde $\int \rho^2 da$ es el momento polar de inercia del área respecto eje central del árbol. Se indica por el símbolo J y es igual a $\pi d^4/32$ (barra cilíndrica maciza).

Si ahora, por simplificar, se hace que τ en vez de $\tau \rho$ indique esfuerzo cortante en el área da a una distancia ρ del centro, donde ρ puede tener cualquier valor desde cero hasta el radio del árbol, se puede escribir:

$$T = \frac{\tau J}{\rho}, \text{ o sea, } \tau = \frac{T \rho}{J} \quad (22)$$

Pero, puesto que es el valor máximo de τ el que aparece, por lo general, en la fórmula de diseño, ésta se escribe comúnmente:

$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{J}, \text{ o sea, } \tau_{\max} = \frac{T}{J/c} \quad (23)$$

Que es la fórmula de torsión, en la cual J/c se llama módulo de sección. /7/

2.5.1.2 JUSTIFICACION DE LA SUPOSICION SOBRE LA DISTRIBUCION DE ESFUERZOS.

Para demostrar el razonamiento que conduce a la suposición de que el esfuerzo cortante en un punto de la sección del árbol cilíndrico varía en razón directa a la distancia del punto al centro de dicha sección, es necesario considerar: a) Cómo varían las deformaciones unitarias por cortadura de las fibras del árbol cuando éste es sometido a torsión y b) la relación entre la deformación unitaria por cortadura en un punto del material y el esfuerzo cortante en dicho punto.

Supóngase que la figura 21 representa un árbol cilíndrico torcido por el momento de torsión T o $P\rho$. Se admite que, cuando un árbol cilíndrico se tuerce, una sección normal a dicho árbol, que sea plana antes de la torsión, continuará siendo aproximadamente plana después de ella, y se supone, además, que un diámetro de la sección antes de la torsión será un diámetro (línea recta) después de ella. Cuando el árbol sufre torsión, un elemento o fibra de su superficie externa, AB , con área de su sección transversal da , toma la forma de una hélice, AB' . Por tanto una pequeña porción de la fibra que esté en C antes de la torsión del árbol pasará a C' después de ella y se deformará como se indica en la figura por los esfuerzos cortantes sobre sus caras.

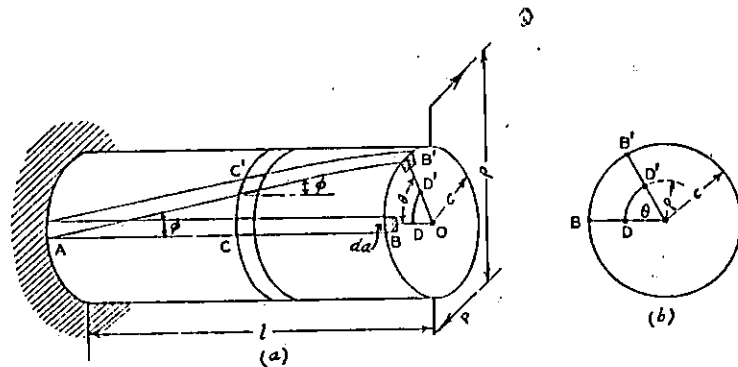


Fig. 21. Distribución de la deformación por cortadura en una sección transversal. /7/

Además, la deformación unitaria por cortadura γ , en un punto, es igual a la tangente del ángulo de la desviación respecto a su ángulo recto que sufren dos planos perpendiculares que pasan por un punto. En consecuencia, la deformación unitaria por cortadura γ_0 en la superficie de un árbol cilíndrico a torsión es:

$$\gamma_0 = \operatorname{tg} \phi.$$

Pero $\operatorname{tg} \phi$ (figura 21) es igual al arco BB' dividido por la longitud l del árbol, y BB' , al radio c , multiplicado por el ángulo de torsión θ , en radianes. Por tanto,

$$\gamma_0 = \operatorname{tg} \phi = \frac{BB'}{l} = \frac{c\theta}{l} \quad (24)$$

Análogamente, puesto que un diámetro se conserva rectilíneo, la deformación unitaria por cortadura γ_ρ , en un punto situado a la distancia ρ del centro del árbol (figura 21)

será:

$$\gamma_{\rho} = \frac{DD'}{l} = \frac{\rho\theta}{l} \quad (25)$$

Si se dividen, miembro a miembro, la ecuación 24 por la 25 el resultado será:

$$\frac{\gamma_c}{\gamma_{\rho}} = \frac{c}{\rho} \quad (26)$$

Es decir, que cuando un árbol cilíndrico sufre torsión, las deformaciones unitarias por cortadura de las fibras varían en razón directa de sus distancias al eje central del árbol.

Es importante observar que la fórmula de la torsión sólo es aplicable a cilindros circulares rectos, macizos o huecos, en los cuales el esfuerzo cortante no exceda del límite de proporcionalidad a cortadura, porque, de no ser así, los esfuerzos cortantes en las fibras en una sección del árbol no variarían proporcionalmente a las distancias de las fibras al centro del árbol. /7/.

2.5.1.3 RELACION ENTRE EL MOMENTO DE TORSION Y EL ANGULO DE TORSION.

En algunos problemas, el tamaño del eje necesario para transmitir un momento de torsión dado (ó una potencia dada a una velocidad especificada), está controlado por el ángulo de

torsión elástica admisible, más que por el esfuerzo cortante de elasticidad ó por el esfuerzo de tracción diagonal admisible. En otras palabras, la rigidez, más que la resistencia, es el factor que rige el diseño ó cálculo. El ángulo de torsión, θ , (figura 21), ocasionando por un momento de torsión dado T, se halla como sigue:

$$\frac{\tau}{\gamma} = \text{cte} = G$$

Siempre que τ no exceda del límite de proporcionalidad a cortadura del material, pero:

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} \quad \text{y} \quad \gamma_c = \frac{c\theta}{l}$$

Por lo tanto,

$$G = \frac{\frac{Tc}{J}}{\frac{c\theta}{l}} = \frac{T l}{J \theta}$$

Así, el ángulo de torsión θ , si no se excede el límite de proporcionalidad del material, será:

$$\theta = \frac{T l}{G J}$$

Si T ó J (ó ambos) varían con la distancia z a lo largo del eje ó flecha, se tiene:

$$\theta = \int d\theta = \int \frac{T dz}{J G}$$

donde $d\theta$ es el ángulo de torsión para una longitud diferencial dz y T , J y G tienen valores correspondientes a la longitud a que está dz .

2.5.1.4 CONCENTRACION DEL ESFUERZO CORTANTE ELASTICO EN LA TORSION.

El máximo esfuerzo cortante elástico en una barra a torsión es dado por la expresión $\tau = Tc/J$, siempre que la barra tenga sección circular constante, aunque la expresión da un valor satisfactorio para τ si presenta una variación gradual en su diámetro. Sin embargo, si ocurre un cambio brusco de su diámetro, como en el eje escalonado que se representa en la figura 22, se produce una concentración del esfuerzo cortante, τ_{max} , que se considera utilizando un factor de concentración del esfuerzo k , en la expresión:

$$\tau_{max} = k \frac{Tc}{J} \quad (28)$$

La distribución aproximada de los esfuerzos en un corte por el cambio brusco de sección se muestra para AA en la figura 22 y la que se presenta en un corte de la parte de menor diámetro del eje, a una pequeña distancia del cambio brusco de sección,

en BB de la figura 22.

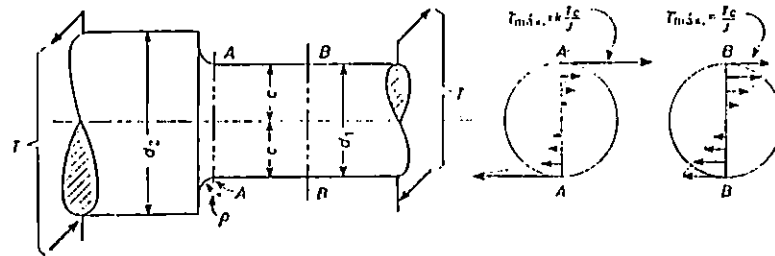


Fig. 22. Concentración del esfuerzo cortante torsional en un filete. /7/

El valor teórico de k (para esfuerzos elásticos) depende de la forma geométrica del cambio brusco de sección. En un eje escalonado depende de las dos razones ρ/d_1 y d_2/d_1 , como se indica en la tabla 2. /7/

Valores de k en $\tau = k \frac{Tc}{J}$

ρ/d_1	0.02	0.04	0.08	0.12	0.20
$d_2/d_1 = 1.10$	1.85	1.54	1.30	1.20	1.15
$d_2/d_1 = 1.20$	2.40	1.96	1.63	1.47	1.32
$d_2/d_1 = 2.00$	2.90	2.25	1.83	1.63	1.44

Tabla 2. Valores teóricos de factores de concentración de esfuerzo cortante en un eje escalonado. /7/

2.5.2 COMPORTAMIENTO INELASTICO.

La carga de torsión estática mínima (momento de torsión) que es probable perjudique a una barra o eje cilíndrico de diámetro constante y de material dúctil con punto de fluencia, se considera que es el valor de T en la fórmula de torsión ($T = \tau J/c$) que ocasiona, en la fibra extrema, un esfuerzo cortante τ , igual al límite de proporcionalidad a cortadura o punto de fluencia, τ_y . ($T_y = \tau_y J/c$, fig. 23a). /7/

En muchas condiciones de servicio, la capacidad máxima útil del elemento para soportar carga no se alcanzará hasta que ocurra alguna deformación inelástica (plástica); y el momento de torsión elástico máximo que puede aplicársele sin destruir la su función de resistir cargas se considera, por lo general, que es el momento de torsión de plasticidad completa, el cual es el valor del momento que hace que la deformación plástica, en una o más secciones, penetre casi hasta el centro del eje. Como el material tiene un punto de fluencia, el esfuerzo en el material deformado plásticamente en la sección será igual al del punto de fluencia y, por tanto, estará uniformemente distribuido en casi toda el área, como se indica en la figura 23b.

2.5.2.1 INFLUENCIA DE LA DEFORMACION INELASTICA LOCALIZADA SOBRE LA CONCENTRACION DEL ESFUERZO.

Si el eje es escalonado y tiene un cambio brusco de sección, como se indica en la figura 23c y d, la deformación inelástica empezará en la fibra con mayor esfuerzo del cambio brusco de sección y avanzará hacia el centro del eje a medida que aumente el momento de torsión, casi de la misma manera como ocurre en un miembro semejante sujeto a carga central estática. El eje completo sólo manifiesta una ligera evidencia de comportamiento inelástico hasta que las deformaciones inelásticas penetran a todas partes de la sección en el cambio brusco de sección, después de lo cual un aumento pequeño del momento de torsión origina torsión inelástica apreciable del eje. Las deformaciones inelásticas que empiezan en los puntos de gran concentración del esfuerzo, provocan un cambio de la distribución de esfuerzos en la sección, reduciendo la concentración del esfuerzo elástico y tendiendo a producir un esfuerzo uniforme, igual al del punto de fluencia, en toda la sección, como se indica en la figura 23d.

El momento de torsión de plasticidad completa para un eje escalonado es, por lo tanto, el mismo que para uno de diámetro constante igual al diámetro mínimo de aquel eje.

El momento de torsión estático de plasticidad completa, T_{EP} , para un eje cilíndrico puede hallarse calculando el momento

resistente de torsión T_x , que corresponde a la distribución de esfuerzos uniforme, mostrada en la figura 24, e igualandolo a T_{xP} (fp de full plastic = plasticidad completa). Por tanto,

$$T_{xP} = T_x = \int \tau_y da \cdot \rho = \int \tau_y 2\pi\rho d\rho \cdot \rho$$

$$= 2\pi\tau_y \int_0^c \rho^2 d\rho = 2\pi\tau_y \frac{c^3}{3} = \frac{4}{3} \frac{\tau_y}{c} \frac{\pi c^4}{2}$$

Se resume así:

$$T_{xP} = \frac{4}{3} \frac{\tau_y J}{c} \quad (29)$$

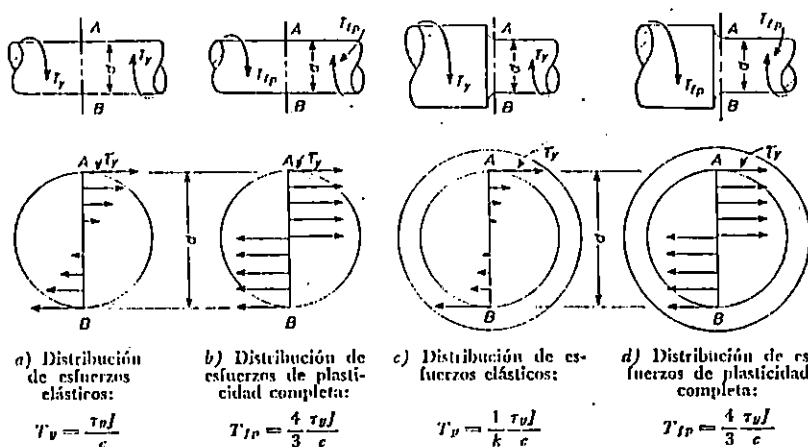


Figura 23 . Momentos de torsión, en el límite de elasticidad y de plasticidad completa. //

En consecuencia, el valor límite del momento de torsión estático que puede aplicarse a un eje cilíndrico de radio constante c , hecho de un material que tenga un punto de fluencia

a cortadura, τ_y , estará entre $T_y = \tau_y J/c$ y $T_{EP} = 1.33\tau_y J/c$, según las condiciones de servicio.

El momento de torsión estático máximo T_u , se obtiene de la figura 24 y la ecuación 29, al sustituir τ_y por la resistencia máxima a cortadura τ_u , del material (tabla 3); de la siguiente manera:

$$T_u = \frac{4}{3} \frac{\tau_u J}{c} \quad (30)$$

Que es el momento que se necesita para partir en dos el eje (romperlo por cortadura) y es mayor que el momento de torsión de plasticidad completa T_{EP} . /7/

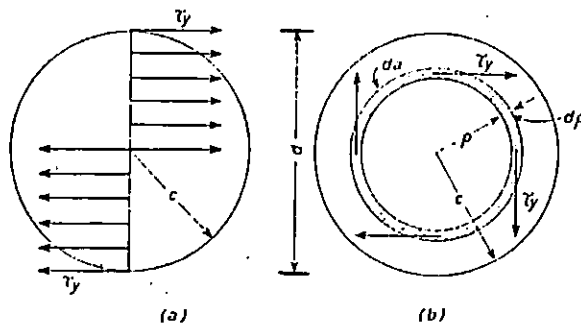


Figura 24 . Distribución uniforme del esfuerzo de fluencia (a) en toda una sección (b) en una sección diferencial. /7/

MATERIAL	RESISTENCIA A LA TRACCION (Kg/cm ²)		RESISTENCIA A LA COMPRESION (Kg/cm ²)		RESISTENCIA AL ESFUERZO CORT. (Kg/cm ²)	
	RESIST. DE FLUENC.	REIST. MAXIMA	RESIST. DE FLUENC.	REIST. MAXIMA	RESIST DE FLUENC	REIST. MAXIMA
Acero estructural (aproximadamente, 30% de carbono) laminado en caliente	2460	4570	2460	(a)	1480	3160
Acero (aproximadamente 0.60% de carbono) laminado en caliente . .	4220	7730	4220	(a)	2530	5980
Acero al Cromo-Níquel, tratado térmicamente (carbono 0.40 a 0.50%, Ni 1.50 a 2.00%, Cr 0.90% a 1.25%)	7730	9140	7730	(a)	4570	6680
Fundición gris	1410	. . .	5270	. . .	2110
Bronce laminado (Cobre 95%, estaño 5%)	2810	4570	2460	(a)	1690
Latón laminado (Cobre 60% cinc 40%)	2810	4220	2460	(a)	1690
Aleación de Aluminio, laminada, revenida (aluminio 96%, cobre 4%)	2460	4080	2460	(a)	1550	2530
Metal monel laminado en caliente (Níquel 67%, Cobre 28%)	3160	5980	2810	(a)	1760	3520

(a) La resistencia de fluencia se considera que es la máxima resistencia estática a la compresión de los metales dúctiles.

Tabla 3. Valores de resistencia de varios materiales. /7/

2.6 RESUMEN.

Para diseñar un elemento de máquina existen varios criterios que deben tomarse en cuenta, algunos de ellos más críticos que otros; pero, en general, el criterio de diseño a utilizar depende del tipo de falla que se espera que pueda ocurrir.

De los criterios estudiados anteriormente, el de fatiga es el único que toma en cuenta los efectos producidos por las repeticiones o inversiones de la carga aplicada a un elemento de una estructura, por lo que el diseño de la máquina se hará bajo este criterio.

Para analizar el criterio de fatiga existen varias teorías, algunas de ellas se ha descrito anteriormente, de las cuales se tomará el criterio de Modificado de Goodman para analizar y diseñar los componentes de la máquina de torsión.

En las últimas secciones de éste capítulo se presenta el análisis de torsión, del cual se deduce la fórmula que relaciona el esfuerzo cortante torsional con el torque aplicado. Muchos de los elementos de la máquina estarán sometidos a torsión, por lo que ésta fórmula es muy importante.

CAPITULO TRES:

ANALISIS Y DISEÑO DE LA MAQUINA

3.0 ANALISIS Y DISEÑO DE LA MAQUINA.

3.1 INTRODUCCION.

La máquina a construir constará de los siguientes elementos principales:

- Un motor eléctrico para suministrar el movimiento.
- Un embrague magnético para facilitar el acople del motor, (con una capacidad de transmisión de potencia de 10 Hp).
- Un mecanismo de tornillo sinfin para transmitir la potencia.
- Un mecanismo de biela-oscilador para convertir el movimiento rotacional a oscilante.
- Portaprobetas (mordaza móvil y fija).
- Una báscula para medir la carga aplicada.
- Un mecanismo medidor de ángulo.
- Un circuito eléctrico para los mandos de control.
- Bancada.

El procedimiento a seguir será el siguiente: Se determinará el par que se necesita para romper la probeta y de una forma regresiva se trasladará a cada uno de los elementos, hasta obtener la potencia del motor eléctrico.

3.2 ANALISIS DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE LA MAQUINA.

3.2.1. ANALISIS DE LA PROBETA.

La probeta estará sometida a un par de torsión completamente invertido; en ella no existen cargas axiales y flexionantes por lo que se obtienen esfuerzos cortantes puros.

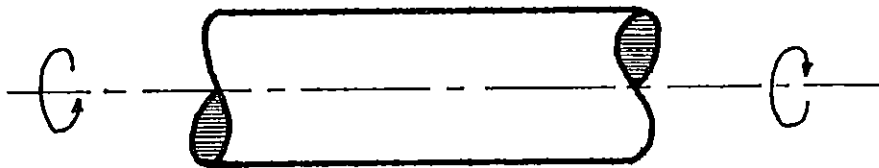


Figura 25. Esquema de la probeta sometida a torsión pura.

$$\text{De la ecuación (23) se tiene: } \tau_{\text{máx}} = \frac{T}{J/C}$$

Según el criterio de Goodman modificado, (ec.15):

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Donde : S_a : Esfuerzo alternante

S_e : Resistencia a la fatiga

S_m : Esfuerzo medio

S_{ut} : Resistencia última a la tensión

Para esfuerzos de torsión, la ecuación (15) se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{S_{sa}}{S_{se}} + \frac{S_{sm}}{S_{su}} = 1 \quad (31)$$

La sección de análisis de la probeta se considera como un cilindro libre de concentradores de esfuerzo, cargado mediante un par de torsión completamente invertido que generará esfuerzos cortantes puros con un esfuerzo cortante medio completamente nulo. (Figura 25).

Por tanto la ecuación (31) queda de la siguiente manera:

$$\frac{S_{sa}}{S_{se}} = 1$$

$$S_{sa} = S_{se}$$

$$\frac{T}{J/C} = S_{se}$$

$$\frac{16T}{\pi d^3} = S_{se}$$

La probeta se construirá con un diámetro máximo de 8 mm, lo que al sustituir queda:

$$\frac{16 T}{\pi (8)^3} = S_{se}$$

$$T = \frac{\pi (8)^3 S_{se}}{16}$$

$$T = 100.531 S_{se} \quad (32)$$

Considerando la resistencia última que presenta un acero AISI 1020: (S_u) = 37 Kg/mm² y tomando los datos del apartado 2.3.1. se tiene que:

$$S'_e = 0.5 S_u \text{ para aceros, donde } S_u \leq 140.62 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S'_e = 0.5 \times 37$$

$$S'_e = 18.5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S'_{se} = 0.58 S'_e$$

$$S'_{se} = 0.58 \times 18.5$$

$$S'_{se} = 10.73 \text{ Kg/mm}^2$$

Al analizar la probeta se determina que $S_{se} = S'_{se}$

Sustituyendo en ecuación (32)

$$T = 100.531 S_{se}$$

$$T = 100.531 \times 10.73$$

$$T = 1078.698 \text{ kgf} - \text{mm}$$

De la misma forma se procede para los materiales que se presentan en la tabla 4. (S_u , se obtuvo de la tabla B-1, en anexos).

Material	Resistencia última S_u (kg/mm ²)	Resistencia a la fatiga por flexión S'_e (kg/mm ²)	Resistencia a la fatiga por cortante S'_{se} (kg/mm ²)	Torque Máximo ($T_{máx}$) (kg - mm)
AISI 1020	37	18.5	10.73	1078.698
AISI 1045	60	30	17.4	1749.239
AISI 4340	112	56	32.48	3265.247
AISI 4140	96	48	27.84	2798.783

Tabla 4. Resistencia última y de fatiga para varios aceros comerciales.

En la tabla 4 se muestran algunos aceros cuyas resistencias cubren el amplio rango de los diversos materiales comerciales (ferrosos y no ferrosos) que podrían utilizarse para el diseño de los elementos de la máquina.

En base a ésta tabla se escogerá el valor de $T_{máx}$ que se utilizará como parámetro de diseño. Al asumir que la probeta será de acero AISI 4340 se obtiene que $T_{máx} = 3265.247$ kg - mm.

3.2.2. ANALISIS CINEMATICO BIELA - OSCILADOR.

El movimiento del mecanismo de cuatro barras articuladas (fig. 26), con frecuencia se caracteriza por el término de

balancín de manivela (Biela - Oscilador) para indicar que la manivela (2) gira completamente y que el eslabón (4) oscila.

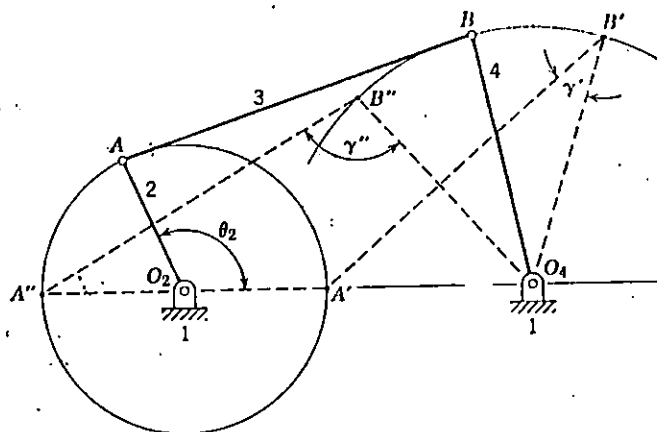


Figura 26 . Mecanismo de cuatro barras articuladas. /15/

Una manera de determinar si un mecanismo de cuatro barras va a operar como balancín de manivela es empleando la ley de Grashoff. Esta ley señala que si la suma de las longitudes del eslabón más largo y del más corto es menor que la suma de las longitudes de los otros dos, se forman:

1. Dos balancines de manivela distintos cuando el eslabón más corto es la manivela y cuando cualquiera de los otros dos eslabones adyacentes es el eslabón fijo.
2. Una doble manivela cuando el eslabón más corto es el fijo.
3. Un doble balancín cuando el eslabón opuesto al más corto es el fijo.

Además de los puntos muertos posibles en el mecanismo de cuatro barras articuladas, es necesario tener en cuenta el ángulo de transmisión, que es el ángulo entre el eslabón conector (3) y el eslabón de salida (4). Esto se muestra en la figura 27 como el ángulo γ .

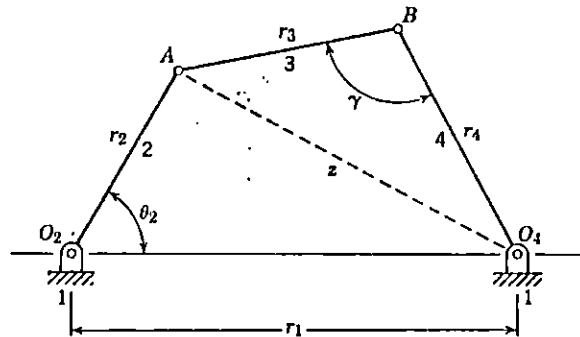


Figura 27 . Angulo de transmisión γ del mecanismo biela - oscilador. /15/

Se puede obtener una ecuación para el ángulo de transmisión aplicando la ley de los cosenos a los triangulos AO_2O_4 y ABO_4 (Fig. 27), en la forma siguiente:

$$z^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\theta_2 \quad (33)$$

$$z^2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4\cos\gamma \quad (34)$$

igualando se tiene:

$$r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\theta_2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4\cos\gamma$$

$$\cos \gamma = \frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 - r_4^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2}{-2r_3r_4} \quad (35)$$

Por lo general, el máximo ángulo de transmisión no debe ser mayor de 140° y el mínimo, no menor de 40° si se usa el mecanismo de eslabones articulados para transmitir fuerzas considerables. Si el ángulo de transmisión se hace más pequeño de 40° , este mecanismo tiende a pegarse; adicionalmente, los eslabones 3 y 4 tienden a alinearse y se pueden trabar. /15/.

Las posiciones límites del oscilador están identificadas como los puntos B_1 y B_2 en la figura 28.

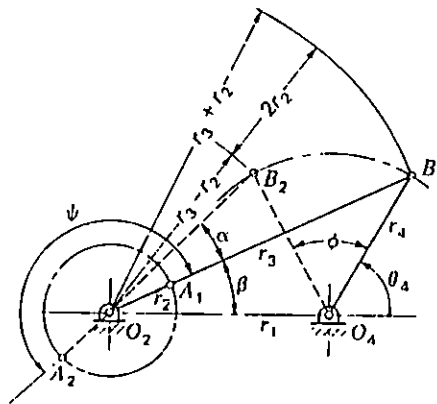


Figura 28. Posiciones extremas del mecanismo de biela - oscilador. /16/

En este caso particular la manivela describe el ángulo ψ mientras que el oscilador se mueve de B_1 a B_2 describiendo el ángulo ϕ . Se observará que, en la carrera de retorno, el

oscilador va de B_2 de regreso a B_1 , recorriendo el mismo ángulo ϕ ; pero que la manivela recorre el ángulo $360^\circ - \psi$.

Brodell y Soni ^{1/} han desarrollado un método analítico para sintetizar el eslabonamiento de manivela y oscilador en el que la razón de tiempo sea $Q = 1$ ($Q =$ tiempo de la carrera de avance/tiempo de la carrera de retorno). El diseño satisface también la condición:

$$\gamma_{\min} = 180^\circ - \gamma_{\max} \quad (36)$$

De la ecuación (35) se observa que γ_{\min} sucede cuando $\theta_2 = 0^\circ$ y γ_{\max} cuando $\theta_2 = 180^\circ$ entonces se tiene:

$$\cos \gamma_{\min} = \frac{r_3^2 + r_4^2 - (r_1 - r_2)^2}{2r_3r_4} \quad (37)$$

$$\cos \gamma_{\max} = \frac{r_3^2 + r_4^2 - (r_1 + r_2)^2}{2r_3r_4} \quad (38)$$

Las ecuaciones (36) y (38) ahora se resuelven en forma simultánea; los resultados son las razones entre los eslabones:

$$\frac{r_3}{r_1} = \left[\frac{1 - \cos \phi}{2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{1/2} \quad (39)$$

^{1/} R. Joe Brodell y A. H. Soni. "Design of the Crank - Rocker Mechanism."

$$\frac{r_4}{r_1} = \left[\frac{1 - (r_3/r_1)^2}{1 - (r_3/r_1)^2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{1/2} \quad (40)$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \left[(r_3/r_1)^2 + (r_4/r_1)^2 - 1 \right]^{1/2} \quad (41)$$

Brodell y Soni representan gráficamente estos resultados como una gráfica de diseño, como se ilustra en la figura 29.

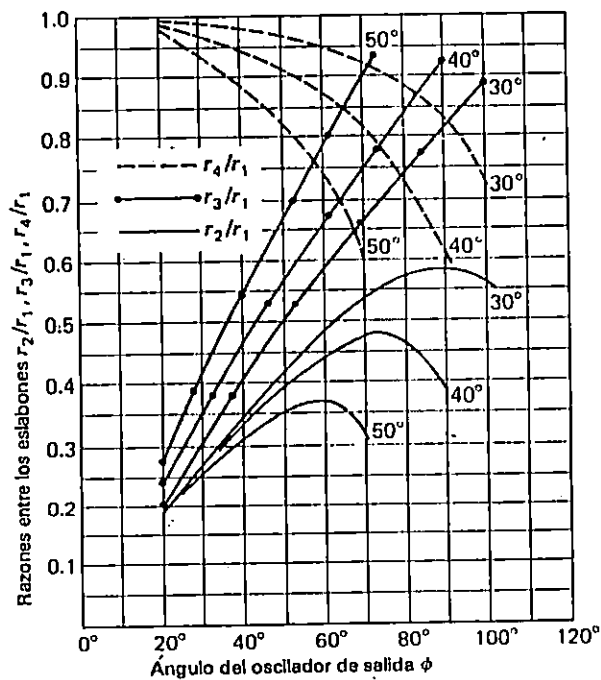


Figura 29. Gráfica de Brodell - Soni para diseñar el eslabonamiento de biela - oscilador con un ángulo de transmisión óptimo y razón de tiempo unitaria. Los ángulos que se dan en los gráficos son γ_{\min} . /16/

Las ecuaciones de Brodell y Soni se modificarán de acuerdo a la necesidad de mantener constante la relación de r_2/r_1 .

De ecuación (39) se tiene:

$$\left[\frac{r_3}{r_1} \right]^2 \cos^2 \gamma_{\min} = \frac{1 - \cos \phi}{2} \quad (42)$$

Al sustituir la ecuación (42) en la ecuación (40) se tiene:

$$\left[\frac{r_4}{r_1} \right]^2 = \frac{1 - (r_3 / r_1)^2}{1 - \frac{1 - \cos \phi}{2}} \quad (43)$$

Al sustituir la ecuación (43) en la ecuación (41) y reacomodando términos se tiene:

$$\frac{r_3}{r_1} = \left[\frac{(r_2 / r_1)^2 - 2 / (1 + \cos \phi) + 1}{1 - 2 / (1 + \cos \phi)} \right]^{1/2} \quad (44)$$

De la ecuación (42) se tiene:

$$\gamma_{\min} = \cos^{-1} \left[\frac{1 - \cos \phi}{2 (r_3 / r_1)^2} \right]^{1/2} \quad (45)$$

Los parámetros que se presentan en la siguiente tabla se obtienen de las ecuaciones (44), (45), y (40).

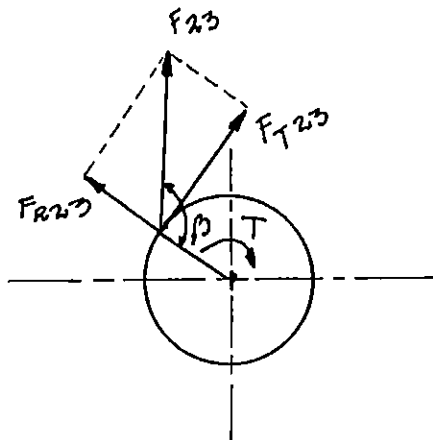
r_1	r_2	r_2/r_1	ϕ	r_3/r_1	γ_{min}	r_4/r_1	r_3	r_4
100	15	0.15	90°	0.9887	44.34°	0.212	98.87	21.2
100	15	0.15	45°	0.9321	65.76°	0.392	93.21	39.2
100	15	0.15	18°	0.3210	60.83°	0.9584	32.1	95.89
50	10	0.2	90°	0.9798	43.80°	0.2828	48.99	14.14
50	10	0.2	45°	0.8757	61.30°	0.5226	43.78	26.3
50	10	0.2	24°	0.3396	52.12°	0.9619	16.93	48.09
60	15	0.25	90°	0.9682	43.08°	0.3538	58.09	21.23
60	15	0.25	45°	0.7973	61.32°	0.6533	47.84	39.19
60	15	0.25	35°	0.6094	60.43°	0.8313	36.56	49.88
60	15	0.25	30°	0.3598	43.99°	0.9659	21.58	57.96
60	15	0.25	29°	0.256	12.02°	0.9985	15.36	59.91

Tabla 5 . Longitudes calculadas para los eslabones al variar r_2 / r_1

En la tabla anterior puede observarse que la relación $r_2/r_1 = 0.2$ proporciona una variación adecuada del ángulo ϕ y además las longitudes más adecuadas para los eslabones r_3 y r_4 .

3.2.2.1 ANALISIS DE FUERZAS EN LOS ESLABONES.

Al analizar las Fuerzas en el eslabón 2 (fig. 26) para una posición cualquiera se tiene:



$$F_{T23} = F_{23} \cos (\beta - 90^\circ)$$

$$F_{T23} = F_{23} (\cos\beta \cos 90^\circ + \text{sen}\beta \text{sen} 90^\circ)$$

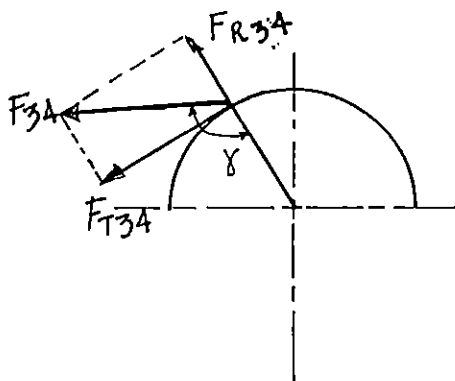
$$F_{T23} = F_{23} \text{sen } \beta$$

Figura 30 . Diagrama de cuerpo libre del eslabón 2 (biela).

Si se analiza cualquier posición de la biela se observa que F_{T23} varía en función del $\text{sen } \beta$.

$$F_{T23} = F_{23} \text{sen } \beta, \text{ para } 360^\circ \geq \beta \geq 0^\circ \quad (46)$$

Analizando el eslabón 4 (fig. 26) para una posición cualquiera se tiene:



$$F_{T34} = F_{34} \cos (\gamma - 90^\circ)$$

$$F_{T34} = F_{34} (\cos\gamma \cos 90^\circ + \text{sen}\gamma \text{sen } 90^\circ)$$

$$F_{T34} = F_{34} \text{sen}\gamma \quad (47)$$

Figura 31. Diagrama de cuerpo libre para el eslabón 4 (oscilador).

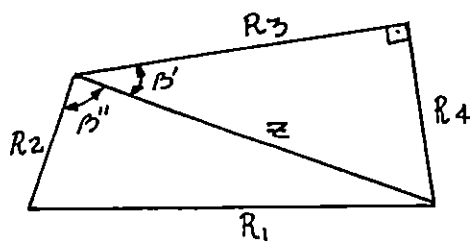
Si se analiza cualquier posición del oscilador se observa que F_{T34} varía en función del $\text{sen}\gamma$.

De la conclusión anterior se determina que la transmisión de la fuerza máxima en el oscilador se dará cuando $\gamma = 90^\circ$ por tanto $F_{34} = F_{T34}$. El torque máximo se producirá cuando el eslabón 4 genere el máximo ángulo ϕ ; siendo la longitud del eslabón de 149 mm, se obtiene:

$$F_{T34} = \frac{T_4}{R_4} = \frac{3265.247}{149}$$

$$F_{T34} = 21.914 \text{ kgf.}$$

Para determinar el ángulo β (fig. 30), cuando $\gamma = 90^\circ$ se realiza el siguiente análisis.



$$\begin{aligned} R_1 &= 500 \text{ mm} \\ R_2 &= 100 \text{ mm} \\ R_3 &= 490 \text{ mm} \\ R_4 &= 149 \text{ mm} \end{aligned}$$

Figura 32 . Ángulo β , cuando R_3 y R_4 son perpendiculares.

$$\beta = \beta' + \beta''$$

$$\beta' = \text{tg}^{-1} \frac{R_4}{R_3} = \text{tg}^{-1} \frac{149}{490}$$

$$\beta' = 16.914^\circ$$

$$Z = 149 / \text{sen } \beta' = \frac{149}{\text{sen } 16.914}$$

$$Z = 512.14 \text{ mm.}$$

Aplicando ley de los cosenos:

$$R_1^2 = R_2^2 + Z^2 - 2ZR_2 \text{ Cos } \beta''$$

$$\beta'' = \cos^{-1} \left[\frac{-Z^2 - R_2^2 + R_1^2}{-2ZR_2} \right]$$

$$\beta'' = \cos^{-1} \left[\frac{-(512.14)^2 - (100)^2 + (500)^2}{-2(512.14)(100)} \right]$$

$$\beta'' = 77.43^\circ$$

$$\beta = \beta' + \beta''$$

$$\beta = 16.914^\circ + 77.43^\circ$$

$$\beta = 94.35^\circ$$

Sustituyendo β en la ecuación (46):

$$F_{T23} = F_{23} \text{ sen } \beta$$

$$\text{Pero, } F_{23} = F_{34} = F_{T34}$$

$$F_{T23} = 21.914 \times \text{sen } 94.35$$

$$F_{T23} = 21.85 \text{ kg}$$

$$T_{\Sigma} = F_{T23} \times R_2$$

$$T_{\Sigma} = 21.85 \times 100$$

$$T_m = 2185 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

3.2.3. TORNILLO SINFIN.

Para un ángulo de 90° entre flechas se tiene que el ángulo de avance del sinfín (λ), es igual al ángulo de hélice del engrane (ψ).

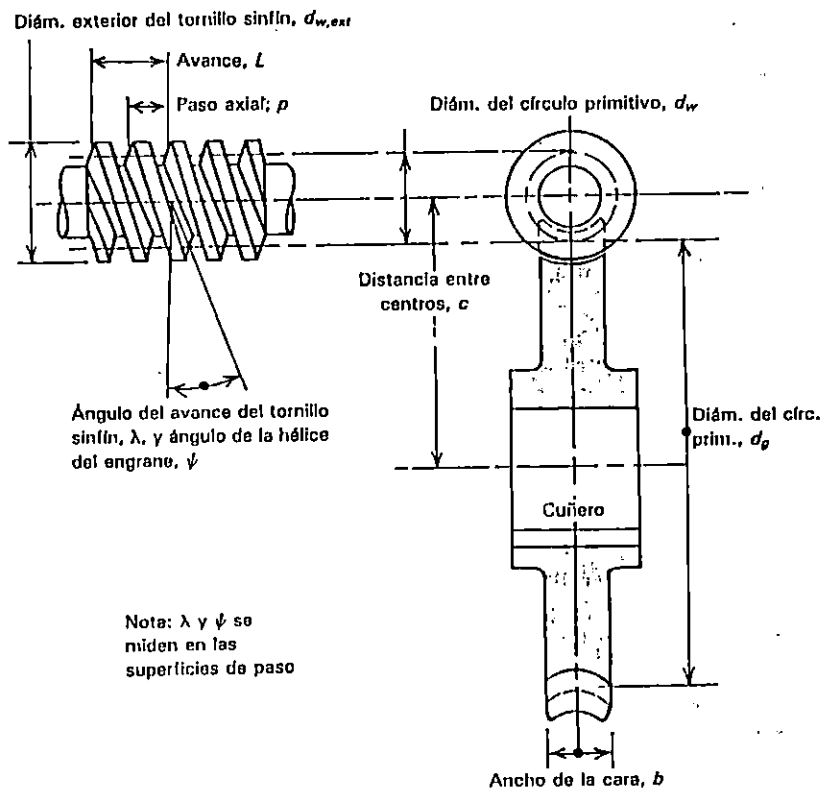


Figura 33. Nomenclatura del engranaje del tornillo sinfín mostrado para un tornillo con doble cuerda y engrane evolvente. /13/

De la figura 33 se tiene:

L = avance

p = paso axial

d_w = diámetro de paso (sinfin)

$d_{w,ext}$ = diámetro exterior

d_g = diámetro de paso (engrane)

b = ancho de la cara

c = distancia entre centros

λ = ángulo de avance del sinfin

ψ = ángulo de avance del engrane

λ y ψ tienen el mismo sentido.

Ecuaciones Fundamentales

El diámetro del engrane se establece por:

$$d_g = \frac{N_g p}{\pi} \quad (48)$$

El diámetro del círculo primitivo de un tornillo sinfin no está en función de su número de cuerdas, N_w . Esto significa que la relación de velocidad de un engranaje de tornillo sinfin está determinada por la ecuación (49) y no es igual a la relación de los diámetros del engrane y del tornillo.

$$\frac{w_w}{w_g} = \frac{N_g}{N_w} \quad (49)$$

Los engranes de tornillo sinfín tienen, por lo común, cuando menos 24 dientes, y el número de dientes del engrane más las cuerdas del gusano deben ser:

$$N_w + N_g > 40 \quad (50)$$

Un tornillo sinfín de cualquier diámetro de paso puede hacerse con cualquier número de cuerdas y cualquier paso axial. Para la máxima capacidad de transmisión de potencia, el diámetro de paso del tornillo está relacionado a la distancia entre centros por la ecuación:

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad (\text{pulgadas}) \quad (51)$$

$$\frac{C^{0.875}}{2.67} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.503} \quad (\text{cms}) \quad (51a)$$

Las consideraciones de resistencia rara vez permiten que un tornillo sinfín con casquillo tenga un diámetro de paso menor que:

$$d_w = 2.4 p + 1.1 \quad (\text{pulgadas}) \quad (52)$$

$$d_w = 2.4 p + 2.8 \quad (\text{centímetros}) \quad (52a)$$

El ancho de cara del engrane no debe exceder la mitad del diámetro exterior del gusano.

$$b \leq 0.5 (d_{w,ext}) \quad (53)$$

El paso axial en el tornillo es igual al paso circunferencial (Pc) en el engrane, cuando los ejes son perpendiculares entre sí.

$$P_{cn} = P \cos \lambda \quad (54)$$

Donde:

P_{cn} = Paso circunferencial normal.

P = Paso circunferencial axial

λ = Angulo de avance

Su equivalente en función del módulo es, /14/:

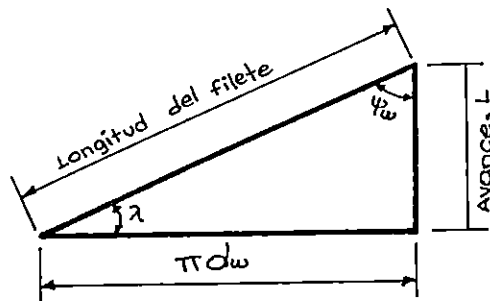
$$M_n = M_c \cos \lambda \quad (54a)$$

Donde:

M_n = Módulo normal

M_c = Módulo circunferencial

La distancia axial que avanza la hélice en una revolución es el avance L. /13/



Angulo de avance λ .

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad (55)$$

$$L = N_w P \quad (56)$$

Con impulsión a través del tornillo:

$$\frac{N_g}{N_w} = \frac{d_g}{d_w \tan \lambda} \quad (57)$$

Pasos Normalizados: El sistema inglés considera como normalizados los siguientes pasos axiales en pulgadas (cm): 1/4 (0.635), 5/16 (0.7938), 3/8 (0.953), 1/2 (1.27), 5/8 (1.5875), 3/4 (1.905), 1 (2.54), 1 1/4 (3.175), 1 1/2 (3.81), 1 3/4 (4.445), 2 (5.08).

Dudley ^{2/} recomienda dejar aproximadamente un ángulo de avance de 6° por entrada o guía. Por ejemplo para $\lambda = 30^\circ$; $N_w = 5 / 14$.

Fuerzas en el Tornillo Sinfin y en el Engrane: La Fig. 34 muestra las fuerzas que están involucradas en la transmisión de

^{2/} Dudley, D. W., Practical Gear Design.

potencia con tornillo sinfin motriz: Tornillo sinfin (a mano derecha).

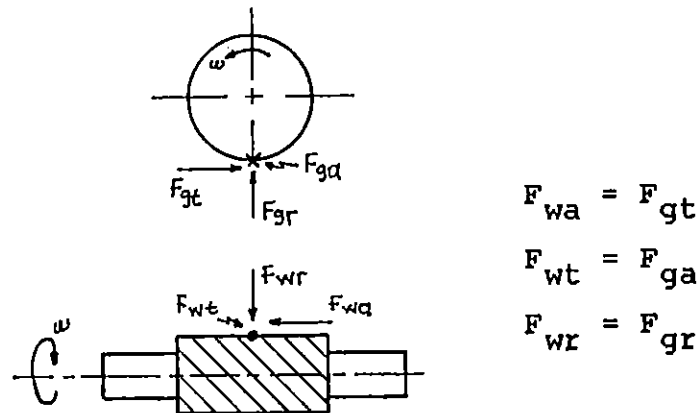


Figura 34. Esquema de fuerzas en el engrane y el tornillo.

Para esta situación particular se tiene que, /13/

$$\frac{F_{gt}}{F_{wt}} = \frac{\cos \phi_n \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda}{\cos \phi_n \operatorname{sen} \lambda + f \cos \lambda} \quad (58)$$

$$F_{gr} = F_{wr} = F_{gt} \frac{\operatorname{sen} \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda} \quad (59)$$

$$F_{gr} = F_{wt} \frac{\operatorname{sen} \phi_n}{\cos \phi_n \operatorname{sen} \lambda + f \cos \lambda} \quad (60)$$

Para evitar interferencias, los ángulos de presión se relacionan al ángulo de avance del tornillo como se indica en la tabla 6.

Angulo de presión ϕ_n (grados)	Máximo ángulo de avance λ (grados)	Factor de forma de Lewis y
14 ½	15	0.100
20	25	0.125
25	35	0.150
30	45	0.175

Tabla 6 . Máximo ángulo de avance del tornillo sinfín y factor de forma de Lewis de engranaje de tornillo sinfín para diversos ángulos de presión. /13/

De tabla 6, al seleccionar un $\phi_n = 20^\circ$, el valor máximo recomendado para λ es 25° .

De referencia 14 se obtiene que:

$$N_w = \frac{\lambda}{6} = \frac{25}{6} = 4.16$$

Se tomará un valor de $N_w = 4$ cuerdas

De ecuación 50 se obtiene

$$\begin{aligned} N_w + N_g &> 40 \\ N_g &> 40 - N_w \\ N_g &> 40 - 4 \\ N_g &> 36 \end{aligned}$$

Al seleccionar $N_g = 40$ dientes y un paso axial normalizando de 0.635 cms de ecuación (48) y (52a) se obtiene

respectivamente:

$$d_g = \frac{N_g P}{\pi} = \frac{40 (0.635)}{\pi}$$

$$d_g = 8.085 \text{ cms}$$

$$d_w = 2.4 P + 2.8 = 2.4 (0.635) + 2.8$$

$$d_w = 4.324 \text{ cms (para tornillo de casquillo, sólo como referencia).}$$

La distancia entre centros es:

$$C = \frac{d_g + d_w}{2}$$

$$C = \frac{4.324 + 8.085}{2}$$

$$C = 6.205 \text{ cms}$$

De ecuación (57), resolviendo para λ se tiene:

$$\frac{N_g}{N_w} = \frac{d_g}{d_w \tan \lambda}$$

$$\lambda = \arctan \left[\frac{d_g N_w}{d_w N_g} \right] = \arctan \left[\frac{8.085(4)}{4.324(40)} \right]$$

$$\lambda = 10.6^\circ$$

Para alta eficiencia, λ debe ser tan grande como sea

posible; por lo tanto, habrá que aumentar el valor obtenido.

De ecuación (55) y (56) puede verse con mayor claridad que para aumentar λ se necesita aumentar N_w o el paso axial o ambos, o disminuir d_w , pero al aumentar el paso axial también aumenta d_w , (Ec. 52a).

A partir de esto, se analizará un tornillo directamente en el eje. Se fabricará con una fresa-madre cilíndrica, en la cual, el módulo normal M_n , es el normalizado.

La experiencia ha demostrado que $d_{w, ext} = 15 M_n$ es aceptable, entonces, seleccionando un $M_n = 2.25$ mm (disponible) se tiene:

$$d_{w, ext} = 15(2.25)$$

$$d_{w, ext} = 33.75 \text{ mm}$$

$$d_w = d_{w, ext} - 2M_n$$

$$d_w = 33.75 - 2(2.25)$$

$$d_w = 29.25 \text{ mm}$$

De ecuación (55) y (56), conociendo que $P_{cn} = \pi M_n$, resolviendo para λ , se obtiene:

$$\text{Sen } \lambda = \frac{N_w M_n}{d_w}$$

$$\lambda = \text{arc sen } \left[\frac{N_w M_n}{d_w} \right]$$

$$\lambda = \text{arc sen } \left[\frac{4(2.25)}{29.25} \right]$$

Entonces:

$$P_{\text{can}} = \pi M_n$$

$$P_{\text{can}} = \pi(2.25)$$

$$P_{\text{can}} = 7.0686 \text{ mm}$$

De ecuación (54):

$$P = \frac{P_{\text{can}}}{\cos \lambda}$$

$$P = \frac{7.0686}{\cos 18}$$

$$P = 7.4323 \text{ mm}$$

De ecuación (48) se obtiene:

$$d_g = \frac{N_g P}{\pi} = \frac{40(7.4323)}{\pi}$$

$$d_g = 94.63 \text{ mm}$$

$$C = \frac{d_g + d_w}{2} = \frac{94.63 + 29.25}{2}$$

$$C = 62 \text{ mm}$$

Al sustituir en ecuación (51a):

$$\frac{6.2^{\circ.875}}{2.67} \leq d_w \leq \frac{6.2^{\circ.875}}{1.503}$$

$$1.85 \leq 2.925 \leq 3.283$$

Por lo tanto, el tornillo y el engrane, se fabricarán con

los datos anteriores; quedando completamente definidas sus dimensiones con las relaciones siguientes, /9/:

	<u>Tornillo</u>	<u>Engrane</u>
Diámetro exterior	$d_e = d + 2m$	$D_e = m(Ng + 2)$
Diámetro de fondo	$d_f = d - 2.33m$	$D_f = m(Ng - 2.33)$

El coeficiente de fricción cinética $f = 0.07$ cuando los materiales en contacto son acero y bronce con lubricante. /9/

Entonces de ecuación (58) se obtiene:

$$\frac{F_{gt}}{F_{wt}} = \frac{\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda}{\cos \phi_n \times \operatorname{sen} \lambda + f \cos \lambda}$$

$$\frac{F_{gt}}{F_{wt}} = \frac{\cos 20 \cos 18 - 0.07 \operatorname{sen} 18}{\cos 20 \operatorname{sen} 18 + 0.07 \cos 18}$$

$$\frac{F_{gt}}{F_{wt}} = 2.44$$

De sección 3.2.2.1, se obtiene que $T_2 = 2185.0 \text{ Kgf-mm}$,

entonces:

$$F_{gt} = \frac{2 T}{d_g} = \frac{2 (2185.0)}{94.63}$$

$$F_{gt} = 46.18 \text{ Kgf}$$

$$F_{wt} = \frac{F_{gt}}{2.44} = \frac{46.18}{2.44}$$

$$F_{wt} = 18.93 \text{ Kgf}$$

$$F_{wt} = \frac{T_w}{d/2}$$

$$T_w = \frac{F_{wt} d_w}{2}$$

$$T_w = \frac{18.93(29.25)}{2}$$

$$T_w = 276.85 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

3.2.4. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

La transmisión de potencia del motor al tornillo sinfín se hará a través de banda, por lo tanto:

$$T_w = (F_1 - F_2) R_{pw}$$

$$(F_1 - F_2) = T_w / R_{pw} \quad (61)$$

$$T_M = (F_1 - F_2) R_{pm}$$

$$(F_1 - F_2) = T_M / R_{pm} \quad (62)$$

Donde:

T_w = Torque del tornillo

T_M = Torque del motor

F_1, F_2 = Tensión en la banda

R_{PW} = Radio de la polea en el eje del tornillo

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

Igualando ecuación (61) con ecuación (62) se tiene:

$$\frac{T_W}{R_{PW}} = \frac{T_M}{R_{PM}}$$

$$T_M = \frac{R_{PM} T_W}{R_{PW}}$$

De esta ecuación se observa que el torque del motor varía en función de los radios de las poleas que se utilice. Previendo el espacio físico disponible y tratando de reducir la potencia necesaria del motor; se asume una relación adecuada de $(R_{PM}/R_{PW}) = 0.4$, por lo tanto:

$$T_M = 0.4 (276.85)$$

$$T_M = 110.74 \text{ Kgf.mm}$$

$$T_M = 9.6 \text{ Lbf.Pulg}$$

$$P_M = \frac{n T_M}{63025} \text{ [H.P.]}$$

$$P_M = \frac{1750 (9.6)}{63025}$$

P = 0.267 H.P. potencia necesaria para alcanzar la resistencia a la fatiga de 10^6 ciclos.

3.2.4.1 CALCULO DE LA RESISTENCIA PARA 10^3 CICLOS.

De tabla B-2 se obtiene:

$$S_F = 0.9 S_{US}, \text{ para } 10^3 \text{ ciclos}$$

$$\text{Donde } S_{US} = 0.8 S_u$$

De tabla B-1 se obtiene, para acero AISI 4340, $S_u = 112 \text{ Kgf/mm}^2$

$$S_{US} = 0.8 (112 \text{ Kgf/mm}^2)$$

$$S_{US} = 89.6 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_F = 0.9 (89.6 \text{ Kgf/mm}^2)$$

$$S_F = 80.64 \text{ Kgf/mm}^2$$

El esfuerzo cortante en la probeta es:

$$\tau = \frac{T}{J/C} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Igualando S_F con τ para encontrar el par en la probeta:

$$80.64 = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

$$T = \frac{80.64 \times \pi d^3}{16} = \frac{80.64 \times \pi \times (8)^3}{16}$$

$$T = 8106.82 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Para encontrar el par en la biela se repite el procedimiento de la sección 3.2.2.1.

$$F_{t34} = \frac{T_4}{R_4} = \frac{8106.82}{149}$$

$$F_{t34} = 54.41 \text{ kgf}$$

$$F_{t23} = F_{t34} \times \text{sen } \beta = 54.41 \text{ sen } 94.35^\circ$$

$$F_{t23} = 54.25 \text{ Kgf}$$

$$T_2 = F_{t23} R_2 = 54.25 (100)$$

$$T_2 = 5425.0 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

Luego se determina el torque necesario del motor:

$$F_{gt} = \frac{2 T_2}{d_g} = \frac{2 (5425.0)}{94.63}$$

$$F_{gt} = 114.66 \text{ Kgf}$$

$$F_{wt} = \frac{F_{gt}}{2.44} = \frac{114.66}{2.44}$$

$$F_{wt} = 47.0 \text{ Kgf}$$

$$T_w = F_{wt} \times \frac{d_w}{2} = 47.00 \times \frac{29.25}{2}$$

$$T_w = 687.37 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

$$T_M = 0.4 T_w = 0.4 (687.37)$$

$$T_M = 274.95 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

$$T_M = 23.66 \text{ Lbf} - \text{pulg.}$$

$$\text{Pot}_M = \frac{n T_M}{63025} \quad [\text{H.P.}]$$

$$\text{Pot}_M = \frac{1750 (23.86)}{63025}$$

$P_M = 0.66 \text{ H.P.}$ Potencia necesaria para alcanzar la resistencia a la fatiga de 10^7 ciclos.

Se hará un análisis de velocidad para estimar el tiempo de duración de la prueba.

con $n_m = 1750$ rpm

$$\frac{n_w}{n_m} = 0.4$$

$$n_w = 0.4 (1750)$$

$$n_w = 700 \text{ rpm}$$

$$\frac{w_w}{w_g} = \frac{N_g}{N_w} = \frac{n_w}{n_g}$$

$$\frac{n_g}{n_w} = \frac{40}{4} = 10$$

$$n_g = \frac{n_w}{10} = \frac{700}{10}$$

$$n_g = 70 \text{ rpm}$$

$$70 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ ciclo}}{1 \text{ rev}} = 70 \text{ cpm}$$

10³ Ciclos ----- 14.29 min

10⁴ Ciclos ----- 142.86 min
2.38 hr

10⁵ Ciclos ----- 1428.57 min
23.81 hr

10⁶ Ciclos ----- 14285.7 min
238.1 hr
9.92 días

con $n_m = 1750$ rpm

Invirtiendo las poleas

$$\frac{n_w}{n_m} = 2.5$$

$$n_w = 2.5 (1750)$$

$$n_w = 4375 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_w}{n_g} = 10$$

$$n_g = \frac{4375}{10}$$

$$n_g = 437.5 \text{ rpm}$$

10³ Ciclos ----- 2.1 min

10⁴ Ciclos ----- 21.03 min

10⁵ Ciclos ----- 210.3 min
3.5 hr

10⁶ Ciclos ----- 2103.05 min
35.051 hr
1.46 días

$$n_m = 3400 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_w}{n_m} = 0.4$$

$$n_w = 0.4 (3400)$$

$$n_w = 1360$$

$$n_g = \frac{n_w}{10}$$

$$n_g = \frac{1360}{10}$$

$$n_g = 136 \text{ rpm}$$

$$10^3 \text{ Ciclos} \text{-----} 7.35 \text{ min}$$

$$10^4 \text{ Ciclos} \text{-----} 73.53 \text{ min} \\ 1.23 \text{ hr}$$

$$10^5 \text{ Ciclos} \text{-----} 735.3 \text{ min} \\ 12.25 \text{ hr}$$

$$10^6 \text{ Ciclos} \text{-----} 7352.9 \text{ min} \\ 122.55 \text{ hr} \\ 5.11 \text{ dias}$$

Con $n_m = 3400 \text{ rpm}$

$$\frac{n_w}{n_m} = 2.5$$

$$n_w = 2.5 n_m = 2.5 (3400)$$

$$n_w = 8500 \text{ rpm}$$

$$n_g = \frac{n_w}{10} = \frac{8500}{10}$$

$$n_g = 850 \text{ rpm}$$

10³ Ciclos ----- 1.18 min

10⁴ Ciclos ----- 11.76 min

10⁵ Ciclos ----- 117.65 min
1.96 hr

10⁶ Ciclos ----- 1176.5 min
19.6 hr

2 x 10⁵ Ciclos ----- 3.92 hr

3 x 10⁵ Ciclos ----- 5.88 hr

4 x 10⁵ Ciclos ----- 7.84 hr

5 x 10⁵ Ciclos ----- 9.8 hr

Con $n_m = 1725$ rpm

$$\frac{n_w}{n_m} = 1$$

$$n_w = 1725 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_w}{n_g} = 10$$

$$n_g = \frac{1725}{10}$$

$$n_g = 172.5 \text{ rpm}$$

10^3 Ciclos ----- 5.8 minutos

10^4 Ciclos ----- 58.00 minutos

10^5 Ciclos ----- 579.71 minutos = 9.66 horas

10^6 Ciclos ----- 5797.1 minutos = 96.66 horas
= 4.0 días

$$T_w = 687.37 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

$$T_m = 687.37 \text{ Kgf} - \text{mm} = 59.64 \text{ Lbf} - \text{pulg.}$$

$$T_m = 59.64 \text{ Lbf} - \text{pulg.}$$

$$P_M = 1.63 \text{ H.P.} \quad \text{Potencia para alcanzar la resistencia de } 10^3 \text{ ciclos.}$$

$$P_{\text{nominal}} = P_M \times F.S.$$

Con choque moderado y duración de trabajo de 16 - 24 horas diarias $F.S. = 1.4$ /1/

$$P_{\text{nominal}} = 1.63 \times 1.4$$

$$P_{\text{nominal}} = 2.3 \text{ H.P.}$$

Al seleccionar un motor de 3 H.P. con 1725 rpm se obtiene un par del motor de:

$$T_M = 109.61 \text{ lbf} - \text{pulg.}$$

$$T_M = 1263.26 \text{ kgf} - \text{mm.}$$

Si se comparan los resultados en base a la duración de la prueba, un motor con $n_m = 3400$ rpm y una relación de transmisión de 2.5 entre motor y tornillo sinfín parece ser la selección más adecuada, pero la potencia del motor se elevaría hasta cerca de los 10 HP, ocasionando un rápido desgaste de los elementos de la transmisión, así mismo aumentando los costos.

A partir de esto, un motor con $n_m = 1725$ rpm y una relación de transmisión de 1, si bien es cierto que alarga el tiempo de duración de la prueba, a la vez que reduce la potencia necesaria, es el más indicado para el funcionamiento de la máquina.

3.2.5. DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISION DE POTENCIA.

Como fuente motriz se selecciona un motor eléctrico de 3 HP, lo cual conlleva al uso de una banda trapecial (en "V"), debido a que éstas son las más usadas en la transmisión de potencia entre motores eléctricos y maquinaria impulsada.

La longitud efectiva ó de paso de una banda en "V" esta dada por la ecuación:

$$L_p = 2C + 1.57 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (63)$$

donde: C : distancia entre centros

D : Diámetro de paso de la polea mayor

d : Diámetro de paso de la polea menor

L_p : Longitud de paso de la banda

En general, la distancia entre los centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas ó menor que el diámetro de la polea mayor, para fajas en V. /17/

$$C \leq 3 (D + d) \text{ ó } C > D \quad (64)$$

Seleccionando un motor eléctrico y utilizando la tabla A-1, se obtiene un factor de servicio de 1.2

$$\begin{aligned} \text{La potencia de diseño} &= 3 \times 1.2 \\ &= 3.6 \text{ HP} \end{aligned}$$

Con la potencia anterior y de figura A-2 se obtiene que, para 1725 rpm, se utiliza una banda de sección "A".

Debido a las restricciones que presenta el espacio físico y de tablas, se utiliza un diámetro de paso de la polea del motor de 178.5 mm y con una relación de transmisión de velocidad de 1 se encuentra que la polea conducida tiene un diámetro de 178.5 mm, sustituyendo en ecuación (64) se encuentra que:

$$C \leq 3 (178.5 + 178.5)$$

$$C \leq 1071.0 \text{ mm } \circ$$

$$C > 178.5 \text{ mm}$$

Se selecciona una distancia entre centros de: $C = 300 \text{ mm}$

Sustituyendo en ecuación (63)

$$L_p = 2 (300) + 1.57 (178.5 + 178.5) + \frac{(178.5 - 178.5)^2}{4 (300)}$$

$$L_p = 1160.5 \text{ mm}$$

De tabla A-3 con $L_p = 1160.5 \text{ mm}$ se escoge una banda con $L = 1201 \text{ mm}$ que corresponde a una faja "A46"

De ecuación (63)

$$C = \frac{B + [B^2 - 32 (D - d)^2]^{1/2}}{16}$$

Donde B es igual a $4L_p - 6.28 (D + d)$

$$B = 4 (1201) - 6.28 (178.5 + 178.5)$$

$$B = 2562.04 \text{ mm}$$

$$C = \frac{2562.04 + [(2562.04)^2 - 32 (178.5 - 178.5)^2]^{1/2}}{16}$$

$$C = 320.26 \text{ mm}$$

Calculando la potencia por banda:

$$H' = K_1 K_2 Hr$$

Donde K_1 = factor de corrección para el ángulo de contacto

K_2 = factor de corrección de longitud de banda

Hr = potencia nominal de la banda.

De tabla A-2 se obtiene para banda de sección "A" y de velocidad de 1725 rpm.

- Para $D = 112 \text{ mm}$

<u>n</u>	<u>Hr</u>
1600	2.8
1725	Hr
1800	3.1
Hr = 2.99 C.V.	

- Para $D = 125 \text{ mm}$

<u>n</u>	<u>Hr</u>
1600	3.3
1725	Hr
1800	3.65
Hr = 3.52 C.V.	

<u>D</u>	<u>Hr</u>
112	2.94
125	3.52
178.5	Hr

$$Hr = 5.7 \text{ C.V.}$$

K_1 se obtiene de figura A-1 con:

$$\theta_d = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D - d}{2 C} \right]$$

$$\theta_d = \pi - 0$$

$$\theta_d = 180^\circ$$

$$K_1 = 1$$

K_2 se obtiene de tabla A-4

$$K_2 = 0.9$$

Entonces la potencia es:

$$H' = K_1 K_2 H_r$$

$$H' = 1 (0.9) (5.7 \text{ C.V.}) = 5.13 \text{ C.V.}$$

$$H' = 5.063 \text{ HP}$$

El número de fajas necesarias es:

$$\# \text{ de fajas} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia nominal de la banda}}$$

$$\# \text{ de fajas} = \frac{3.6}{5.063}$$

$$\# \text{ de fajas} = 0.71 \text{ fajas}$$

$$\boxed{\# \text{ de fajas} = 1}$$

Dimensionando las poleas

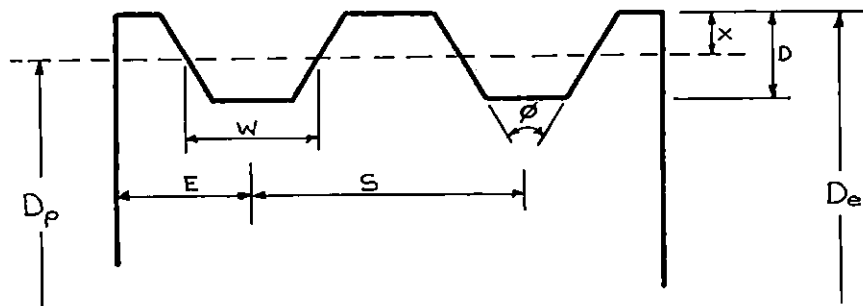


Figura 35 . Dimensiones estándar para poleas de banda en V.

En la tabla A-5 se representan las dimensiones estándar para poleas múltiples de bandas trapeciales, como se muestra en la figura 36. De ahí que las dimensiones de las poleas serán:

Diámetro de fondo = 160 mm

Diámetro externo = 185 mm

Ancho de polea = 20 mm

3.2.6 ANALISIS DEL EJE DEL EMBRAGUE.

Para evitar que el motor soporte directamente el choque producido al torcer la probeta, se ha previsto la necesidad de utilizar un mecanismo de embrague, para lo cual se cuenta de antemano con uno del tipo electromagnético. Conociendo sus dimensiones y estimando el espacio necesario para los soportes de los cojinetes y del acople del tornillo sinfín y tratando de obtener un eje lo más corto posible, para reducir los efectos de la flexión, se han estimado las dimensiones representadas en la figura 36.

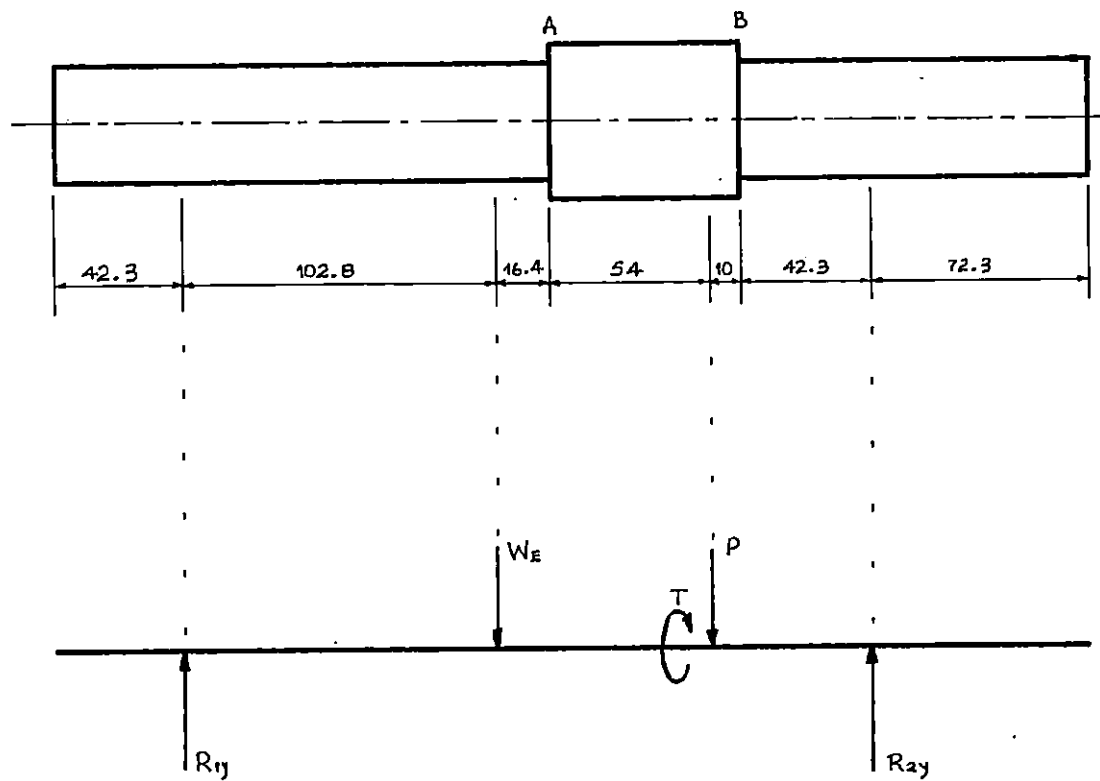
DEFINICION DE VARIABES:

R_1 y R_2 : Reacciones en los cojinetes.

W_E : Peso del embrague (ubicado aproximadamente en su centroide).

P : Tensión neta, debida a las tensiones en la banda
(la polea forma parte del embrague).

T : Torque transmitido por el motor.



cotas en mm.

Figura 36 . Esquema de las fuerzas que actúan en el eje del embrague.

$$W_E = 35 \text{ lbf} = 15.87 \text{ Kgf}$$

$$W_E = 15.87 \text{ Kgf}$$

$$T = 1263.2 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

$$P = F_1 + F_2$$

Para fajas en V se tiene:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta / [\text{sen}(\phi/2)]} \quad (65)$$

donde :

$$F_c = \frac{\rho w^2 r^2}{g} \quad (66)$$

ρ = Peso de la banda por unidad de longitud

w = Velocidad angular de la polea

r = radio de la polea

g = gravedad (980 cm/seg)

Sustituyendo en ecuación anterior y con $\rho = 1.015 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$,

medido directamente, se obtiene:

$$F_c = \frac{1.015 \times 10^{-3} (\text{kgf/cm}) (180.64 \text{ rad/seg})^2 (8.925 \text{ cm})^2}{980 \text{ cm/seg}^2}$$

$$F_c = 2.692 \text{ Kgf}$$

Sustituyendo en ecuación (65) se tiene:

$$\frac{F_1 - 2.692}{F_2 - 2.692} = e^{\frac{0.4 \times 3.1416}{\text{sen}(34/2)}} = 73.56$$

$$F_1 - 2.692 = (F_2 - 2.692) \times 73.56$$

$$F_1 - 2.692 = 73.56 F_2 - 198$$

$$F_1 - 73.56 F_2 = 2.692 - 198$$

$$F_1 - 73.56 F_2 = -195.308 \quad (67)$$

$$T = (F_1 - F_2) r$$

$$F_1 - F_2 = \frac{T}{r} = \frac{126.32}{8.925}$$

$$F_1 - F_2 = 14.15$$

$$F_1 = 14.15 + F_2$$

(68)

Sustituyendo ecuación (68) en ecuación (67) se tiene:

$$14.15 + F_2 - 73.56 F_2 = -195.308$$

$$-72.56 F_2 = -195.308 - 14.15$$

$$-72.56 F_2 = -209.46$$

$$F_2 = \frac{209.46}{72.56}$$

$$F_2 = 2.89 \text{ Kg}$$

De ecuación (68):

$$F_1 = 14.15 + F_2$$

$$F_1 = 14.15 + 2.89$$

$$F_1 = 17.04 \text{ Kgf}$$

Entonces P es igual:

$$P = 17.04 + 2.89$$

$$P = 19.93 \text{ Kgf}$$

Calculando R_{1y} y R_{2y} :

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

$$R_{1y} - W_M - P + R_{2y} = 0$$

$$R_{1y} = W_M + P - R_{2y} \quad (69)$$

$$+ \curvearrowright \Sigma M_{R_{1y}} = 0$$

$$- W_M (102.8) - P(173.2) + R_{2y} (225.5) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{15.87 \times 102.8 + 19.93 \times 173.2}{225.5}$$

$$R_{2y} = 22.54 \text{ Kgf}$$

Sustituyendo en ecuación (69) se tiene:

$$R_{1y} = 15.87 + 19.93 - 22.54$$

$$R_{1y} = 13.26 \text{ Kgf}$$

Dibujando los diagramas de cortante y momento:

$$M_{max} = 1363.13 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

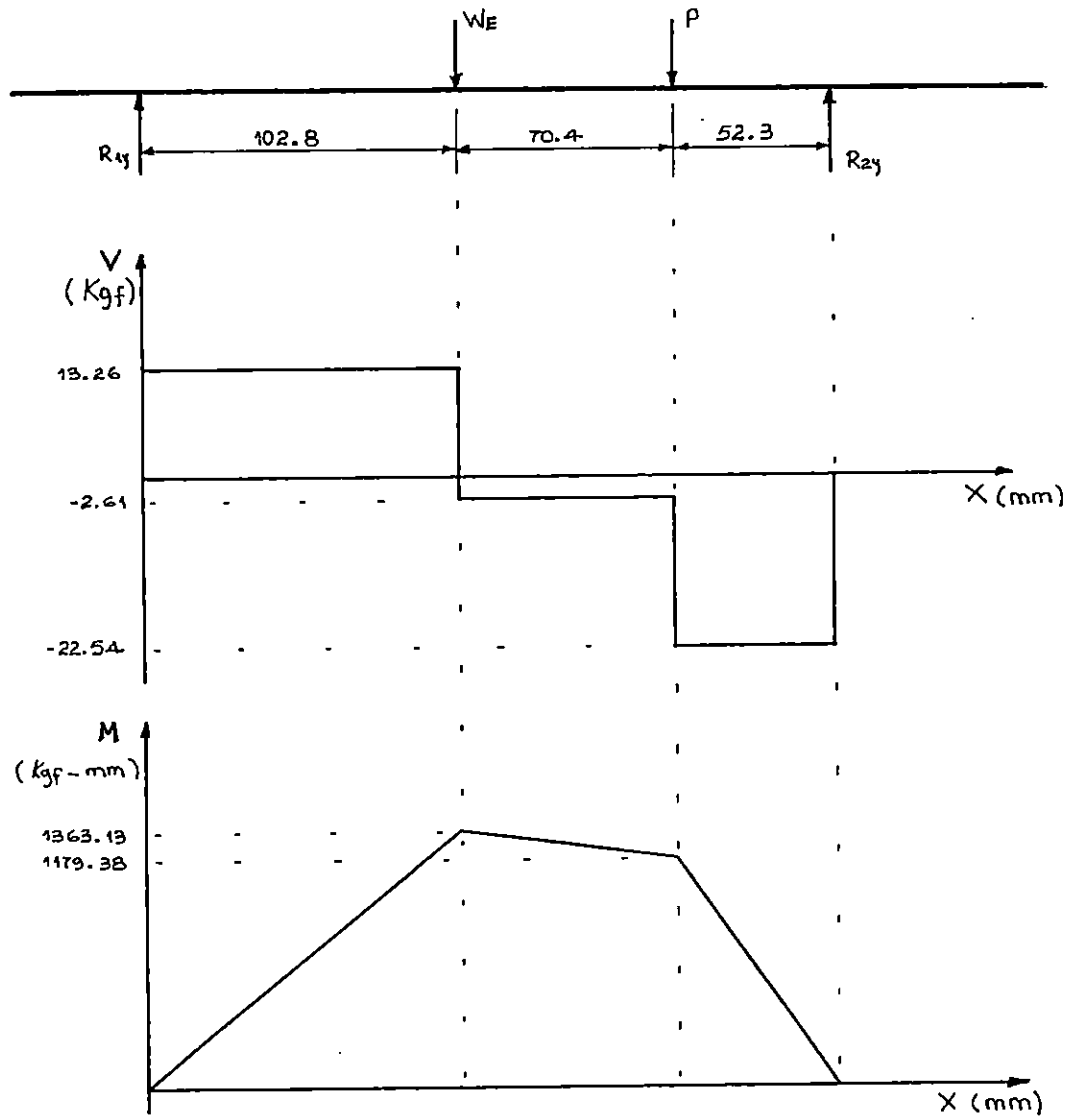


Figura 37. Diagramas de cortante y momento.

Seleccionando un acero ASSAB 7210M (AISI 3115) donde la resistencia última es en promedio 85 kgf/mm² y $S_y = 45 \text{ Kgf/mm}^2$, (Tabla B-1), La resistencia a la fatiga es:

$$S_e = C_L C_a C_s S_e' \quad (70)$$

$$S_e' = 0.5 S_u$$

$$S_e' = 0.5 \times 85$$

$$S_e' = 42.5 \text{ Kgf/mm}^2$$

De tabla B-2 se obtiene:

$$C_L = 1$$

$$C_a = 0.9$$

De figura B-2 se obtiene:

$$C_s = 0.73$$

Por tanto:

$$S_e = (1) (0.9) (0.73) (42.5)$$

$$S_e = 27.923 \text{ kgf/mm}^2$$

Entonces, el esfuerzo equivalente alternante se determinará

$$\text{mediante: } \sigma_{ea} = [\sigma_a^2 + 3\tau_a^2]^{1/2} \quad (71)$$

Y el esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{em} = \sigma_m/2 + [\tau_m^2 + (\sigma_m/2)^2]^{1/2} \quad (72)$$

Para el caso de flexión completamente invertida se tiene:

$$\sigma_{ea} = \sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (73)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32 \times 1363.13}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{13884.73}{d^3}$$

$$\sigma_{em} = \tau_M = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (73)$$

$$\sigma_{em} = \frac{16 \times 1263.2}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{em} = \frac{6433.42}{\pi d^3}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{\frac{13884.73}{d^3}}{\frac{6433.42}{d^3}}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 2.16 \quad (75)$$

Dibujando el diagrama de Goodman :

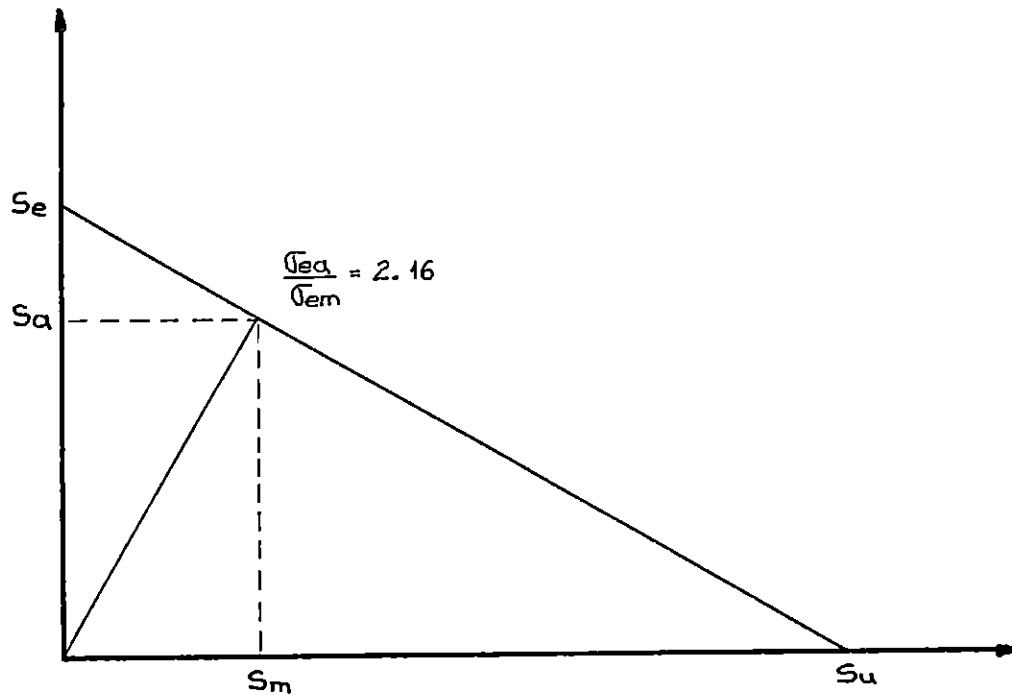


Figura 38 . Diagrama de Goodman para flexión.

Por triángulos semejantes:

$$\frac{s_e}{s_u} = \frac{s_a}{s_u - s_m} \quad (76)$$

$$s_a = \frac{s_e (s_u - s_m)}{s_u} = s_e - \frac{s_e}{s_u} s_m$$

$$s_a = s_e - \frac{s_e}{s_u} s_m \quad (77)$$

La ecuación (75) también se pueden escribir de la siguiente manera:

$$s_m = \frac{s_a}{2.16}$$

$$s_a = s_e - \frac{s_e}{s_u} \left[\frac{s_a}{2.16} \right]$$

$$s_a + \frac{s_e}{s_u} \left[\frac{s_a}{2.16} \right] = s_e$$

$$s_a \left[1 + \frac{s_e}{2.16 s_u} \right] = s_e$$

$$s_a = \frac{s_e}{1 + \frac{s_e}{2.16 s_u}}$$

$$s_a = \frac{27.923}{1 + \frac{27.923}{2.16 (85)}}$$

$$s_a = 24.24 \text{ kgf/mm}^2$$

Aplicando un factor de seguridad de 2, se tiene:

$$\frac{s_a}{2} = \sigma_{ea}$$

$$\frac{24.24}{2} = \frac{13884.73}{d^3}$$

$$d = 10.46 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro de eje de 30 mm con un hombro de 40 mm, con el fin de utilizar rodamientos normalizados.

Para determinar el radio de acuerdo del eje se necesita conocer los momentos de flexión en los puntos A y B señalados en la figura 36.

$$M_A = 1363.13 + 16.4 (2.61)$$

$$M_A = 1320.33 \text{ Kgf} - \text{mm}$$

$$M_B = 22.54 \times 42.3$$

$$M_B = 953.44 \text{ kgf} - \text{mm}$$

El momento mayor es en el punto "A", por lo tanto se analizará éste punto.

$$S_e = C_L C_D C_M S_e'$$

$$S_e = 27.923 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{ea} = \frac{32 M_A}{\pi d^3} = \frac{32 (1320.33)}{\pi (30)^3}$$

$$\sigma_{ea} = 0.5 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{em} = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16 (1263.2)}{\pi (30)^3}$$

$$\sigma_{em} = 0.24 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{0.5}{0.24}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 2.1$$

Del diagrama de Goodman se obtiene que:

$$s_a = s_e - \frac{s_e}{s_u} s_m$$

$$\frac{s_a}{s_m} = 2.1$$

$$s_a = s_e - \frac{s_e s_a}{s_u (2.1)}$$

$$s_a + \frac{s_e s_a}{s_u (2.1)} = s_e$$

$$s_a \left[1 + \frac{s_e}{s_u (2.1)} \right] = s_e$$

$$s_a = \frac{s_e}{1 + \frac{s_e}{s_u} (2.1)}$$

$$s_a = \frac{27.923}{1 + \frac{27.923}{85} (2.1)}$$

$$s_a = 24.15 \text{ kgf/mm}^2$$

Utilizando un factor de seguridad de 2:

$$\frac{s_a}{2} = k_f \sigma_{ea}$$

$$\frac{24.15}{2} = k_f (0.5)$$

$$k_f = 24.15$$

Este resultado determina que, debido al sobredimensionamiento de el diámetro del eje, cualquier valor de k_f menor que el anterior mantendrá el punto de carga dentro de la zona de esfuerzo seguro.

De figura B-1, seleccionando un valor de $k_f = 1.5$ se obtiene:

$$k_f = 1 + q C_s (k_t - 1)$$

$$\frac{k_f - 1}{q C_s} + 1 = k_t$$

$$k_t = \frac{1.5 - 1}{(0.95)} + 1$$

$$k_t = 1.72$$

De figura B-3.

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{30} = 1.33$$

De aquí se obtiene que el radio de acuerdo será:

$$\frac{r}{d} = 0.085$$

$$r = 0.085 (30)$$

$$r = 2.55 \text{ mm}$$

2.2.7 ANALISIS DEL EJE DE BIELA.

Este soportará, en uno de sus extremos, a la biela que forma parte del mecanismo biela - oscilador. En el otro extremo estará acoplado a la rueda del tornillo sinfín. En la parte intermedia estará soportado por una chumacera con rodamiento nomalizado. La longitud del eje se ha estimado, como se muestra en la figura 39, para permitir el acople de los elementos descritos anteriormente, de tal manera que sea lo más corto posible para reducir los efectos de la flexión.

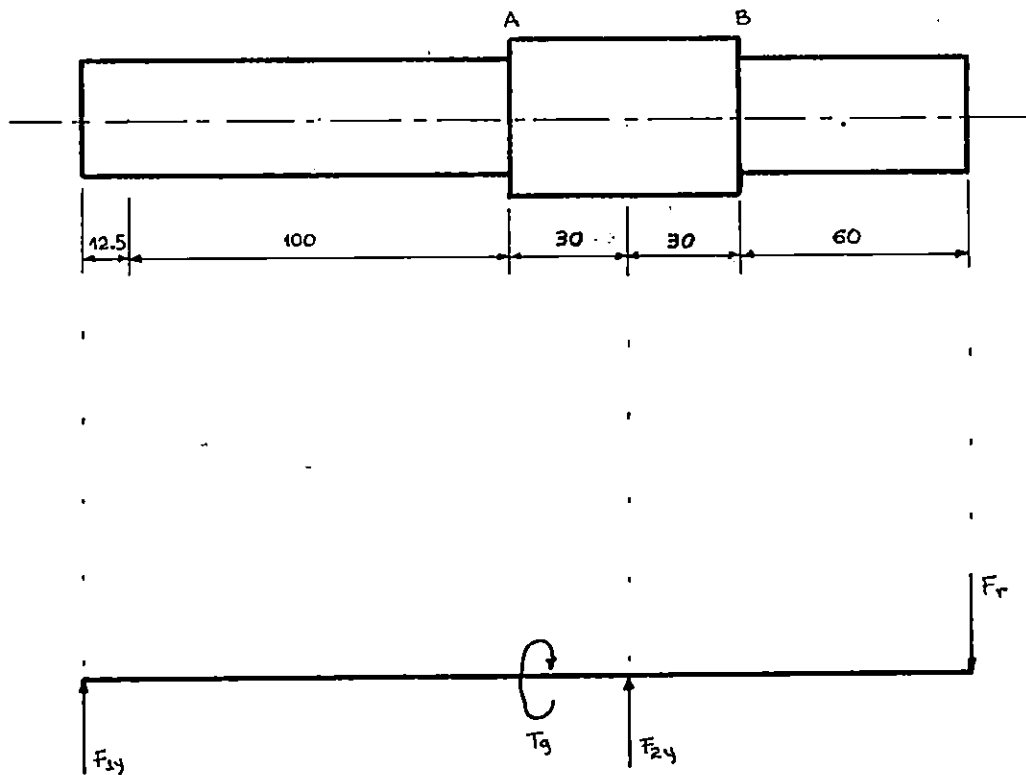
DEFINICION DE VARIABLES:

F_{1y} : Reacción debida a la rueda del tornillo sinfín.

F_{2y} : Reacción en la chumacera.

F_r : Fuerza debida a la biela.

T_g : Torque aplicado al eje por la rueda del sinfín.



cotas en mm.

Figura 39 : Esquema de fuerzas que actúan en el eje de biela.

De sección 3.2.3 se tiene que:

$$d_w = 29.25 \text{ mm}$$

$$\frac{F_{gt}}{F_{wt}} = 2.44$$

$$T_w = 1263.2 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$F_{wt} = \frac{T_w}{r_w}$$
$$F_{wt} = \frac{1263.2}{29.25/2} \text{ kgf}$$

$$F_{wt} = 86.37 \text{ kgf}$$

$$F_{gt} = (2.44)(86.37)$$

$$F_{gt} = 210.74 \text{ kgf}$$

$$d_g = 94.63 \text{ mm}$$

$$T_g = F_{gt} r_g$$

$$T_g = 210.74 \frac{94.63}{2}$$

$$T_g = 9971.16 \text{ kgf} - \text{mm}$$

De análisis de manivela (sección 3.2.2.1):

$$F_{t23} = Tg/R_2 = 9971.16 / 100$$

$$F_{t23} = 99.71 \text{ Kgf}$$

F_{r23} máxima es igual a la F_{t23} .

Dibujando los diagramas de cortante y momento:

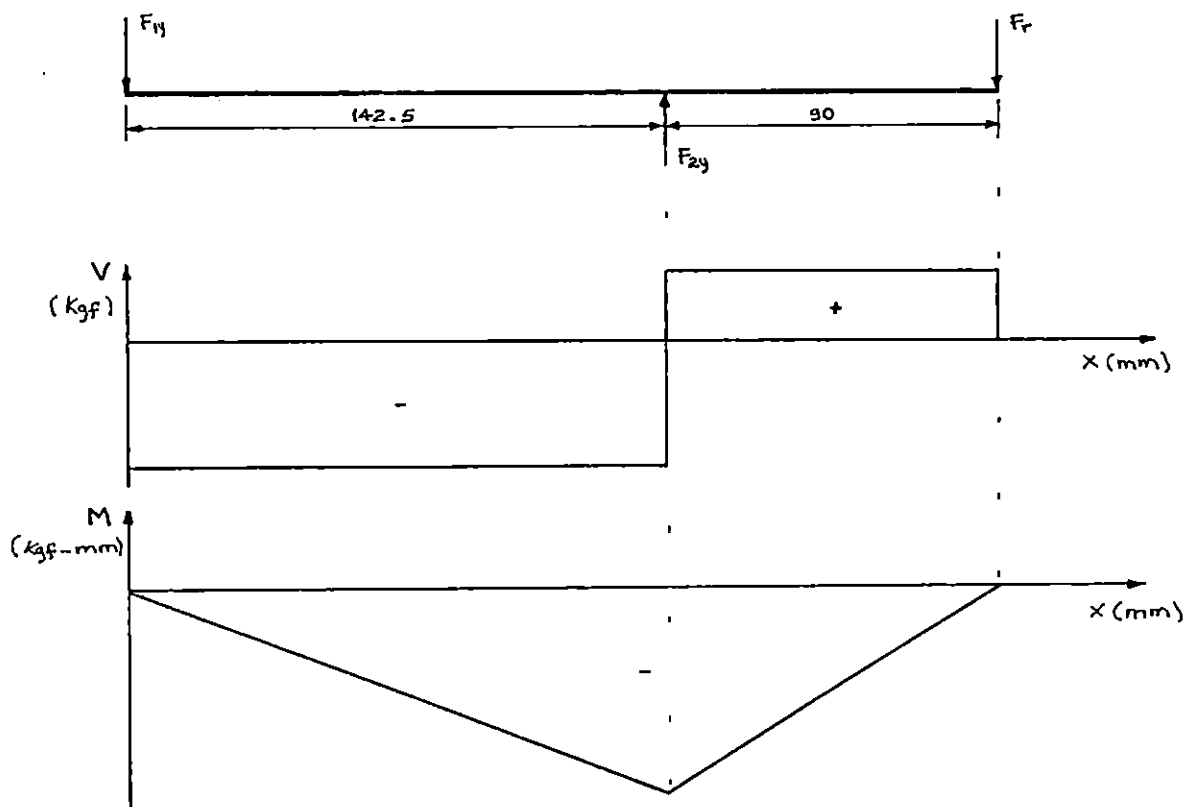


Figura 40. Diagramas de Cortante y Momento.

De referencia 17, se obtiene, la siguiente ecuación simplificada para el momento de flexión:

$$M_{\text{máx}} = \frac{F_r (90) (142.5)}{232.5} = \frac{(99.71) (90) (142.5)}{232.5}$$

$$M_{\text{máx}} = 5500.13 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

De ecuación (71), se tiene:

$$\sigma_a = \frac{32 M_{\text{máx}}}{\pi d^3} = \frac{32 (5500.13)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{56023.86}{d^3}$$

$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16 (9971.16)}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{50782.7}{d^3}$$

$$\sigma_{ea} = \sigma_a$$

$$\sigma_{em} = \tau_m$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{\frac{56023.86}{d^3}}{\frac{50782.7}{d^3}}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 1.1$$

De acuerdo al criterio de Goodman:

$$\frac{\sigma_{ea}}{s_e} + \frac{\sigma_{em}}{s_u} = 1$$

$$\frac{s_a}{s_e} + \frac{s_m}{s_u} = 1$$

$$\frac{s_a}{s_m} = 1.1$$

$$s_m = \frac{s_a}{1.1}$$

$$\frac{s_a}{s_e} + \frac{s_a}{(1.1) s_u} = 1$$

$$s_a \left[\frac{1}{s_e} + \frac{1}{1.1 s_u} \right] = 1$$

$$s_a = \frac{1}{1/s_e + 1/1.1 s_u} = \frac{1}{\frac{1}{27.923} + \frac{1}{1.1 (85)}}$$

$$s_a = 21.5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2:

$$\frac{s_a}{2} = \sigma_{ea}$$

$$\frac{21.5}{2} = \frac{56023.86}{d^3}$$

$$d = 17.34 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro de eje de 30 mm con un hombro de 40 mm, con el fin de utilizar rodamientos normalizados.

Para determinar el radio de acuerdo del eje se analizarán los puntos A y B señalados en la figura 39.

$$M_A = \frac{- F_r (90) (112.5)}{232.5} = \frac{- 99.71 (90)(112.5)}{232.5}$$

$$M_A = - 4342.21 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$M_B = Fr(172.5-232.5-90) = 99.71 (172.5 - 232.5 - 90)$$

$$M_B = - 14956.5 \text{ kgf} - \text{mm}$$

En el punto B se dá el momento mayor.

$$\sigma_{ea} = \frac{32 M_B}{\pi d^3} = \frac{32 (14956.5)}{\pi (30)^3}$$

$$\sigma_{ea} = 5.642 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{em} = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16 (9971.16)}{\pi (30)^3}$$

$$\sigma_{em} = 1.88 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = \frac{5.642}{1.88}$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} = 3$$

$$s_a = \frac{1}{\frac{1}{s_e} + \frac{1}{3 s_u}} = \frac{1}{\frac{1}{27.923} + \frac{1}{3 (85)}}$$

$$s_a = 25.17 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Con un factor de seguridad de 2:

$$\frac{s_a}{2} = k_f \sigma_{ea}$$

$$k_f = \frac{s_a}{\sigma_{ea} (2)} = \frac{25.17}{(2) (5.642)}$$

$$k_f = 2.23$$

Al seleccionar un valor de k_f de 1.5

de sección anterior se obtiene que:

$$r = 2.55 \text{ mm}$$

3.2.8 ANALISIS DEL MECANISMO BIELA - OSCILADOR.

Este mecanismo consta de tres elementos: El primero ha sido nombrado como biela y es el elemento acoplado a un eje (sección

3.2.7), que puede girar 360 grados. Por la función que desempeña estará sometida a esfuerzos axiales y flexionantes, por lo que más adelante se hará un análisis en base a estos dos tipos de esfuerzos. El segundo, nombrado como eslabón conectado, está acoplado a la biela de tal forma que el movimiento rotacional lo convierte en movimiento lineal (aproximadamente). Los esfuerzos en este eslabón se consideran totalmente axiales. El tercero es el oscilador, acoplado al eslabón, produce el movimiento oscilante de salida al cual estará sometida la probeta. Se presume que este elemento estará sometido a esfuerzos axiales y flexionantes; sin embargo, más adelante se hará un análisis detallado sobre esto.

En las secciones siguientes se analizan estos elementos .

3.2.8.1 DISEÑO DE LA BIELA.

Para reducir la fricción en el acople de la biela y el eslabón se utilizarán rodamientos normalizados; conectados a través de un pín o pasador, para lo cual se necesita conocer el diámetro de éste. Al analizar la función del pasador se determina que estará bajo esfuerzos cortantes transversales, debido a su corta longitud, como se muestra en la figura 41.

Analizando el pasador (carga cortante transversal) para determinar su diámetro:

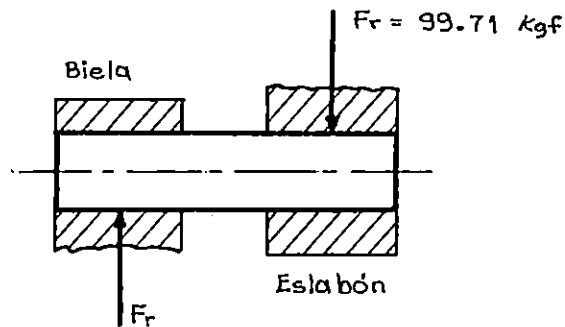


Figura 41. Esquema de fuerzas en el pasador.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{(99.71)(4)}{\pi d^2}$$

$$\tau = \frac{126.95}{d^2}$$

$$S_e = C_L C_D C_S S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_u$$

Para un acero AISI 1045:

$$S_u = 60 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (Tabla B-1)}$$

$$S_e' = 0.5(60)$$

$$S_e' = 30 \text{ Kg/mm}^2$$

De Tabla B-2: $C_L = 1$, $C_D = 0.9$

De Figura B-2: $C_S = 0.77$

$$S_e = (1)(0.9)(0.77)(30)$$

$$S_e = 20.79 \text{ Kgf/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente debido a cortante transversal completamente invertido es (ecuación 71):

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

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3} \left(\frac{126.95}{d^2} \right)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{219.88}{d^2}$$

Aplicando Goodman para carga completamente invertida:

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

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

Utilizando un F.S. de 2 :

$$\frac{219.88}{d^2} = \frac{20.79}{2}$$

$$d = 4.6 \text{ mm}$$

Al consultar catálogos de rodamientos normalizados se escoge uno con un diámetro interno de 10 mm y diámetro externo de 26 mm, por lo tanto el diámetro del pasador será de 10 mm.

Anteriormente se dijo que la biela estará sometida a esfuerzos axiales y flexionantes, por lo tanto se hará un

análisis para cada uno de esos estados de esfuerzos.

ANALISIS POR CARGA AXIAL.

Considerando entonces que la biela estará sujeta a una carga axial máxima de 99.71 Kgf, y con un agujero definido por el diámetro externo del rodamiento ($d = 26$ mm) se tiene:

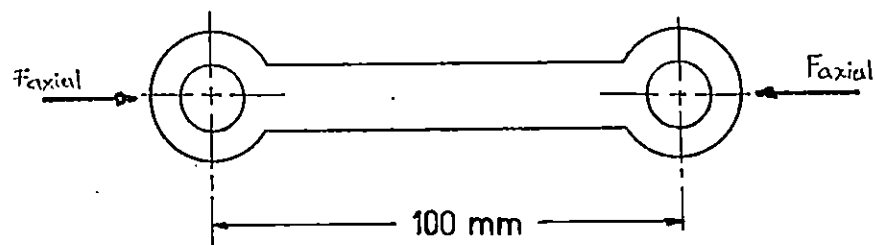


Figura 42. Esquema de biela cargada axialmente.

Calculando el Esfuerzo (σ):

$$\sigma = \frac{F_{axial}}{A}$$

$$A = (h - d)t$$

donde: h : Ancho de la biela

d : Diámetro del agujero ($d = 26$ mm)

t : Espesor de la biela

$$\sigma = \frac{F_{axial}}{(h - d)t}$$

$$\sigma = \frac{99.71}{(h - 26)t} \quad (78)$$

La resistencia a la fatiga es:

$$S_e = C_L C_D C_A (S_e')$$

$$S_e' = 0.5 S_u$$

Para acero AISI 1020 :

$$S_u = 34.5 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ (tabla B-1)}$$

$$S_e' = 0.5 \times 34.5$$

$$S_e' = 17.25 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Tabla B-2:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 0.9$$

De Figura B-2:

$$C_A = 0.8$$

$$S_e = C_L C_D C_A (S_e')$$

$$S_e = 1 \times 0.9 \times 0.8 \times 17.25$$

$$S_e = 12.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

Aplicando Goodman con un factor de seguridad de 2:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_e} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n} \quad \sigma_{em} = 0 \text{ por ser completamente invertido.}$$

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

$$\sigma_{ea} = \frac{12.42}{2}$$

$$\sigma_{ea} = 6.21 \text{ Kgf/mm}^2$$

Igualando σ_{ea} a Ec. (78) se tiene:

$$6.21 = \frac{99.71}{(h - 26)t}$$

$$(h - 26)t = \frac{99.71}{6.21}$$

$$(h - 26)t = 16.06$$

Para el cuerpo de la biela se ha seleccionado placa 1020 con un espesor de 12.7 mm, por lo tanto, $t = 12.7$ mm.

$$(h - 26) = \frac{16.06}{t}$$

$$h = \frac{16.06}{12.7} + 26$$

$$h = 27.26 \text{ mm}$$

De acuerdo a las demás dimensiones de la pieza y sin perder de vista la estética se asumirá $h = 36$ mm.

Seleccionando, entonces:

$$h = 36 \text{ mm}$$

$$d = 26 \text{ mm}$$

$$t = 12.7 \text{ mm}$$

Sustituyendo en ecuación (78) se tiene:

$$\sigma = \frac{99.71}{(36 - 26)12.7}$$

$$\sigma = 0.785 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Goodman:

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

$$K_e \sigma_{ea} = 6.21$$

$$\text{Con } \sigma_{ea} = \sigma = 0.785 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$K_e = \frac{6.21}{0.785}$$

$$K_e = 7.91$$

Con K_e se encuentra K_t :

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

$$\frac{K_e - 1}{q C_s} = K_t - 1$$

$$K_t = \frac{K_e - 1}{q C_s} + 1$$

Los dos lugares, en la biela, donde puede existir concentración de esfuerzos son el agujero y el hombro. Por lo que se analizará cada uno de estos puntos.

Analizando el agujero de la biela:

$$\text{Con } r = 13 \text{ mm}$$

De Figura B-4:

$$q = 1$$

$$K_t = \frac{7.91 - 1}{1(0.8)} + 1$$

$$K_t = 9.64$$

De Figura B-5:

Se obtiene que con las dimensiones seleccionadas de la biela $K_e = 2.2$ y calculando, $K_e = 1.96$.

En conclusión, con las dimensiones seleccionadas anteriormente la biela se encuentra en un estado de esfuerzo seguro.

Analizando el hombro de la biela:

De Figura B-6:

Para un radio de acuerdo (r) de 2.5 mm y un ancho del cuerpo de la biela (d) de 26 mm.

$$\text{Se tiene } K_e = 2.0$$

$$K_e = 1.8$$

$$\sigma = \frac{F}{dt} = \frac{99.71}{26 \times 12.7}$$

$$\sigma = 0.3 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por tanto el esfuerzo no es significativo, entonces con las dimensiones de la biela seleccionadas anteriormente; ésta se encuentra todavía en un estado de esfuerzo seguro.

ANALISIS POR FLEXION.

$$\sigma = \frac{M}{I/C} = \frac{6 M}{(h - d)t^2}$$

donde:

h: Ancho de la biela.

d: Diámetro del agujero.

t: Espesor de la placa.

Al evaluar para las dimensiones seleccionadas anteriormente se llega a obtener que la biela falla, por lo que se modificará el espesor de la misma:

$$h = 36 \text{ mm}$$

$$d = 26 \text{ mm}$$

$$t = 25.4 \text{ mm}$$

El esfuerzo flexionante será:

$$\sigma = \frac{6 F_t r_2}{(h - d)t^2}$$

Donde:

F_t = Fuerza flexionante

r_2 = longitud de la biela

$$\sigma = \frac{6 \times 99.71 \times 100}{(36 - 26)(25.4)^2}$$

$$\sigma = 9.27 \text{ Kgf/mm}^2$$

Calculando S_e :

$$S_e = C_L C_D C_A S_e'$$

De Tabla B-2:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 1$$

De Figura B-2:

$$C_B = 0.73$$

Utilizando un acero AISI 3115

$$S_e = (1)(1)(0.73)(0.5 \times 85)$$

$$S_e = 31.025 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Figura B-5 se obtiene:

$$K_t = 2.9$$

$$K_s = 1 + q C_B (K_t - 1)$$

$$K_s = 1 + (1)(0.73)(2.9 - 1)$$

$$K_s = 2.387$$

$$K_s \sigma_{ea} = 2.387(8.36)$$

$$K_s \sigma_{ea} = 19.960$$

Aplicando Goodman:

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

$$n = \frac{S_e}{K_s \sigma_{ea}} = \frac{31.025}{19.960}$$

$$n = 1.55$$

Se utilizará un acero AISI 3115 con las dimensiones seleccionadas anteriormente:

$$h = 36 \text{ mm}$$

$$d = 26 \text{ mm}$$

$$t = 25.4 \text{ mm}$$

Cuerpo de la biela con un espesor de 12.7 mm y 26 mm de ancho.

3.2.8.2 DISEÑO DEL ESLABON.

La longitud L, del eslabón, debe ser variable para obtener varios ángulos de salida del oscilador.

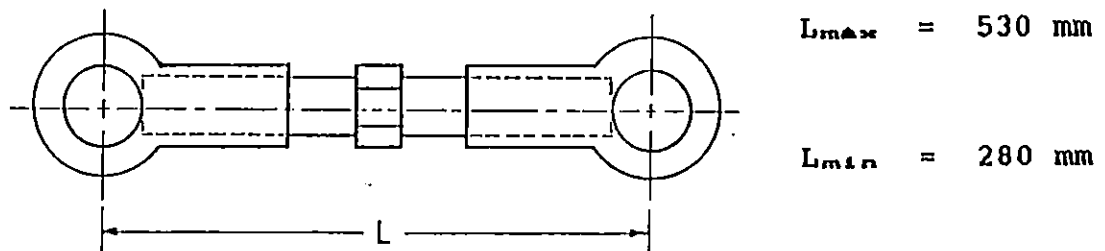


Figura 43. Esquema del eslabón conector.

El eslabón estará sometido a carga axial completamente invertida.

$$F_{22} = 99.71 \text{ KgF.}$$

$$\sigma = \frac{F_{axial}}{A} = \frac{F_{22}}{A}$$

$$A = (h - d)t$$

Donde h, d y t quedan definidos en figura B-5.

$$\sigma_{ea} = \frac{99.71}{(h - d)t} = \frac{99.71}{(h - 26)t}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{99.71}{(h - 26)t} \quad (79)$$

Calculando Se:

$$Se = C_L C_D C_B Se'$$

Para acero AISI 1020:

$$Se = 12.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

Aplicando Goodman:

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

Se asume un factor de seguridad $n = 2$

$$\sigma_{ea} = \frac{Se}{n} = \frac{12.42}{2}$$

$$\sigma_{ea} = 6.21 \text{ Kgf/mm}^2$$

Sustituyendo en Ec. (79):

$$\frac{6.21}{99.71} = \frac{1}{(h - 26)t}$$

Asumiendo un $t = 38 \text{ mm}$ (debido a las dimensiones de la pieza):

$$\frac{99.71}{6.21} = (h - 26)t$$

$$h = \left(\frac{99.71}{6.21 \times t} \right) + 26$$

$$h = \frac{99.71}{6.21 \times 38} + 26$$

$$h = 26.42 \text{ mm}$$

Esta dimensión es casi igual al diámetro del agujero, para ser más conservadora $h = 40 \text{ mm}$.

Seleccionando:

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$d = 26 \text{ mm}$$

$$t = 38 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ea} = \frac{99.71}{(40 - 26)38}$$

$$\sigma_{ea} = 0.19 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Goodman se obtiene, con un factor de seguridad $n = 2$:

$$K_e \sigma_{ea} = \frac{Se}{n}$$

$$K_e = \frac{Se}{(\sigma_{ea})n} = \frac{12.42}{0.19 \times 2}$$

$$K_e = 32.68$$

De Figura B-5:

$$K_e = 2.3$$

$$K_z = 1 + q C_s (K_e - 1)$$

$$K_z = 1 + (1)(0.8)(2.3 - 1)$$

$$K_z = 2.04$$

En conclusión las dimensiones seleccionadas anteriormente son las adecuadas.

$$h = 40 \text{ mm}$$

$$d = 26 \text{ mm}$$

$$t = 38 \text{ mm}$$

Cuerpo del eslabón con un diámetro de 30 mm.

El tornillo tendrá las dimensiones de:

$$3/4" \times 10\text{NC} \times 28 \text{ cm}$$

3.2.8.3 ANALISIS DEL OSCILADOR.

La longitud L , del oscilador, debe ser variable, ya que regularla junto con la del eslabón se obtiene el ángulo de oscilación que se necesite.

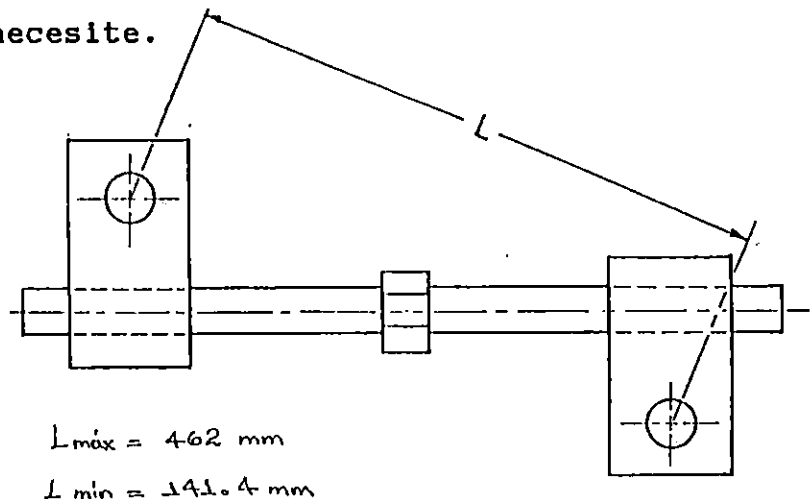


Figura 44. Esquema del oscilador.

De la geometría del sistema (figura 44) puede observarse que la fuerza de 99.71 Kgf puede descomponerse en una fuerza axial al tornillo y una fuerza tangencial. La componente tangencial no encuentra oposición al mover el tornillo por lo que no induce grandes esfuerzos en él. La componente axial es la que regirá el diseño ya que ésta es prácticamente la que produce el movimiento de oscilación. Esta componente axial es desconocida, pero siempre será menor que 99.71 Kgf. Para un diseño preliminar se utilizará una magnitud de fuerza axial de 98.71 Kgf para calcular los esfuerzos producidos en el oscilador.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 F}{\pi D^2} \quad (80)$$

Utilizando un acero AISI 1020

$$S_e = C_L C_D C_B S_e'$$

De Tabla B-2:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 0.9 \quad (\text{debido a que se desconoce el diámetro del tornillo})$$

De Figura B-2:

$$C_B = 0.8$$

$$S_e' = 17.25 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (\text{encontrado anteriormente})$$

$$S_e = (1)(0.9)(0.8)(17.25)$$

$$S_e = 12.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por Goodman (esfuerzos completamente invertidos):

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

Asumiendo un factor de seguridad de $n = 2$

$$\sigma_{ea} = \frac{Se}{n} = \frac{12.42}{2}$$

$$\sigma_{ea} = 6.21 \text{ Kgf/mm}^2$$

Igualando en Ec. (80) se tiene:

$$D^2 = \frac{4 F_{axial}}{\pi \sigma_{ea}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 99.71}{\pi \times 6.21}}$$

$$D = 4.52 \text{ mm}$$

Se necesita una longitud del tornillo de 576 mm, por lo que éste diámetro no es adecuado, así que se utiliza uno de ϕ 3/4" x 10 NC.

DIMENSIONAMIENTO DE LOS SOPORTES DEL OSCILADOR:

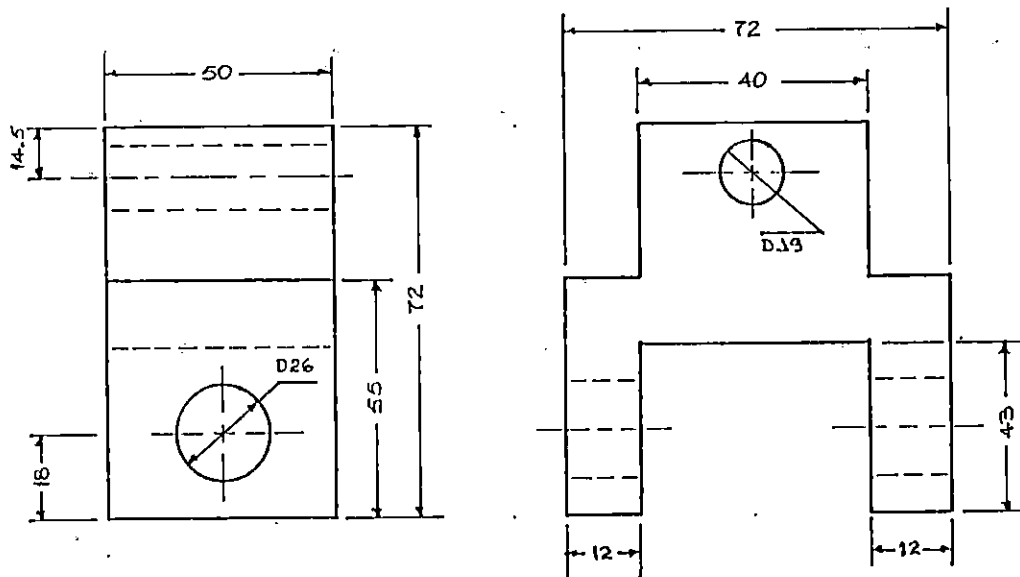


Figura 45 . Esquema del soporte del oscilador conectado al eslabón.(cotas en mm)

ANALISIS DEL SOPORTE POR CARGA AXIAL.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{(h - d)t}$$

Donde h, d y t quedan definidas como en la figura B-5.

Se utilizará la fuerza de 99.71 Kgf

$$\sigma = \frac{99.71}{(50 - 26)12}$$

$$\sigma = 0.346 \text{ Kgf/mm}^2$$

Anteriormente se ha estimado que para acero AISI 1020:

$$S_e = 12.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Figura B-5 se obtiene:

$$K_t = 2.4$$

$$K_x = .1 + q C_B (K_t - 1) \\ = 1 + (1)(0.8)(2.4 - 1)$$

$$K_x = 2.12$$

$$K_x \sigma = 2.12 (0.346)$$

$$K_x \sigma = 0.734 \text{ Kgf/mm}^2$$

Aplicar Goodman (Esfuerzos completamente invertidos):

$$n = \frac{S_e}{K_x \sigma} = \frac{12.42}{0.734}$$

$$n = 16.92$$

Por lo que la pieza está en estado de esfuerzo seguro.

ANALISIS DEL SOPORTE POR FLEXION.

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{6 M}{(h - d)t^2}$$

$$M = \frac{99.71 (39.525)}{2} = 1970.52 \text{ Kgf-mm}$$

$$\sigma = \frac{6(1970.52)}{(50 - 26)(12^2)} = 3.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Figura B-5 se tiene:

$$K_t = 2.9$$

De Tabla B-2:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 1$$

De Figura B-2 para acero AISI 1020:

$$C_a = 0.8$$

$$S_e = 0.8(17.25) = 13.8 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$K_e = 1 + q C_a (K_e - 1) \\ = 1 + (1)(0.8)(2.9 - 1)$$

$$K_e = 2.52$$

$$K_{\pm\sigma} = 2.52(3.42) = 8.62 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Goodman:

$$n = \frac{13.8}{8.62} = 1.6$$

La pieza se encuentra en estado de esfuerzo seguro.

Se supondrá que el segundo soporte es una biela sometida a carga de flexión.

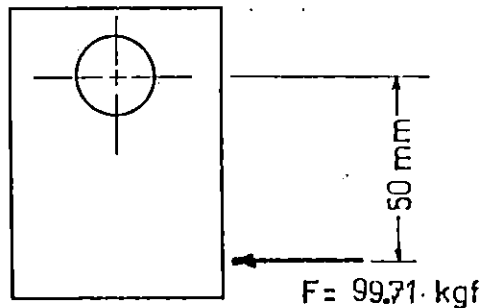


Figura 46 . Esquema del soporte del oscilador conectada al eje de la mordaza.

$$M_D = 99.71 \times 50$$

$$M_D = 4985.5 \text{ Kgf-mm}$$

$$\sigma = \frac{M}{I/C} = \frac{6 M}{(h - d)t^2} \quad (81)$$

CALCULANDO EL DIAMETRO DEL EJE DE LA MORDAZA MOVIL (SOMETIDA A TORSION COMPLETAMENTE INVERTIDA).

$$\tau = \frac{T}{J/C} = \frac{16 T}{\pi D^3}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau}} \quad (82)$$

Se utilizará un acero AISI 3115:

$$S_e' = 0.5 \times 85$$

$$S_e' = 42.5 \text{ Kgf/mm}$$

De Tabla B-2 se tiene que:

$$C_L = 0.58$$

$$C_D = 0.90$$

De Figura B-2:

$$C_B = 0.73$$

$$S_{se} = C_L C_D C_B S_e'$$

$$S_{se} = (0.58)(0.9)(0.73)(42.5)$$

$$S_{se} = 16.195 \text{ Kgf/mm}^2$$

Asumiendo un factor de seguridad de 2 y aplicando Goodman:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_{se}} + \frac{\sigma_{em}}{S_{su}} = \frac{1}{n}$$

$\sigma_{em} = 0$, entonces:

$$\sigma_{ea} = \frac{S_{ae}}{n} = \frac{16.195}{2}$$

$$\sigma_{ea} = 8.08 \text{ Kgf/mm}^2$$

Igualando $\sigma_{ea} = \sqrt{3} * \tau$ (ecuación 71) y sustituyendo en

Ec.(82), se encuentra D:

$$D = \left\{ \frac{16 \times 4985.5}{\pi \times 8.08 / \sqrt{3}} \right\}^{1/3}$$

$$D = 17.6 \text{ mm}$$

Se selecciona un diámetro del eje de 30 mm, con el fin de utilizar rodamientos normalizados.

$$\tau = \frac{16 T}{\pi D^3} = \frac{16 \times 4985.5}{\pi \times (30)^3}$$

$$\tau = 0.94 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Goodman:

$$K_s \sigma_{ea} = \frac{S_{ae}}{n}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3} * \tau = \sqrt{3}(0.94) = 1.63 \text{ Kgf/mm}^2$$

En ecuación anterior:

$$K_s = \frac{S_{ae}}{n \sigma_{ea}}$$

$$K_s = \frac{16.195}{2(1.63)}$$

$$K_s = 4.97$$

De Figura B-1:

$$K_2 = 1.6$$

Con el diámetro seleccionado, el eje se encuentra en estado de esfuerzo seguro.

Sustituyendo el diámetro del eje en Ec. (81) se tiene:

$$\sigma = \frac{6 \times 4985.5}{(h - 30)t^2}$$

$$\sigma = \frac{29913}{(h - 30)t^2}$$

Asumiendo un espesor del soporte de 40 mm.

$$\sigma = \frac{29913}{(h - 30)(40)^2} \quad (83)$$

Calculando: $Se = C_L C_D C_A Se'$

Para acero AISI 1020:

$$Se' = 17.25 \text{ Kgf/mm}^2$$

De Tabla B-2:

$$C_L = 1$$

$$C_D = 0.9$$

De Figura B-2:

$$C_A = 0.8$$

$$Se = (1)(0.9)(0.8)(17.25)$$

$$Se = 12.42 \text{ Kgf/mm}^2$$

Aplicando Goodman y factor de seguridad igual a 2:

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

$$\sigma_{ea} = \frac{Se}{n} = \frac{12.42}{2}$$

$$\sigma_{ea} = 6.21 \text{ Kgf/mm}^2$$

Sustituyendo en Ecuación (83) se tiene:

$$h - 30 = \frac{29913}{(6.21)(40)^2}$$

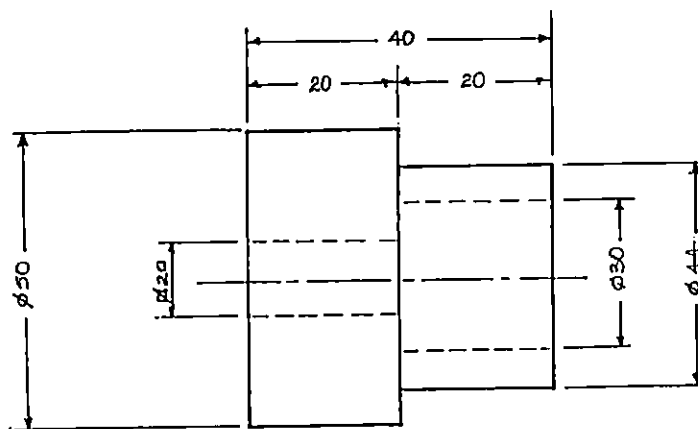
$$h = \frac{29913}{(6.21)(40)^2} + 30$$

$$\tilde{h} = 33.0 \text{ mm}$$

Seleccionando entonces:

$$h = 40 \text{ mm.}$$

3.2.9 ANALISIS DE LA MORDAZA MOVIL.



Cotas en mm

Figura 47. Esquema de mordaza móvil.

La forma de la mordaza y las dimensiones de ella se han seleccionado según se muestra en la figura anterior.

Encontrando el diámetro equivalente del agujero cuadrado:

$$d_e = 0.808 (hb)^{1/2} \dots\dots /17/$$

$$d_e = 0.80 (20 \times 20)^{1/2}$$

$$d_e = 16.16 \text{ mm}$$

Al comparar éste valor con el agujero de 30 mm y la geometría de la pieza puede observarse que la falla puede presentarse en el agujero de 30 mm o en el hombro de la pieza.

Seleccionando un acero AISI D-2 por su alta resistencia al desgaste superficial.

De tabla B-1 se tiene:

$$S_u = 75 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$BHN = 210$$

$$S_{ae} = C_L C_D C_S S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_u$$

$$S_e' = 0.5(75)$$

$$S_e' = 37.5 \text{ Kgf/mm}^2$$

De tabla B-2 se obtiene:

$$C_L = 0.58$$

$$C_D = 0.9$$

De Figura B-2:

$$C_B = 0.75$$

$$S_{se} = 0.58(0.9)(0.75)(37.5 \text{ Kgf/mm}^2)$$

$$S_{se} = 14.7 \text{ Kgf/mm}^2$$

Análisis para el cilindro con agujero de 30 mm. Calculando el esfuerzo, de tabla B-3 se obtienen:

$$\tau = \frac{T D}{2 J_{net}}$$

$$J_{net} = \frac{\pi A(D^4 - d^4)}{32}$$

$$\frac{d}{D} = \frac{30}{44} = 0.68$$

$$\frac{a}{D} = \frac{9.525}{44} = 0.22$$

Interpolando los datos:

$$\frac{d}{D} = 0.6$$

$\frac{a}{D}$	A	Kts
0.20	0.85	1.70
0.22	A	Kts
0.25	0.81	1.72

$$A = 0.834$$

$$Kts = 1.708$$

$$\frac{d}{D} = 0.8$$

$\frac{a}{D}$	A	Kts
0.20	0.86	1.79
0.22	A	Kts
0.25	0.82	1.86

$$A = 0.844$$

$$Kts = 1.818$$

$\frac{d}{D}$	A	Kts
0.6	0.834	1.708
0.68	A	Kts
0.8	0.844	1.818

$$A = 0.838$$

$$Kts = 1.752$$

$$J_{net} = \frac{\pi(0.838)(44^2 - 30^4)}{32}$$

$$J_{net} = 241718.503 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{4985.5 (44)}{2(241718.503)}$$

$$\tau = 0.45 \text{ Kgf/mm}^2$$

Debido a que el esfuerzo es a torsión completamente invertido se tiene de ecuación (71):

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3} * \tau$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{3}(0.45)$$

$$\sigma_{ea} = 0.78 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$K_{\pm S} = 1 + q C_B (Kts - 1)$$

$$q = 1 \dots\dots \text{Figura B-4}$$

$$K_{fs} = 1.6$$

Aplicando Goodman:

$$\frac{K_{\pm S} \sigma_{ea}}{S_{ae}} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{S_{ae}}{K_{eS} \sigma_{ea}}$$

$$n = \frac{14.7}{1.6(0.78)}$$

$$n = 11.78$$

Por lo que la pieza se encuentra en estado de esfuerzo seguro.

Análisis en el hombro de la pieza.

Se estima un radio de acuerdo de 2.5 mm, por lo cual:

$$q = 0.98 \quad \dots \text{Figura B-4}$$

De figura B-3 con:

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{44} = 1.4$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2.5}{44} = 0.06$$

Se obtiene:

$$K_{eS} = 1.5$$

$$K_{eS} = 1 + 0.98(0.75)(1.5 - 1)$$

$$K_{eS} = 1.37$$

Aplicando Goodman:

$$n = \frac{S_{ae}}{1.37(0.78)}$$

$$n = \frac{14.7}{1.37(0.78)}$$

$$n = 13.76$$

Por lo tanto, la pieza, también se encuentra en estado de esfuerzo seguro.

3.2.10 ANALISIS DE LA MORDAZA FIJA.

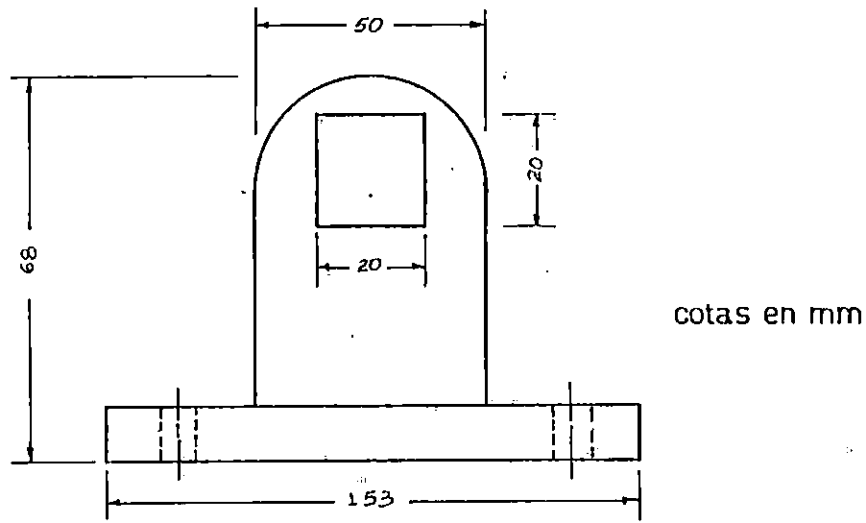


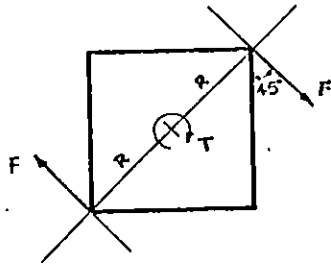
Figura 48. Esquema de mordaza fija.

Seleccionando un Acero AISI D-2:

$S_{se} = 14.7 \text{ Kgf/mm}^2$ igual que para la mordaza anterior.

CALCULANDO EL ESFUERZO:

De la geometría de la pieza y por la forma en que se transmite el esfuerzo, se observa que las caras del agujero estarán sometidas a una deformación por aplastamiento, en otras palabras, estarán sometidas a compresión. Los puntos críticos, por tanto, al transformar el torque en una cupla de fuerzas en dichos puntos:



$$T = 4985.5 \text{ Kgf-mm}$$

$$T = 2 FR$$

$$F = T/2R$$

$$2R = \{20^2 + 20^2\}^{1/2}$$

$$= 28.28 \text{ mm}$$

$$F = \frac{4985.5}{28.28}$$

$$F = 176.3 \text{ Kgf}$$

La componente normal a la cara del cuadro es:

$$F_n = F \text{ Sen } 45^\circ$$

$$F_n = 124.7 \text{ Kgf}$$

Suponiendo que ésta fuerza es distribuida en un área ideal de contacto que comprende sólo la mitad de la cara del cuadrado y que debido a como actúa puede decirse que va desde un valor cero a uno máximo igual a F_n .

$$\sigma = \frac{F_n}{A}$$

$$\sigma = \frac{F_n}{10E}$$

Donde: E = espesor de la pieza

Asumiendo un factor de seguridad a 2 y aplicando Goodman, se tiene:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{F_n}{10E}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma \left(\frac{1}{S_e} + \frac{1}{S_u} \right) = \frac{1}{n}$$

$$\sigma = \frac{1}{n(1/S_e + 1/S_u)}$$

$$\sigma = \frac{1}{2(1/(14.7) + 1/75)}$$

$$\sigma = 6.15 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\frac{Fn}{10E} = 6.15$$

$$E = \frac{Fn}{10(6.15)}$$

$$E = \frac{124.7}{10(6.15)}$$

$$E = 2.0 \text{ mm}$$

Seleccionandose un espesor de 15 mm para garantizar la adecuada sujeción de la probeta, mediante un prisionero y así evitar el deslizamiento axial.

CAPITULO CUATRO:

PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS

4.0 PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.

4.1 INTRODUCCION.

El problema de la transmisión de información, para propósitos de ingeniería, es que los datos no son de valor mientras no se les ha dado una forma que pueda fácilmente entenderse y utilizarse. La forma particular en que los datos deben ser recopilados y la extensión de su interpretación obviamente dependerán del auditorio previsto.

El empleo de la Estadística en el diseño mecánico proporciona un método de estudio de las características que poseen variabilidad. Los métodos estadísticos se utilizan con el fin de que puedan expresarse en términos numéricos, conceptos como la confiabilidad y la duración de una pieza o elemento. En la actualidad, cuando suelen presentarse demandas judiciales acerca de la calidad y seguridad de uso de un producto, ya no es satisfactorio asegurar que se espera que un cierto objeto tenga una duración prolongada y libre de desperfectos sino que es necesario disponer de un medio para representar en forma numérica los conceptos de duración y confiabilidad de un producto manufacturado.

Debido a la variación en las propiedades de los materiales, la preparación de las probetas, las condiciones de ensayos, etc., es de esperarse alguna dispersión en todos los resultados

de ensayos para determinación de las propiedades de los materiales, aun en condiciones supuestamente idénticas. Los resultados de ensayos de fatiga son particularmente susceptibles de dispersión puesto que las grietas por fatiga se pueden iniciar a partir de defectos muy pequeños. Por tanto, el uso de resultados de ensayos de fatiga se debe basar en un análisis estadístico de los datos.

4.2 ANALISIS Y PRESENTACION DE LOS DATOS.

En las pruebas de fatiga, generalmente se ensayan varias probetas en condiciones supuestamente idénticas en cada uno de los intervalos de esfuerzo analizados. Cada resultado se denomina una muestra individual x_i de la población total ensayada en un determinado nivel de esfuerzo. Idealmente, todos los valores deberían ser idénticos entre sí iguales al valor "verdadero". Sin embargo, las cosas no suceden así.

4.2.1 AGRUPAMIENTO DE LOS DATOS.

El primero paso de un análisis involucra el agrupamiento de los datos. Cuando el momento de ocurrencia es importante, ocasionalmente se usa una secuencia cronológica y los datos se presentan en forma de serie de tiempo.

Algunos datos pueden requerir agrupamiento geográfico, pero

el agrupamiento de la mayoría de los datos en el ensaye de materiales se rige por la magnitud. El arreglo simétrico de los datos de acuerdo con la magnitud resulta en lo que se conoce técnicamente como distribución de frecuencias, Ocasionalmente la última serie se considera como dividida en dos tipos, uno consistente en n mediciones de una característica dada de n piezas diferentes y el otro de n mediciones de una característica dada de una sola pieza. Un ejemplo del primer tipo es alguna cualidad del material mismo, tal como la resistencia a la tensión del alambre de una bobina determinada; el segundo, alguna estadística de una sola pieza, tal como su diámetro.

La primera operación realizada sobre los datos brutos consiste en arreglar los valores de acuerdo con la magnitud, usualmente en orden ascendente. Esto es ocasionalmente un arreglo o una distribución de frecuencias no agrupadas. Simplemente por inspección, pueden elegirse los valores mínimo y máximo, y por medio de una computación simple, el valor medio puede determinarse.

El agrupamiento puede subdividirse en células o intervalos basados en la variable a medir, el número de valores en cada intervalo se llama frecuencia.

En la presentación gráfica usual, las frecuencias se trazan como ordenadas a una escala aritmética sobre la línea central de cada intervalo. Cuando los puntos sucesivos trazados son

conectados por líneas rectas, la gráfica se denomina polígono de frecuencias. Un diseño diferente resultaría al trazar una línea gruesa o barra a lo largo de la línea central de cada intervalo desde la base hasta los puntos trazados. El diagrama es entonces conocido como gráfica de barras de frecuencia. Si en lugar de rellenar las barras se les deja claras, el diagrama es designado histograma de frecuencias.

En la presentación de los datos de ensaye de materiales, la información esencial está generalmente contenida en cuatro estadísticas, a saber: El número de valores n , la media aritmética \bar{X} , la desviación normal S , y el coeficiente de variación v . |2|

4.2.2 VARIACION DE LOS DATOS.

Prácticamente todos los datos derivados de los ensayos son susceptibles de variar. Los resultados de un ensayo sobre una muestra simple involucran mediciones sujetas a la variación. Los resultados de un ensayo sobre una serie de muestras similares, muestran variación entre éstas. Después de que las mediciones han sido corregidas por los efectos de los errores sistemáticos, usualmente se advierte que la variaciones de las mediciones ajustadas o corregidas siguen una distribución por azar. Para elevados números de datos, las variaciones de las mediciones y las medidas de las propiedades se ha descubierto que coinciden

estrechamente con la variaciones computadas de las consideraciones teóricas. Cuando los datos son pocos, la coincidencia frecuentemente no es tan buena, pero por conveniencia se aplican los conceptos desarrollados de la teoría de las probabilidades (para muchos números) y proveen un medio muy viable de resumir y utilizar los datos. [2]

Al estudiar las variaciones en las propiedades mecánicas y las características de elementos mecánicos, generalmente se trata con un número finito de elementos; pero a veces el total llamado población puede ser muy grande. En tales casos suele ser impráctico medir las características de cada elemento de la población porque esto implicaría la prueba destructiva en determinados casos. Entonces mejor se selecciona una parte pequeña del grupo llamada muestra. Así pues, la población es todo el grupo y la muestra es una parte representativa de la misma.

La media aritmética de una muestra, llamada media de la muestra, consistente en N elementos, se define por la ecuación:

$$X = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_N}{N} = \frac{1}{N} \sum_1^N X_j \quad (84)$$

De manera semejante, una población compuesta de N elementos tiene una media de población definida por:

$$\mu = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_N}{N} = \frac{1}{N} \sum_1^N x_j \quad (85)$$

La moda y la mediana se usan también como medidas de tendencia hacia un valor central. La moda es el valor que ocurre más frecuentemente. La mediana es el valor central o de en medio si hay un número impar de observaciones, y es el promedio o media de los dos valores centrales cuando se tiene un número par. [6]

Aunque la media (o la mediana) da un solo valor representativo para un conjunto determinado de resultados de ensayos, no describe completamente el intervalo o dispersión de los resultados. Una medida ampliamente usada de la dispersión o variabilidad es la desviación normal, S , dada por:

$$S = \sqrt{\frac{\sum (x_i - x)^2}{N - 1}} \quad (86)$$

En donde: x_i = Resultados de ensayos individuales.

x = Media, definida en la ecuación (84)

N = Número total de resultados

Como las comparaciones significativas de las dispersiones no pueden hacerse utilizando mediciones absolutas, una variación expresada como una relación o porcentaje debe determinarse. Por

lo común la que más se usa es la desviación estándar con base de un porcentaje y es usualmente designado v , el coeficiente de variación.

$$v = \frac{s}{x} \times 100 \quad (87)$$

Debe advertirse que cuando X es muy pequeña, o inclusive cero, como podría ser en el caso de mediciones de temperaturas, la v resultante sería muy engañosa.

4.2.3 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS.

Como se sabe, la falla por fatiga es de naturaleza estadística, por lo que si se pretende hacer un estudio sobre este tipo de falla en cualquier material, se necesitará realizar varias pruebas para obtener un punto de la gráfica S-N. Para obtener dicho punto es necesario como mínimo 25 probetas preparadas con las mismas características, garantizando un resultado confiable.

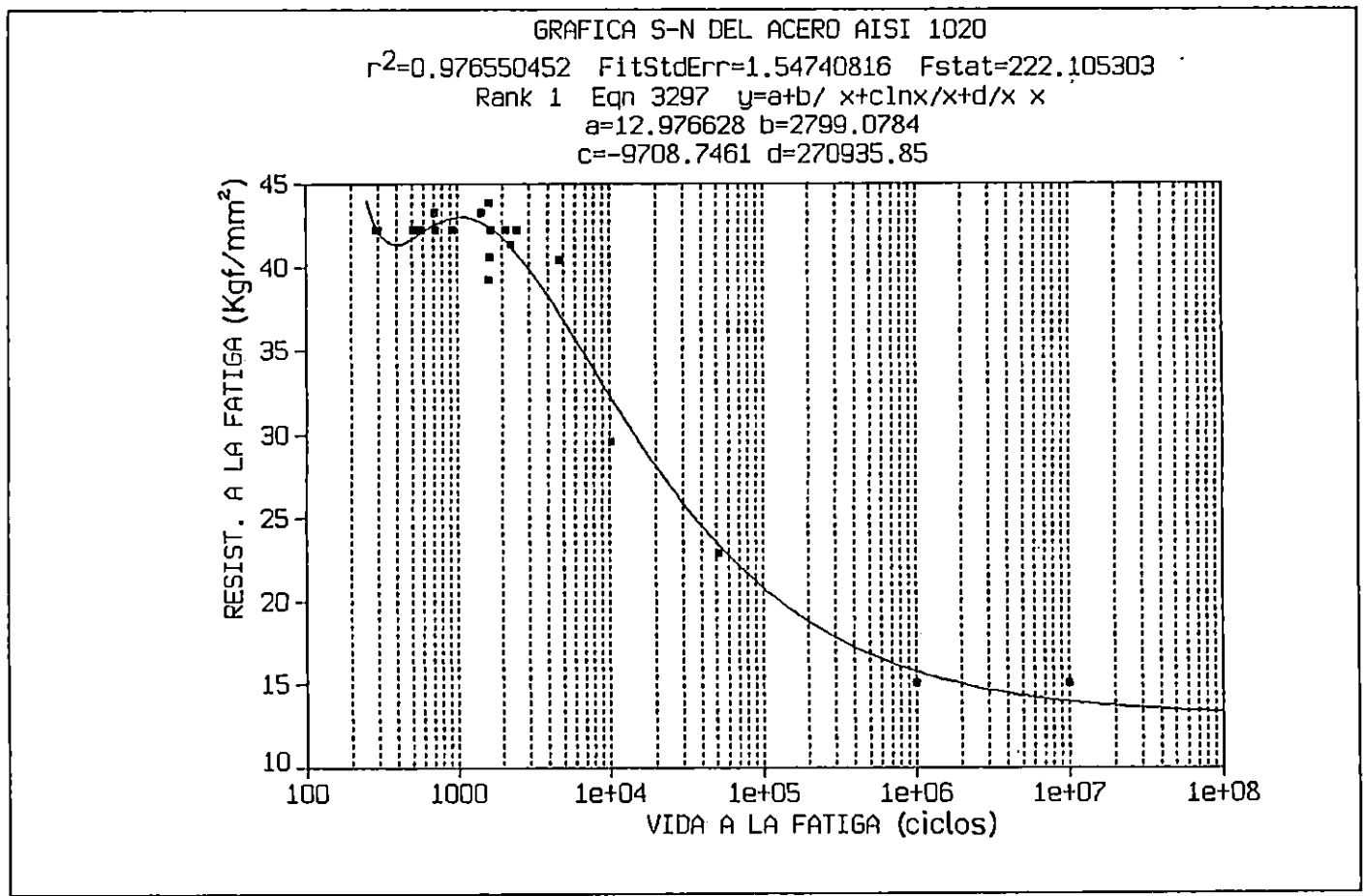
Debido a factores económicos, las pruebas se realizaron con un total de 18 probetas preparadas de acero AISI 1020, con las cuales se logró cubrir un rango adecuado suficiente como para poder graficar los resultados obtenidos, en la gráfica S-N.

A continuación se presentan los valores obtenidos de las pruebas tabulados en orden correlativo.

Nº	d(mm)	L(mm)	Ø(grado)	P(Lbs)	N(Ciclos medidos)	N(real) Nmed*6.4	T KgF-mm 90P/2.205	τ KgF/mm² (16T/xd²)
1	4	52	13	13	384	2457.6	530.61	42.225
2	4	52	13	13.5	251	1606.4	551.02	43.848
3	4	52	13	12.5	257	1645.0	510.20	40.600
4	4	52	13	13	326	2086.0	530.61	42.225
5	4	52	23	13	80	512.0	530.61	42.225
6	4	52	23	13	45	288.0	530.61	42.225
7	5	52	23	13	144	921.6	530.61	42.225
8	4	52	23	13	91	582.4	530.61	42.225
9	4	52	23	13	47	301.0	530.61	42.225
10	4	52	13	13	259	1657.0	530.61	42.225
11	5	52	13	26	224	1433.0	1061.23	43.238
12	4	52	18	13	112	717.0	530.61	42.225
13	5	52	18	26	111	710.0	1061.23	43.238
14	4.5	215	13	10	8044	51482.0	408.16	22.800
15	4.3	155	30.5	15	253	1619.0	612.245	39.218
16	6	155	21	43	357	2285.0	1755.10	41.380
17	5.2	155	18	20	1597	10221.0	816.32	29.568
18	6	155	17	42	738	4672.0	1714.286	40.420

Tabla 7. Resultados de las pruebas.

Con los resultados de la tabla 7 se obtiene la gráfica S-N que se muestra en la figura 49.



GRAFICA S-N DEL ACERO AISI 1020

Jul 17, 1995 5:41 PM

20 Active X-Y Points

X: VIDA A LA FATIGA Mean: 554259.8

SD: 2234404.7734

Y: RESIST. A LA FATIGA Mean: 37.71675

SD: 9.2730122107

File Source: ACERO AI.PRN

Rank 1 Eqn 3297 y=a+b/SQRTx+c ln x/x+d/xSQRTx

r2	Coef Det	DF	Adj r2	Fit Std Err	F-value
0.9765504516	0.9702972386			1.5474081608	222.1053035

Parm	Value	Std Error	t-value	95% Confidence Limits	
a	12.97662832	1.069806319	12.12988565	10.70408159	15.24917504
b	2799.078408	197.3113632	14.18609838	2379.93778	3218.219037
c	-9708.74612	1031.524024	-9.41204073	-11899.9713	-7517.52094
d	270935.8452	50190.12558	5.398190222	164318.971	377552.7193

Figura 49. Gráfica S-N de valores representativos de la fatiga en Acero AISI 1020.

Para construir la gráfica de la Fig. 49 se utilizó un límite a la fatiga de 10^6 ciclos de 15 Kgf/mm^2 para torsión alternante. /2/

4.2.4 OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES.

En algunas de las pruebas pudo observarse que para probetas de igual diámetro y longitud, el torque aplicado es aproximadamente igual aunque el ángulo de torsión varíe, por lo que se concluye que con este torque se sobrepasó el límite elástico del material, entonces el ángulo de torsión influye solamente en la vida de la probeta ya que a mayor ángulo menor vida, aunque el esfuerzo (τ) se mantiene constante.

El esfuerzo aplicado a la probeta puede variarse al modificar el ángulo de torsión, siempre y cuando el esfuerzo no sobrepase el límite elástico del material. Además, se comprobó que el esfuerzo disminuye al aumentar la longitud de la probeta. Al mantener la longitud de la probeta pero aumentando el diámetro lo único que se incrementa es el torque requerido pero no influye en el esfuerzo ni en la vida. En general se puede concluir que los límites de fatiga dependen de las dimensiones de las probetas ensayadas.

Algunas probetas se sometieron a esfuerzos tan pequeños que en ningún momento se sobrepasó el límite elástico, es decir, no hubo deformación plástica y al final de la prueba (más de 5×10^4 ciclos), pudo observarse que la probeta no sufrió ningún tipo de deformación, concluyendo que sin cedencia plástica repetida, no pueden ocurrir fallas por fatiga.

La fractura se presentó en un extremo de la probeta, cerca del radio de acuerdo. Cuando se maquinaron las probetas, al hacer los radios de acuerdo se produjo un calentamiento, modificando la microestructura del material en esa zona (aumento del tamaño de grano), que en alguna medida pudo predisponer la zona para la falla; pero, no tiene ninguna influencia en la vida de la probeta.

4.2.5 RECOMENDACIONES.

Según el funcionamiento de la máquina, a menor ángulo de torsión menor esfuerzo, por lo que se recomienda reducir la longitud de la biela de tal manera que se puedan obtener ángulos pequeños.

Para realizar las pruebas se fabricaron probetas de diferentes diámetros y longitudes. Si la probeta es de diámetro pequeño y su longitud es demasiado larga aparecen fuerzas

flexionantes que alteran los resultados. Si la probeta es de diámetro mayor y su longitud es muy corta se necesitaría un torque mayor para producir el esfuerzo, que en determinado momento podría producir atascamiento del motor o el deterioro de alguno de los demás elementos. De acuerdo a las probetas ensayadas se recomienda utilizar una de 5 mm de diámetro y 100 mm de longitud; ya que con estas dimensiones y sin variar la longitud de la biela, pueden obtenerse resultados que abarcan el mayor rango de vida de ciclos.

Se ha observado que para un mismo esfuerzo se obtienen diferentes valores de vidas, por lo que se recomienda realizar el mayor número de pruebas posibles para garantizar un valor confiable.

Debido al maquinado de la probeta se recomienda hacer, posteriormente, un recocido para relajar tensiones según las características del material de la probeta.

CAPITULO CINCO:

MANUAL DE OPERACION

Y

MANTENIMIENTO

5.0 MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO.

5.1 MANUAL DE OPERACION.

5.1.1 COMO FIJAR EL ANGULO DE TORSION.

- a) Verificar que el oscilador esté acoplado al eje de la mordaza.
- b) Aflojar las contratuercas, tanto del eslabón 3 como del oscilador.
- c) Girar el tornillo del eslabón hasta obtener la longitud requerida. Girar el tornillo del oscilador, hasta la longitud requerida. Ambas longitudes determinan el ángulo de oscilación. (Ver tabla B-4)
- d) Apretar todas las contratuercas.
- e) Hacer funcionar manualmente el mecanismo y verificar el ángulo de oscilación a través del medidor de ángulo.
- f) Mover manualmente hasta que el oscilador esté en la posición media del ángulo de oscilación. El ángulo de torsión es la mitad del ángulo de oscilación.

5.1.2 COMO MEDIR EL TORQUE APLICADO A LA PROBETA.

- a) Colocar la probeta entre las mordazas, para lo cual, desacoplar la mordaza del eje y girarla hasta que la

probeta se acople perfectamente entre las dos mordazas. Fijar la probeta a través de los prisioneros, fijar la mordaza al eje.

- b) Girar el tornillo de la báscula hasta que esté en su longitud máxima. Tensar la banda en la polea, fijar debidamente la polea al eje.
- c) Desacoplar el oscilador del eje.
- d) Girar el tornillo de la báscula hasta que el eje gire el ángulo de torsión. Anotar la lectura de la báscula.
- e) Desacoplar la polea del eje, desacoplar la mordaza del eje.
- f) Acoplar el oscilador al eje verificando que esté en la posición media del ángulo de oscilación. Acople la mordaza al eje.

5.1.3 OPERACIONES NECESARIAS PARA EL ARRANQUE.

- a) Accionar el pulsador start, de este modo se activa el embrague y seguidamente arranca el motor, permitiendo de esta manera que el motor trabaje inicialmente sin carga, posteriormente se desactiva el embrague permitiendo el movimiento en su totalidad de todos los elementos de la máquina. De esta forma la máquina inicia la prueba de torsión en la probeta.
- b) Verificar en cada uno de los elementos el normal funcionamiento de los mismos, si se observan anomalías

en los diferentes mecanismos se tiene que apagar, de inmediato, la máquina por medio del pulsador stop; luego, corregir el problema para activar de nuevo la máquina.

- c) Al terminar la prueba (ruptura de la probeta), tomar nota de las revoluciones indicadas en el cuenta revoluciones y llevarlo a cero para la siguiente prueba.

5.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

5.2.1 ADVERTENCIAS PARA EL MANTENIMIENTO.

- La limpieza del motor se efectuará con la máquina sin funcionar.
- Antes de llevar a cabo cualquier operación para mantenimiento desconecte la máquina, asegúrese que nadie pueda conectarla.
- Para realizar el desmontaje de cualquier dispositivo, hacerlo con las debidas normas de seguridad, utilizando el equipo y herramienta adecuada para no dañar ningún elemento que forma parte de la máquina.
- Cuando se efectúe el montaje de las piezas ya reparadas, asegúrese de que se encuentren alineadas para evitar daños prematuros en el sistema.

5.2.2 FRECUENCIA DE LAS INTERVENCIONES.

CADA 24 HORAS.

- Efectuar una limpieza general con aire comprimido, en especial en el motor y en la mesa donde se encuentran ubicadas las mordazas, para quitar todas las partículas de metal acumuladas de las pruebas realizadas.
- Realizar un control visual del funcionamiento de todos los órganos que transmiten el movimiento.

CADA SEMANA.

- Revisar todos los elementos de sujeción (pernos, prisioneros, etc.), de estar flojos darle el debido aprete.
- Controlar tensión de banda de motor
- Controlar tensión de banda de cuenta-revoluciones
- Chequear el debido alineamiento de todos los elementos.
- Observar si es necesario lubricar algún elemento de la máquina.

CADA MES.

- Engrasar chumaceras en general con grasa ALVANIA EP GR2 o su equivalente ubicada en tabla comparativa de lubricantes.
(Tabla 7)
- Limpiar y lubricar cuenta revoluciones.
- Alinear debidamente el conjunto manivela-oscilador.

- Controlar el nivel de aceite lubricante de la caja reductora y de ser necesario agregar aceite lubricante OMALA OIL 220 o su equivalente ubicado en tabla 7.

CADA TRIMESTRE.

- Controlar el estado del carbón de embrague, de ser necesario cambiarlo
- Efectuar el control previo del engrane de bronce que se encuentra en el embrague a 24 voltios.
- Controlar el estado y tensión de todas las bandas.

CADA SEMESTRE.

- Verificar el normal funcionamiento del embrague de 24 voltios.
- Revisar estado de rueda dentada de bronce situada en caja reductora, si es necesario cambiarla.
- Controlar el estado de todos los rodamientos, de ser necesario cambiar los que se encuentran dañados.
- Limpiar el equipo eléctrico (No utilizar aire comprimido)
- Revisar banda dentada de contómetro, de ser necesario cambiarla.

CADA AÑO.

- Revisión general del motor.
- Cambiar balero (62208) ubicado en polea de embrague.

CADA DOS AÑOS.

- Revisión general de todos los elementos que componen la máquina, de encontrarse dañados repararlos o cambiarlos.

5.2.3 LUBRICACION.

En las operaciones de lubricación es importante que se adopten productos de las clases recomendadas. Las frecuencias de intervención sugeridas son indicativas y debe adecuarse al tipo de trabajo a que se someta la máquina y a las características ambientales.

FRECUENCIA DE LUBRICACION.

CADA MES.

- Engrasar chumaceras en general con grasa ALVANIA EP GR2 o su equivalente, situado en la tabla 7.

CADA SEMESTRE.

- Cambiar aceite en caja reductora. El tipo de aceite que se debe usar es OMALA OIL 220 o su equivalente situado en la tabla 7.
- Engrasar todos los baleros en general con grasa ALVANIA EP GR2 o su equivalente, situado en la tabla 7.











	CLASE (Normas ISO)				
	HM46	CC220	CC460	XM2	G220
 Agip	OSO 46	BLASIA 220	BLASIA 460	GR MU EP2	EXIDIA 220
	HYSPIN AWS 46	ALPHA SP 220	ALPHA SP 460	SPHEEROL EPL2	MAGNA CF220
	HYDRAULIC OIL EP 46	ML GR COMPOUND 220	ML GR COM- POUND 460	DURALITH GR EP 2	WAY OIL 220
	NUTO H46	SPARTAN EP 220	SPARTAN EP 460	BEACON EP2	FEBIS K 220
	HYDRAN 46	GIRAN 220	GIRAN 460	MARSON EPL 2	ARTAC EP 220
	HARMONY 46 AW	EP LUBRIC HD 220	EP LUBRIC HD 460	GULF CROWN EP2	GULFWAY 220
	HIDRUS OIL 46	MELLANA OIL 220	MELLANA OIL 460	ATHESIA GR EP 2	IP BANTIA OIL HG 220
	CRUCOLAN 46	LAMORA 220	LAMORA 460	CENTOPLEX EP 2	LAMORA SUPER POLADD 220
Mobil	DTE 25	MOBILGEAR 630	MOBILGEAR 634	MOBILUX EP 2	MOBIL VACTRA OIL No. 4
	TELLUS OIL S46	OMALA OIL 220	OMALA OIL 460	ALVANIA EP GR 2	TONNA OIL T220
	AZOLLA 46	CARTER EP 220	CARTER EP 460	MULTIS EP2	DROSERA MS 220

Tabla 7. Tabla comparativa de lubricantes.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

1. Diseño de Máquinas. Teoría y práctica
Aarón D. deutschman
Walter J. Michels
Charles E. Wilson
Editorial CECSA
México, 1987
2. Ensaye e Inspección de los Materiales de Ingeniería
Harmer E. Davis
George E. Troxell
Compañía Continental, S.A.
México - España, 1967
3. Ingeniería Metalúrgica
Raymond A. Higgins, Tomo I
Editorial CECSA
México, 1974
4. Introducción a la Metalurgia Física
Sydney H. Avner
Segunda Edición
Mc-Graw-Hill
México, 1980

5. Pruebas Mecánicas y Propiedades de los Metales
V. Zolotorevski
Editorial MIR Moscú
México, 1976

6. Diseño en Ingeniería Mecánica
Joseph E. Shigley
Larry D. Mitchell
Cuarta Edición
Mc-Graw-Hill
México, 1986

7. Resistencia de Materiales
Fred Seely
James Smith
Unión Tipográfica Editorial Hispano Americana
México, 1963

8. Cinemática de las Máquinas
Gillet
7a. Edición
CECSA

9. Manual de Formulas Técnicas
Kurt Gieck
19a. Edición

10. Resistencia de los Materiales
Nicholas Willems
John Easley
Stanley Rolf
Mc-Graw-Hill
Colombia, 1984

11. Ciencia de Materiales para Ingeniería
Peter A. Thorton/Vito J. Colangelo
PHH. Prentice Hall.
México, 1987

12. Ensayo de Materiales y Control de Defectos en la Industria
del Metal
Studemann, Hans.

13. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica
Robert C. Junivall
Noriega Limusa
México, 1991

14. Diseño de Elementos de Máquina
Virgil Moring Fairez
Primera Edición 1970, Reimpresión 1977
Montaner y Simon, S.A.
Barcelona, España.

15. Mecanismos y Dinámica de Maquinaria.
Hamilton H. Mable
Fred W. Ocvirk
1a. Edición 1978, 5a. Reimpresión 1990
Editorial Limusa
México, 1990

16. Teoría de Máquinas y Mecanismos
Joseph E. Shigley
John Joseph Uicker, Jr.
Mc-Graw-Hill
México, 1983

17. Diseño en Ingeniería Mecánica
Joseph E. Shigley
Charles R. Mischke
Quinta Edición
Mc-Graw-Hill
México, 1990

18. Manual del Ingeniero Mecánico

Marks

Octava Edición en Inglés

(Segunda Edición en español)

Mc-Graw-Hill

México, 1978.

A N E X O S

ANEXO A

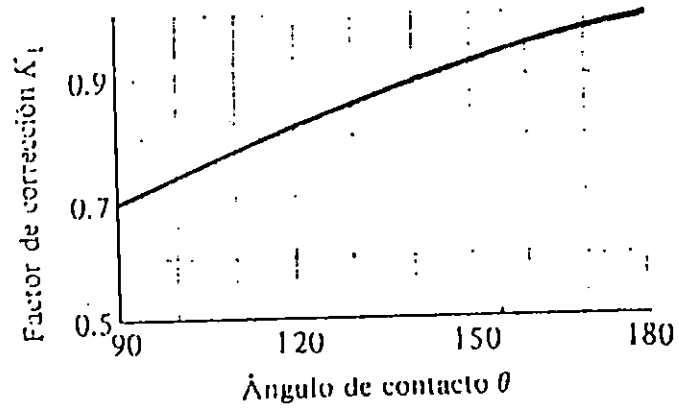
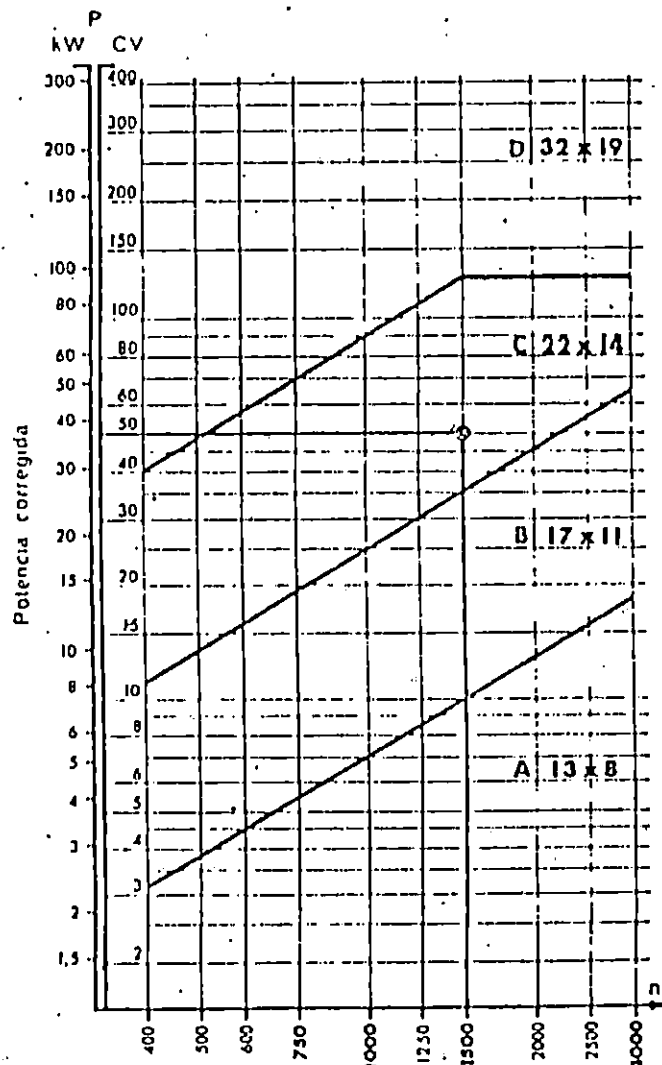


Figura A-1. Factor de la corrección K_1 para el ángulo de contacto. Se multiplica por este factor el valor de la potencia nominal (en hp) para obtener la potencia corregida.



Velocidad n de la polea pequeña (rpm)

Figura A-2. Elección de la sección de la correa

Aplicación	Motor de c.a. de jaula de ardilla		Motor de c.a. de rotor devanado, (de anillos rozantes)	Motor monofásico, de arranque con condensador	Motor de c.c. devanado en derivación (<i>shunt</i>)	Motor diesel, de 4 o más cil., a más de 700 r.p.m.
	Par normal, arranque en línea directa	Par alto				
Agitadores	1.0-1.2	1.2-1.4	1.2			
Compresores	1.2-1.4		1.4	1.2	1.2	1.2
Transportadores de correa o banda (mineral, carbón, arena)	1.4	1.2	
Transportadores de tornillo sin fin	1.8	1.6	
Machacadoras o quebrantadoras	1.6	1.4	1.4-1.6
Ventiladores centrífugos	1.2	...	1.4	...	1.4	1.4
Ventiladores de hélice	1.4	2.0	1.6	...	1.6	1.6
Generadores y excitatrices	1.2	1.2	2.0
Árboles de transmisión	1.4	...	1.4	1.4	1.4	1.6
Máquinas herramientas	1.0-1.2	...	1.2-1.4	1.0	1.0-1.2	
Bombas centrífugas	1.2	1.4	1.4	1.2	1.2	
Bombas de émbolo	1.2-1.4	...	1.4-1.6	1.8-2.0

Tabla A-1. Factores de servicio.

SECCION	d \ n	1 000	1 120	1 200	1 400	1 500	1 600	1 000	2 000	2 240	2 500	2 800	3 000	3 150	3 600	3 750	4 000
		970				1 450							2 900				
A 13 x 8	71	0.70	0.80	0.80	1	1.05	1.15	1.25	1.40	1.55	1.70	1.90	2	2.10	2.35	2.40	2.50
	75	0.80	0.90	0.95	1.15	1.20	1.30	1.45	1.60	1.80	1.95	2.15	2.30	2.40	2.70	2.75	2.85
	80	0.95	1.05	1.15	1.30	1.40	1.50	1.65	1.85	2.05	2.25	2.50	2.65	2.75	3.10	3.15	3.30
	85	1.05	1.20	1.30	1.50	1.60	1.70	1.90	2.10	2.35	2.55	2.85	3	3.15	3.50	3.55	3.75
	90	1.20	1.35	1.45	1.65	1.80	1.90	2.15	2.35	2.60	2.85	3.15	3.35	3.50	3.90	3.95	4.15
	95	1.35	1.50	1.60	1.85	2	2.10	2.35	2.60	2.85	3.15	3.50	3.70	3.85	4.25	4.35	4.55
	100	1.45	1.65	1.75	2.05	2.20	2.35	2.60	2.85	3.15	3.45	3.80	4	4.20	4.65	4.75	4.95
	106	1.60	1.80	1.90	2.25	2.40	2.55	2.85	3.10	3.45	3.80	4.20	4.40	4.60	5.10	5.20	5.40
	112	1.75	2	2.10	2.45	2.60	2.80	3.10	3.40	3.75	4.15	4.55	4.80	5	5.50	5.60	5.80
	125	2.10	2.35	2.50	2.85	3.05	3.30	3.65	4	4.45	4.90	5.30	5.60	5.80	6.30	6.40	6.60

Para un arco de contacto de 180°, según el diámetro primitivo d (mm) y la velocidad n (rpm) de la polea pequeña.

Tabla A-2. Potencia transmitida (CV) por correa.

SECCIÓN A			SECCIÓN B			SECCIÓN C			SECCIÓN D		
D_s mín = 3 pulg (7,62 cm)			D_s mín = 5,4 pulg (13,71 cm)			D_s mín = 9 pulg (22,86 cm)			D_s mín = 13 pulg (33 cm)		
Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)		Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)		Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)		Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	
A26	27,3	(69,3)	B35	36,8	(93,4)	C51	53,9	(136,9)	D120	123,3	(313,1)
A31	32,3	(82,0)	B38	39,8	(101,1)	C60	62,9	(159,7)	D128	131,3	(333,5)
A35	36,3	(92,2)	B42	43,8	(111,2)	C68	70,9	(180,0)	D144	147,3	(374,1)
A38	39,3	(99,8)	B46	47,8	(121,4)	C75	77,9	(197,8)	D158	161,3	(409,7)
A42	43,3	(109,9)	B51	52,8	(134,1)	C81	83,9	(213,1)	D173	176,3	(447,8)
A46	47,3	(120,1)	B55	56,8	(144,2)	C85	87,9	(223,2)	D180	183,3	(465,5)
A51	52,3	(132,8)	B60	61,8	(156,9)	C90	92,9	(235,9)	D195	198,3	(503,6)
A55	56,3	(143,0)	B68	69,8	(177,2)	C96	98,9	(251,2)	D210	213,3	(541,7)
A60	61,3	(155,7)	B75	76,8	(195,0)	C105	107,9	(274,0)	D240	240,8	(611,6)
A68	69,3	(176,0)	B81	82,8	(210,3)	C112	114,9	(291,8)	D270	270,8	(687,8)
A75	76,3	(193,0)	B85	86,8	(220,4)	C120	122,9	(312,1)	D300	300,8	(764,0)
A80	81,3	(206,5)	B90	91,8	(233,1)	C128	130,9	(332,4)	D330	330,8	(840,2)
A85	86,3	(219,2)	B97	98,8	(250,9)	C144	146,9	(373,1)	D360	360,8	(916,4)
A90	91,3	(231,9)	B105	106,8	(271,2)	C158	160,9	(408,6)	D390	390,8	(992,6)
A96	97,3	(247,1)	B112	113,8	(289,0)	C173	175,9	(446,7)	D420	420,8	(1068,8)
A105	106,3	(270,0)	B120	121,8	(308,3)	C180	182,9	(464,5)	D480	480,8	(1221,2)
A112	113,3	(287,7)	B128	129,8	(329,6)	C195	197,9	(502,6)	D540	540,8	(1373,6)
A120	121,3	(308,1)	B144	145,8	(370,3)	C210	212,9	(540,7)	D600	600,8	(1526,0)
A128	129,3	(328,4)	B158	159,8	(405,8)	C240	240,9	(611,8)	D660	660,8	(1672,4)
			B173	174,8	(444,0)	C270	270,9	(688,0)			
			B180	181,8	(461,7)	C300	300,9	(764,2)			
			B195	196,8	(499,8)	C330	330,9	(840,4)			
			B210	211,8	(537,9)	C360	360,9	(916,6)			
			B240	240,3	(610,3)	C390	390,9	(992,8)			
			B270	270,3	(688,0)	C420	420,9	(1069,0)			
			B300	300,3	(762,7)						
Constantes para potencia nominal: $a = 2,684$ $c = 5,326$ $e = 0,0136$			Constantes para potencia nominal: $a = 4,737$ $c = 13,962$ $e = 0,0234$			Constantes para potencia nominal: $a = 8,792$ $c = 38,819$ $e = 0,0416$			Constantes para potencia nominal: $a = 18,788$ $c = 137,7$ $e = 0,0848$		

El valor D_s mín es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración. L está expresada en pulgadas (y en centímetros).

Tabla A-3. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales norteamericanas constantes de potencia.

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 A-4. Factores de corrección de longitud de banda K_2 *

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	5/16	3/8
		Más de 5.4	38	0.504				
B	5.4	4.6-7.0	34	0.637	0.580	0.175	3/8	3/8
		Más de 7.0	38	0.650				
C	9.0	7.0-7.99	34	0.879	0.780	0.200	1	1 1/16
		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	1 3/8	3/8
		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	1 3/4	1 3/8
		Más de 24.0	38	1.542				

Tabla A-5. Dimensiones estándares de las ranuras o canales de las garruchas para múltiples bandas en V.

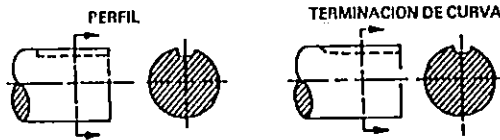
ANEXO B

DISEÑO DE ROSCA UNIFIED Y AMERICANA



		FLEXION O TENSION	
		ROLADA	CORTADA
K_f	RECOCIDA	2.2	2.3
	TEMPLADA Y ESTIRADA	3.0	3.8

CUÑEROS



		PERFIL		TERMINACION DE CURVA	
		FLEXION	TORSION	FLEXION	TORSION
K_f	RECOCIDA	1.6	1.3	1.3	1.3
	TEMPLADA Y ESTIRADA	2.0	1.6	1.6	1.6

Figura B-1. Factores de concentración de esfuerzos. Roscas y cuñeros

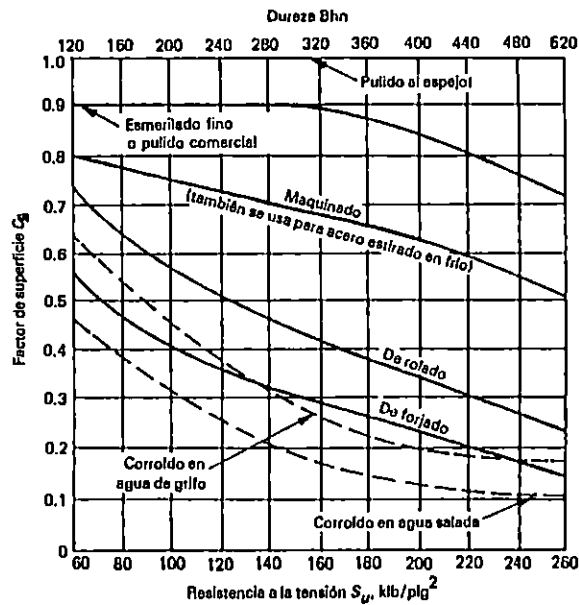


Figura B-2. Reducción de la Resistencia a la fatiga. Acabados superficiales.

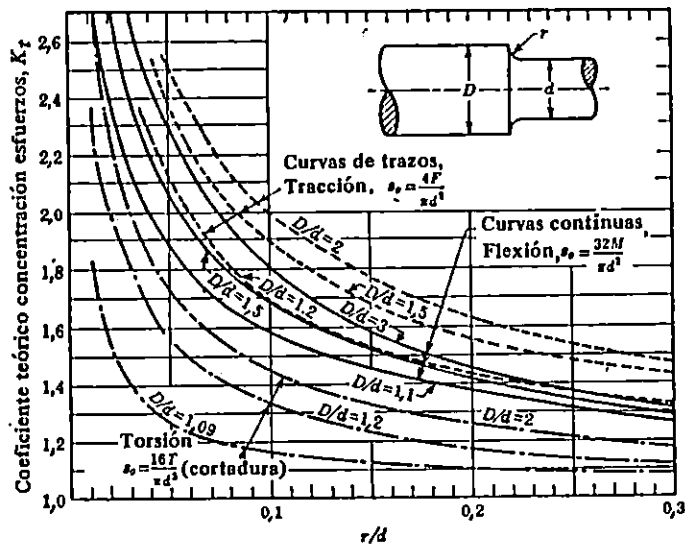


Figura B-3. Eje con acuerdo de enlace en el resalte. La carga de tracción es central. La curva de torsión $D/d = 1.2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1.01$; la curva de torsión $D/d = 2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1.02$ (hasta $r/d \approx 0.04$ o menos). La curva de flexión $D/d = 1.1$ se aproxima a la curva de tracción $D/d = 1.1$ (según R. E. Peterson).

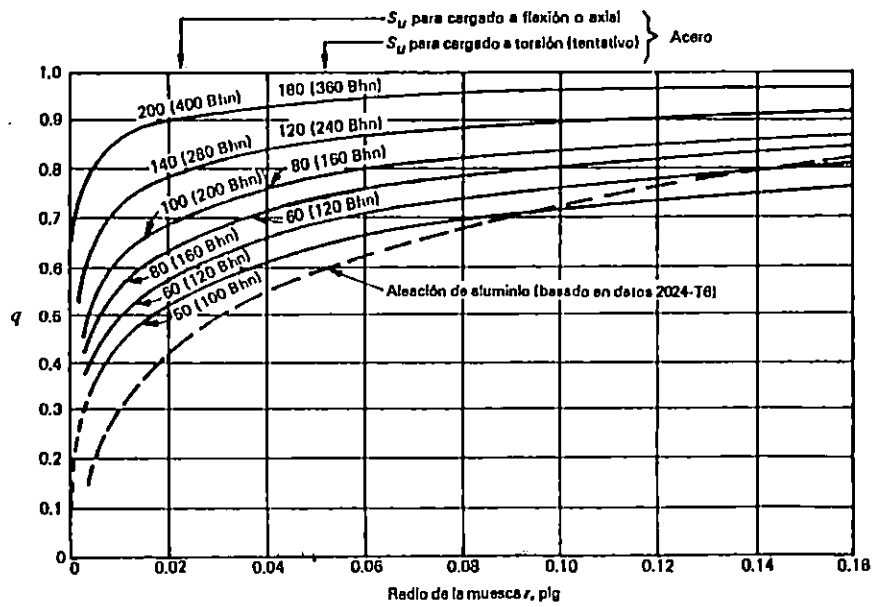


Figura B-4. Curvas de sensibilidad a la Muesca.

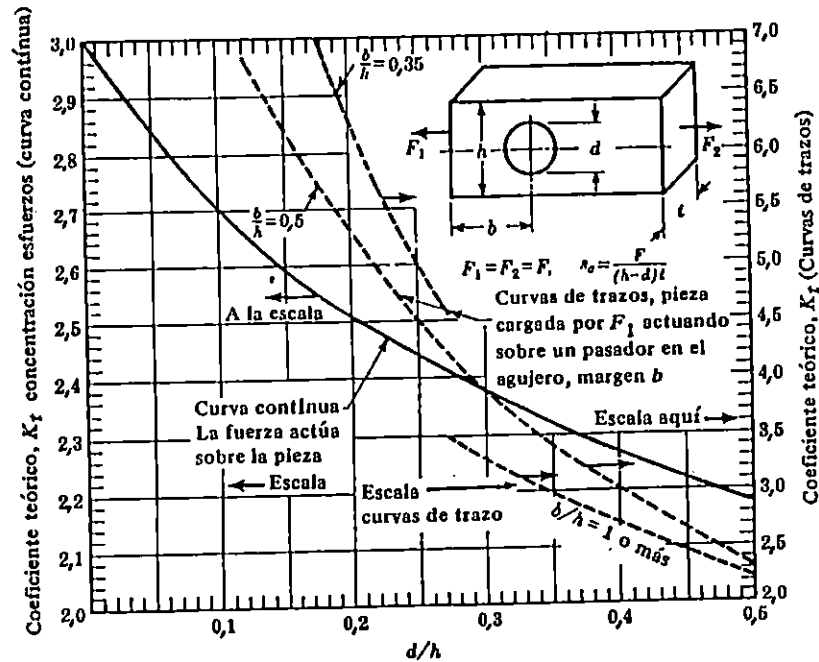


Figura B-5. Placa plana con agujero central. Tracción y flexión. Utilizar la curva continua para flexión en el plano del papel; y para barra redonda ($D = h$) con un agujero (d) en tracción. Carga simétrica. (Hay pruebas de que los valores para un cuerpo rectangular en tracción son excesivamente conservadores).

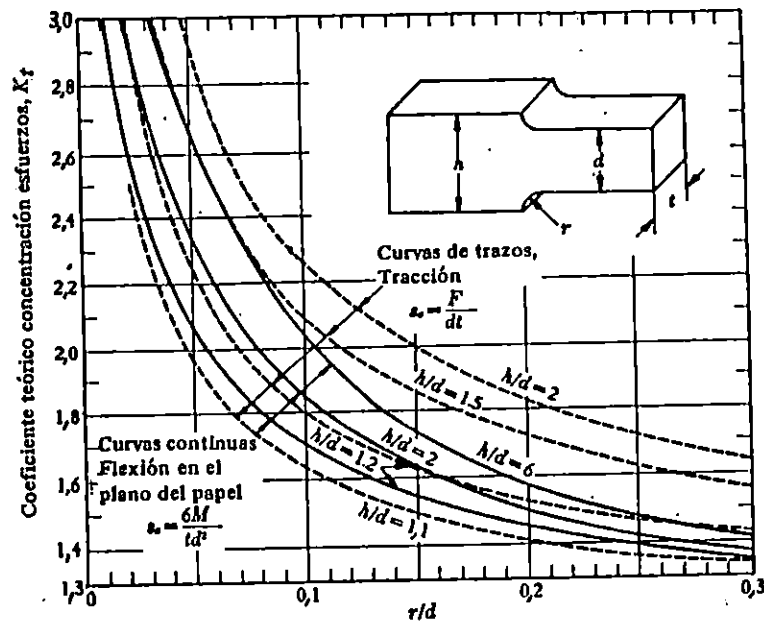


Figura B-6. Placa plana con acuerdos de enlace. La carga de tracción es central. Para $h/d = 1.1$, las curvas de tracción y flexión están muy próximas entre sí hasta $r/d = 0.04$, (Según R. E. Peterson).

Tabla B-1: Propiedades mecánicas de algunas Aceros Comerciales.

DENOMINACION	NORMA AISI SAE	ALEACION APROXIMADA %								TRATAMIENTO
		C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	W	V	
Acero de Transmisión	1020	0.20	0.20	0.65						NORMALIZADO
Acero al Carbono	1045	0.45	0.22	0.75						RECOCIDO
Barra perforada	1518	0.18	0.30	1.40						RECOCIDO
Assab 7210 M	3115	0.15	0.25	0.90	0.80	1.20	0.10			RECOCIDO
Assab 709 M	4140	0.42	0.25	0.75	1.05		0.20			BONIFICADO
Assab 705 M	4340	0.35	0.25	0.70	1.40	1.40	0.20			BONIFICADO
UHB ARNE	0-1	0.90		1.20	0.50			0.50	0.10	RECOCIDO
UHB SVERKER 21	D-2	1.55	0.30	0.30	12		0.00		0.80	RECOCIDO
ACERO INOXIDABLE	304	0.05	0.50	1.00	18.40	8.90				RECOCIDO

Tabla B-1: (Continuación)

NORMA AISI SAE	ESTADO DE ENTREGA		PROPIEDADES MECANICAS		
	(BHN) DUREZA BRINELL	CODIGO DE COLOR	RESISTENCIA A LA TRACCION(Kg/mm ²)	LIMITE DE FUENCIA(Kg/mm ²)	DUREZA DESPUES DE TRATAMIENTO (HRC)
1020	100 - 140	ROSADO	32 - 37	23 - 27	
1045	180	BLANCO	60	35	40 - 55
1518	162	VERDE	52 - 62	36	55 - 60
3115	215	AZUL - PLATA	70 - 100	45	50 - 60
4140	245 - 320	AZUL BLANCO	82 - 96	61	55 - 60
4340	275 - 335	AZUL ORO	91 - 112	71	55 - 60
O-1	190	AMARILLO			58 - 62
D-2	210	AMARILLO BLANCO	70 - 80	65	58 - 64
304	165 - 200	NARANJA	62	33	

Tabla B-1: (Continuación)

NORMA AISI SAE	CARACTERISTICAS Y APLICACIONES												
1020	<p>AISI 1020 Acero calibrado en frío, fácil de maquinarse y soldar. Se utiliza para ejes en general donde la resistencia a la tracción no es severa. Entre sus aplicaciones están: Construcción de partes de maquinaria, pernos, pines de sujeción, utillaje, pernos, etc.</p>												
1045	<p>AISI 1045 Acero al carbono, fácilmente maquinable, con excelentes propiedades mecánicas. Es templable y puede soldarse bajo métodos adecuados. Se utiliza para ejes, porta-punzones, porta-dados, porta-cuchillas, placas de guías, placas de respaldo, bastidores, conductoras de bagazo de caña, de coronas, herramientas sencillas, utillaje.</p>												
1518	<p>AISI 1518 Barras perforadas de acero al manganeso, con buenas propiedades mecánicas, fácil de maquinar, soldable y permite cementación. Se utiliza para la construcción de anillos, casquetes, bujes, rodillos, guías, portanatrices para troqueles, cilindros para prensas hidráulicas, extrusoras, soportes de chumacera, extensiones de brocas para sondeo de suelo, etc.</p>												
3115	<p>ASSAB 7210 M. Acero aleado para cementación, maquinable, diseñado para la fabricación de piezas donde se requiere excelente tenacidad en el núcleo y alta resistencia al desgaste superficial. Entre sus aplicaciones típicas están los componentes de transmisión de la industria automotriz: Muñones, pines, flechas, engranajes rectos, cónicos, helicoidales, etc.</p> <table border="0" data-bbox="370 1391 1360 1513"> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">GAS</td> <td style="text-align: center;">880° a 950 °C</td> </tr> <tr> <td>T° de carburación Polvo:</td> <td style="text-align: center;">880 °C a 925 °C</td> <td>T° Temple</td> </tr> <tr> <td>Baño de sal</td> <td style="text-align: center;">850 °C a 900 °C</td> <td>Revenido</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">160° a 200 °C</td> </tr> </table>		GAS	880° a 950 °C	T° de carburación Polvo:	880 °C a 925 °C	T° Temple	Baño de sal	850 °C a 900 °C	Revenido			160° a 200 °C
	GAS	880° a 950 °C											
T° de carburación Polvo:	880 °C a 925 °C	T° Temple											
Baño de sal	850 °C a 900 °C	Revenido											
		160° a 200 °C											
4140	<p>ASSAB 709 M Acero para maquinaria aleado al Cromo-molibdeno, con excelente resistencia a la tracción, Como norma el ASSAB 709 M es suministrado bonificado, no requiere tratamiento térmico posterior, sin embargo puede templarse para aumentar sus propiedades mecánicas. Soldable con precaución. Se utiliza para ejes que trabajen dentro de un margen normal de esfuerzo, engranajes para cadena, pines, tuercas, pernos, rotores de ventilador calderas etc. Temperatura de temple: 830 - 850°, Alivio de tensiones después de desbastado: 450°-550°C Temperatura Revenido: 500°-600 °C</p>												

Tabla B-1: (Continuación)

NORMA AISI SAE	CARACTERISTICAS Y APLICACIONES
4340	<p>ASSAB 705 M Acero para maquinaria aleado al cromo, molibdeno, Níquel. Combina alta resistencia con buena tenacidad, diseñado para trabajos sujetos a severos esfuerzos de torsión y tracción. Como norma el ASSAB705 M es suministrado bonificado, no requiriendo tratamiento térmico posterior; sin embargo, puede templarse para aumentar sus propiedades mecánicas.</p>
0-1	<p>UHB ARNE: Acero al Manganeso-Cromo-Tungsteno para trabajo en frío, con excelente estabilidad dimensional en el temple, combina elevada dureza superficial con buena tenacidad. Se conoce como acero - plata cuando se suministrada rectificado y entre sus usos están la fabricación de herramientas para cizallado, punzonado, troquelado, desbarbado, tronzo, doblado, embutido profundo, expulsores, como también brocas, machuelos de roscar, puntos de torno, etc.</p> <p style="text-align: right;">Temperatura de Temple: 790°-850°C</p> <p>Alivio de tensiones después de desbastado: 650° Temperatura de Revenido: 280°-600°C</p>
D-2	<p>UHB SVERKER 21. Acero al Cromo-Molibdeno-Vanadio, con alto contenido de carbono, para la fabricación de herramientas para trabajos en frío. Tiene buenas propiedades de endurecimiento, alta estabilidad en el temple, resistencia al desgaste superficial y de moderada tenacidad.</p> <p>Se utiliza en la fabricación de herramientas para estampado ordinario y fino, perforación, cizallado, corte y desbastado de piezas forjadas, cuchillas desmenuzadoras de plástico, troqueles, matrices, escariadores, fresas, hileras para extrusión en frío, punzones, herramientas de medición calibres, etc.</p> <p style="text-align: right;">Temperatura de Temple: 990°- 1050°C</p> <p>Alivio de tensiones después de desbastado: 650° Temperatura de Revenido: 280°-600°C</p>
304	<p>AISI 304 Acero inoxidable calidad auténtica con excelentes propiedades mecánicas, soldable, resistencia a algunos ácidos y sales. Se utiliza en la industria alimenticia y azucarera, también para la fabricación de tuberías para lavado de pulpa de papel, tuberías para secadoras, equipo para manejo de ácido nítrico y fertilizantes nitrogenados, muebles de cocina, cacerolas, ollas, máquinas lavadoras, compuertas de válvula, etc.</p>

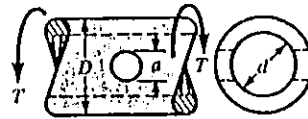
	Flexión	Axial	Torsión
a. Límite de resistencia a la fatiga ^a $S_n = S_n' C_L C_D C_S$. Donde S_n' es el límite de resistencia a la fatiga de R. R. Moore, y			
C_L (factor de carga)	1	1	0.58
C_D (factor de gradiente)			
Diám < (0.4 pulg o 10mm)	1	.7 a .9	1
(0.4 pulg o 10mm) < diám < (2 pulg o 50 mm) ^b	0.9	.7 a .9	0.9
C_S (factor superficial)	---	Fig.B-2	---
b. Resistencia a 10^3 ciclos ^c	0.9Su	0.75Su	0.9Sus ^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 la distorsión de 50 por ciento. Luego relacionese este esfuerzo con la resistencia a la fatiga por flexión.

2. Para confiabilidad distinta de 50 por ciento, multiplíquese S_n por C_R (la resistencia a 10^3 ciclos por lo general no se multiplica por C_R).

- ^a. Para materiales que no tienen un límite de resistencia a la fatiga aplíquense los factores para la resistencia a 10^6 o a 5×10^9 ciclos.
- ^b. Para (2 pulg o 50 mm) < diám. < (4 pulg o 100 mm) redúzcanse los factores en 0.1. Para (4 pulg o 100 mm < diám. < (6 pulg o 150 mm) redúzcanse esos factores en 0.2.
- ^c. Normalmente no se hacen correcciones por el gradiente a la superficie, pero el valor experimental de S_u o S_{us} debe corresponder a tamaños razonables cercanos a los utilizados.
- ^d. $S_{us} = 0.8S_u$ para el acero: $S_{us} = 0.7 S_u$ para otros metales dúctiles.

Tabla B-2. Factor generalizados de la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles.



a/D	d/D									
	0.9		0.8		0.6		0.4		0	
	A	K _{ts}	A	K _{ts}	A	K _{ts}	A	K _{ts}	A	K _{ts}
0.05	0.96	1.78							0.95	1.77
0.075	0.95	1.82							0.93	1.71
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70	0.92	1.68
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67	0.89	1.64
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65	0.87	1.62
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64	0.85	1.60
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63	0.82	1.58
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63	0.79	1.54
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63	0.74	1.51
0.35	0.77	2.41	0.75	2.09	0.72	1.81	0.69	1.63	0.68	1.47
0.40	0.72	2.67	0.71	2.25	0.68	1.89	0.64	1.63	0.63	1.44

Tabla B-3 . Factores de concentración de esfuerzo K_{ts} aproximados para barra o tubo circular con agujero transversal sometidos a torsión.

[El esfuerzo máximo ocurre en el interior del agujero, ligeramente abajo de la superficie de la barra. El esfuerzo cortante nominal es $\tau_o = TD/2J_{net}$, donde J_{net} es un valor reducido del segundo momento polar de área, que se define por:

$$J_{net} = \frac{\pi A (D^4 - d^4)}{32}$$

Los valores de A se dan en la tabla. Utilice d = 0 en el caso de una barra maciza].

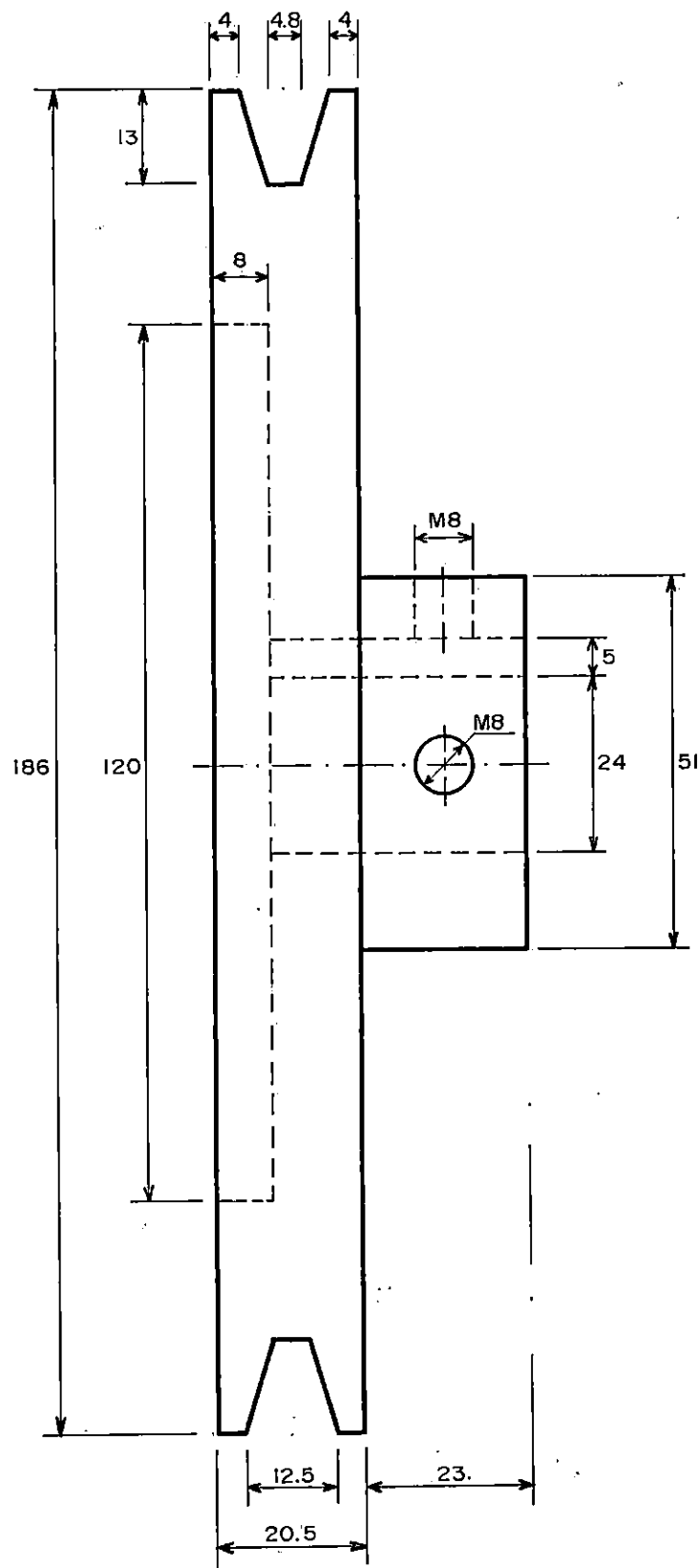
ϕ	ESLABON (mm)	OSCILADOR (mm)	γ_{min}
90°	489.9	141.4	43.8°
85°	487.9	148.3	46.18°
80°	485.6	155.5	48.56°
75°	482.7	164.3	50.91°
70°	479.2	174.2	53.24°
65°	474.7	186.2	55.53°
60°	469.0	200.1	57.79°
55°	461.6	216.6	60°
50°	451.7	236.6	62.12°
45°	437.85	261.3	64.09°
40°	417.75	292.4	65.84°
35°	386.5	332.6	67.12°
30°	332.7	386.4	67.12°
30°	215.7	462.0	60°

Tabla B-4 . Longitudes requeridas de Eslabón y oscilador para obtener el ángulo de oscilación ϕ .

ANEXO C

DIBUJOS TECNICOS-MECANICOS

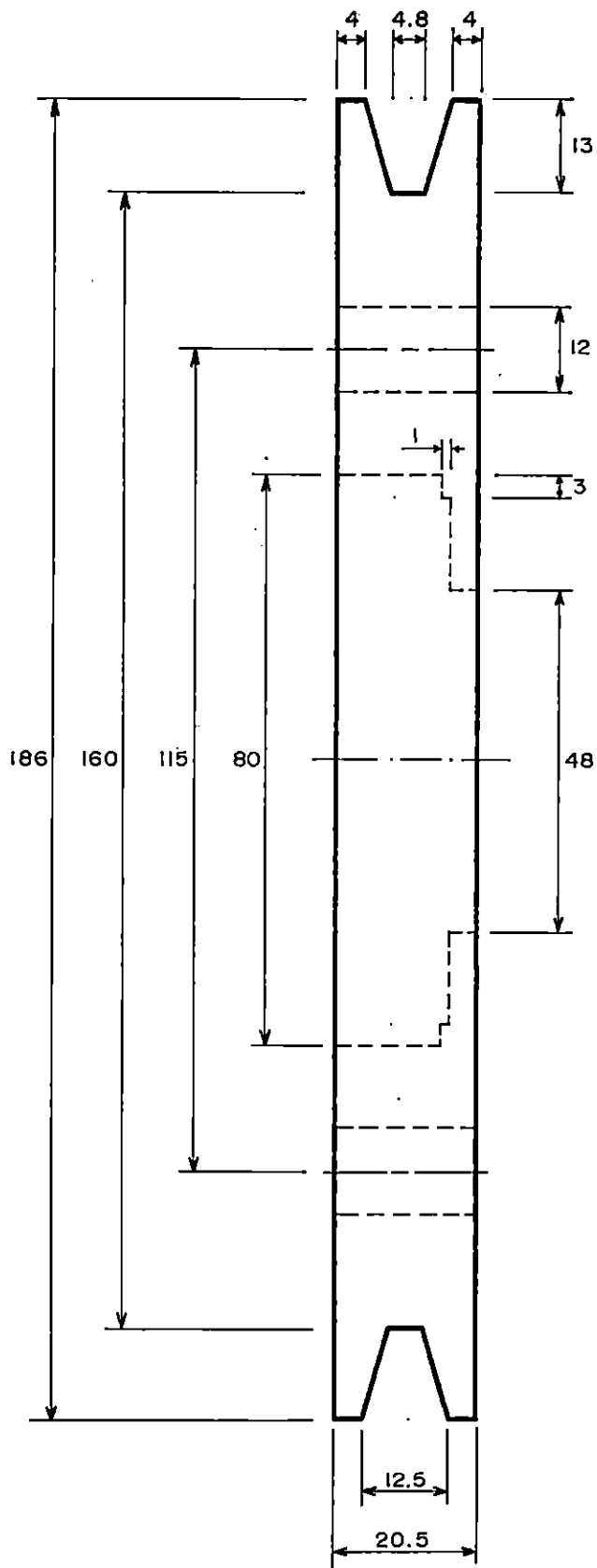
30	1	Botonera		
29	1	Banda de polea de contómetro		255L050
28	1	Banda de polea de medición		
27	1	Polea de medición	Hierro Fundido y Nylon	∅ 185 x 77
26	1	Tornillo de báscula	Acero AISI 1020	∅ 32 x 280
25	1	Bancada	Hierro Angular	2 x 2 x 1/4"
24	1	Circuito eléctrico		
23	1	Contómetro		
22	1	Medidor de ángulo		
21	1	Báscula		
20	1	Mordaza fija	Acero AISI D-2	18 x 203
19	1	Mordaza móvil	Acero AISI D-2	∅ 50 x 40
18	2	Chumacera		∅ 30
17	1	Eje de mordaza móvil	Acero AISI 315	∅ 30 x 256
16	1	Oscilador	Acero AISI 1020	∅ 19 x 576
15	1	Eslabón	Acero AISI 1020	∅ 30 x 200
14	1	Biela	Acero AISI 3115	∅ 22.5 x 143.5
13	1	Chumacera		∅ 40
12	1	Eje de biela	Acero AISI 3115	∅ 40 x 170
11	1	Acople	Acero AISI 1020	∅ 30
10	1	Caja de Transmisión	Placa Acero AISI 1020	146 x 171.4 x 199.05
9	1	Acople	Acero AISI 1020	∅ 20
8	2	Chumacera		∅ 30
7	1	Eje de embrague	Acero AISI 3115	∅ 40 x 340.1
6	3	Separador de embrague	Acero AISI 1020	∅ 50 x 40
5	1	Embrague		
4	1	Polea de embrague	Hierro Fundido	∅ 186 x 20.5
3	1	Banda de polea de notor		A - 46
2	1	Polea del notor	Hierro Fundido	∅ 186 x 43.5
1	1	Motor		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			MAQUINADE TORSION - LISTA DE PIEZAS -	



CHAVETERO: 8x5

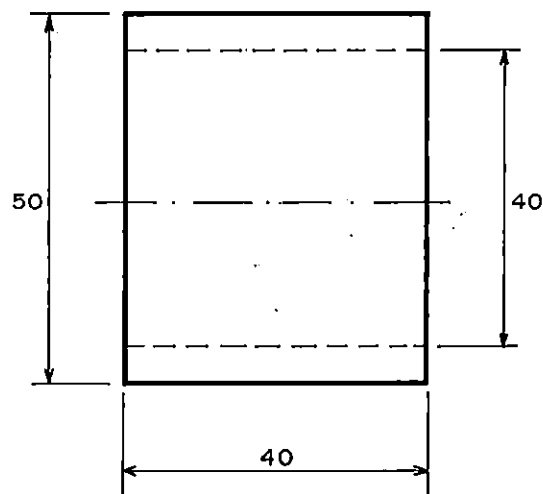
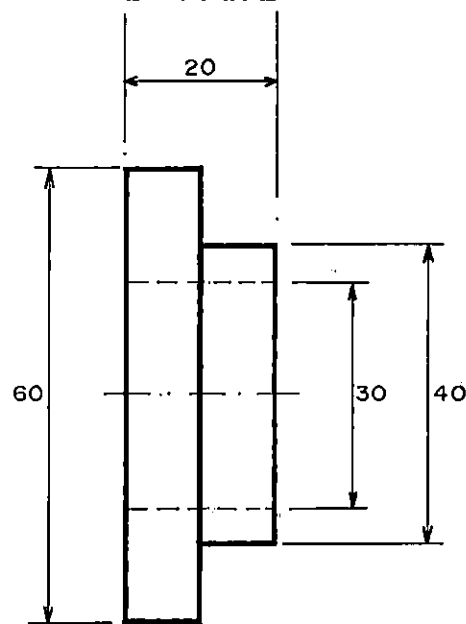
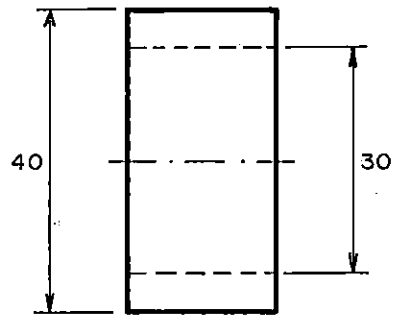
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
2	1	POLEA DEL MOTOR	ACERO AISI 1020		Ø186x 43.5
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 1



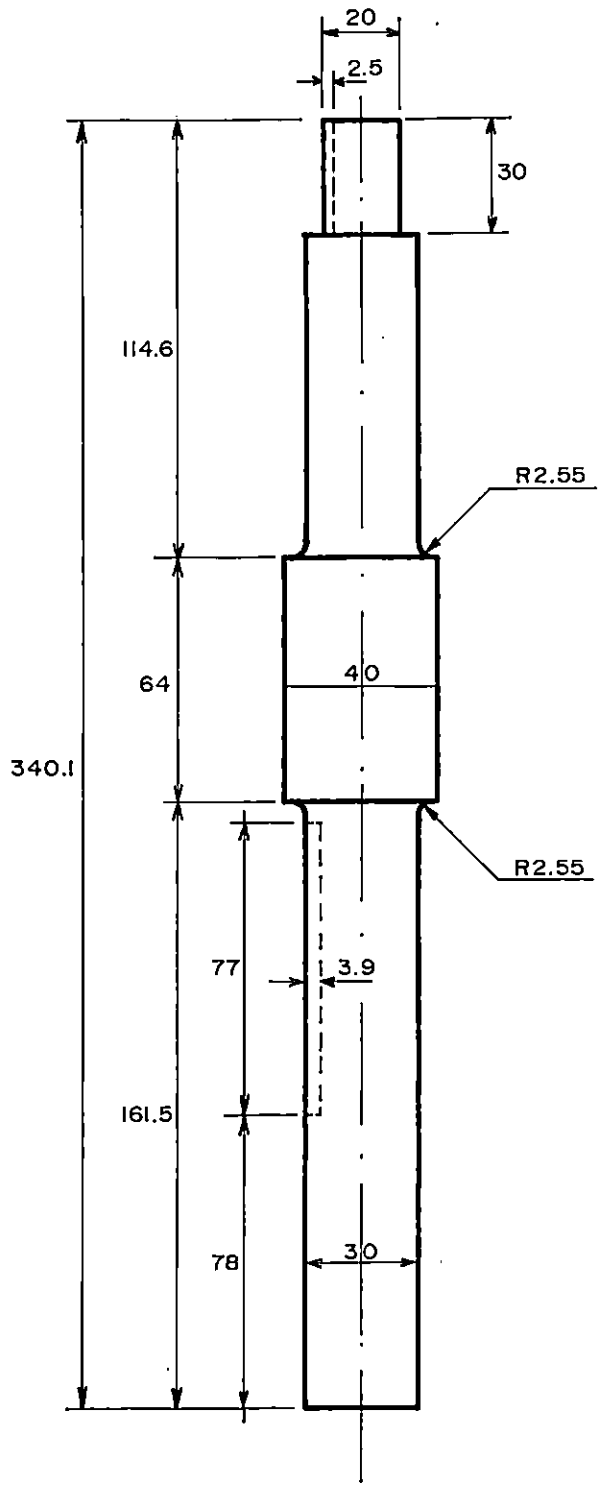
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
4	1	POLEA DEL EMBRAGUE	ACERO AISI 1020		Ø86x 20.5
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	
				Esc. 1:1 Lamina No. 2	



COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
6	3	SEPARADORES DE EMBRAGUE	ACERO AISI 1020		Ø40x20;Ø60x20;Ø50x40
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 3

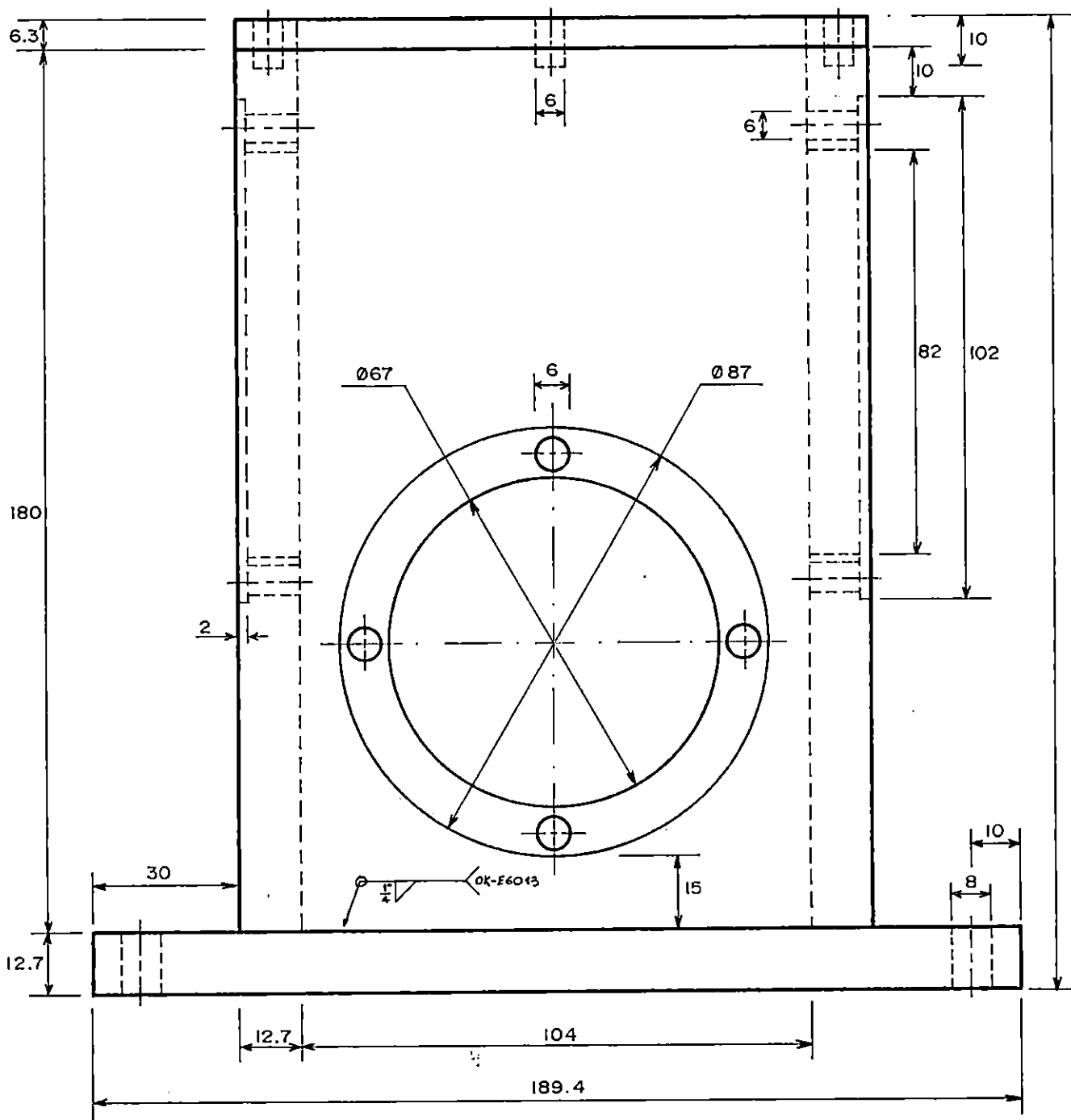


CHAVETEROS: 8x3.9
6x2.5

COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
7	1	EJE DEL EMBRAGUE	ACERO AISI 3115		Ø 40x340.1

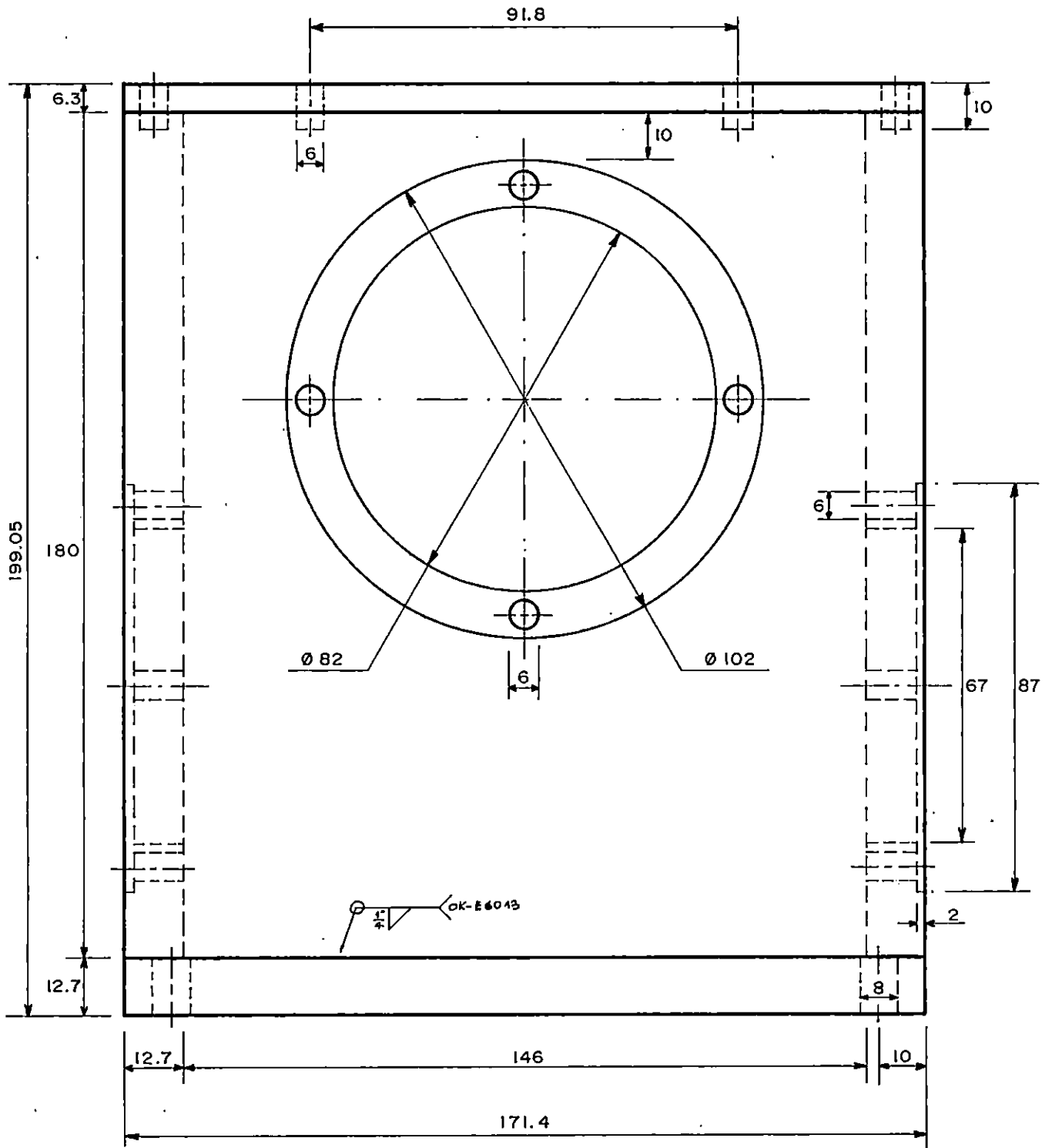
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	Esc. 1:2
		Lamina No. 4



VISTA DE FRENTE

COTAS EN mm.

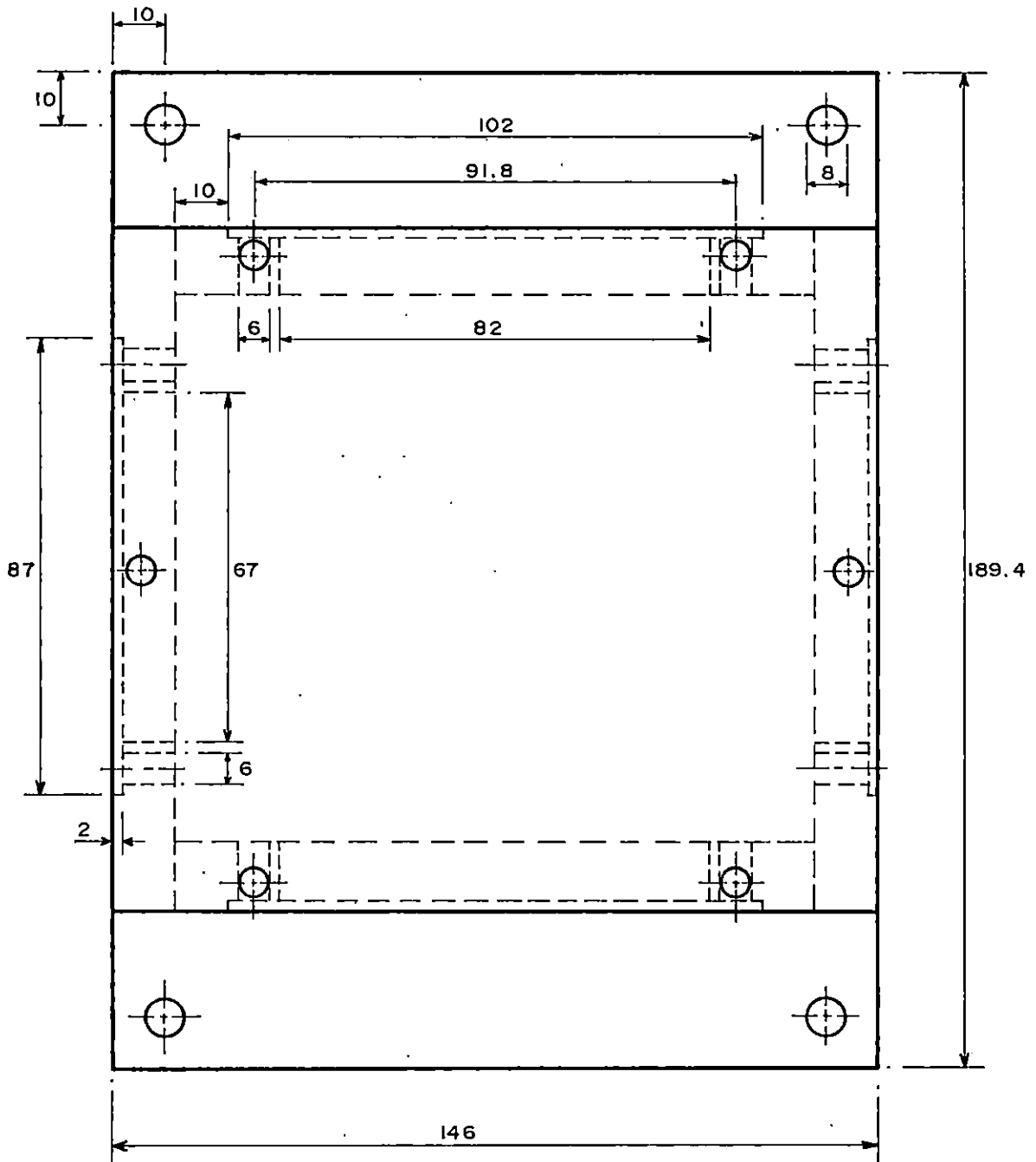
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	1	CAJA DE TRANSMISION	PLETINA		189.4 x 199.05
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.			Esc. 1:1.25 Lamina No. 5a



VISTA LATERAL DERECHA

COTAS EN mm.

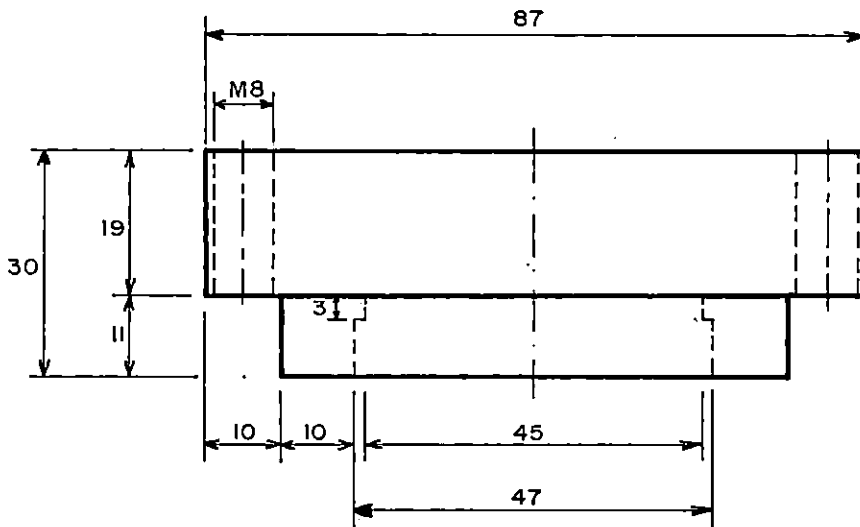
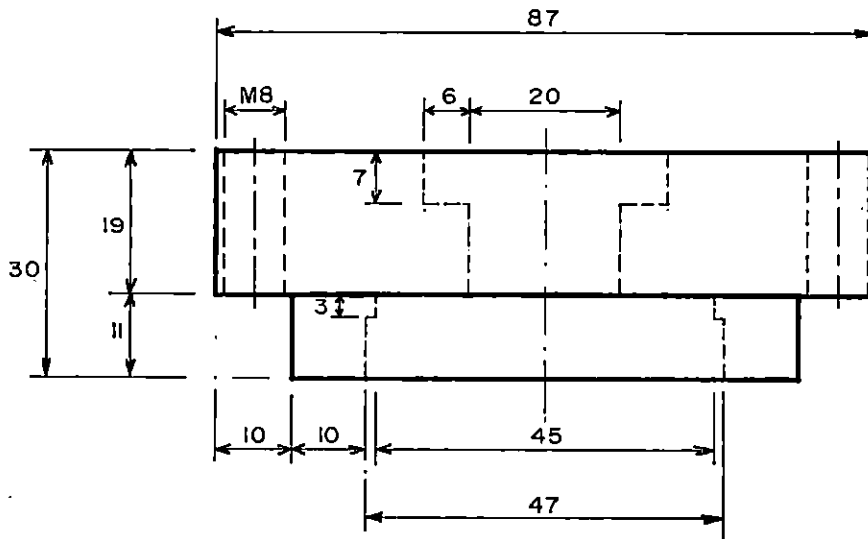
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	1	CAJA DE TRANSMISION	PLETINA		171.4 x 199.05
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		Esc. 1:1.25	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION		Lamina No. 5b	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DE MATERIALES METALICOS.			



VISTA DE PLANTA

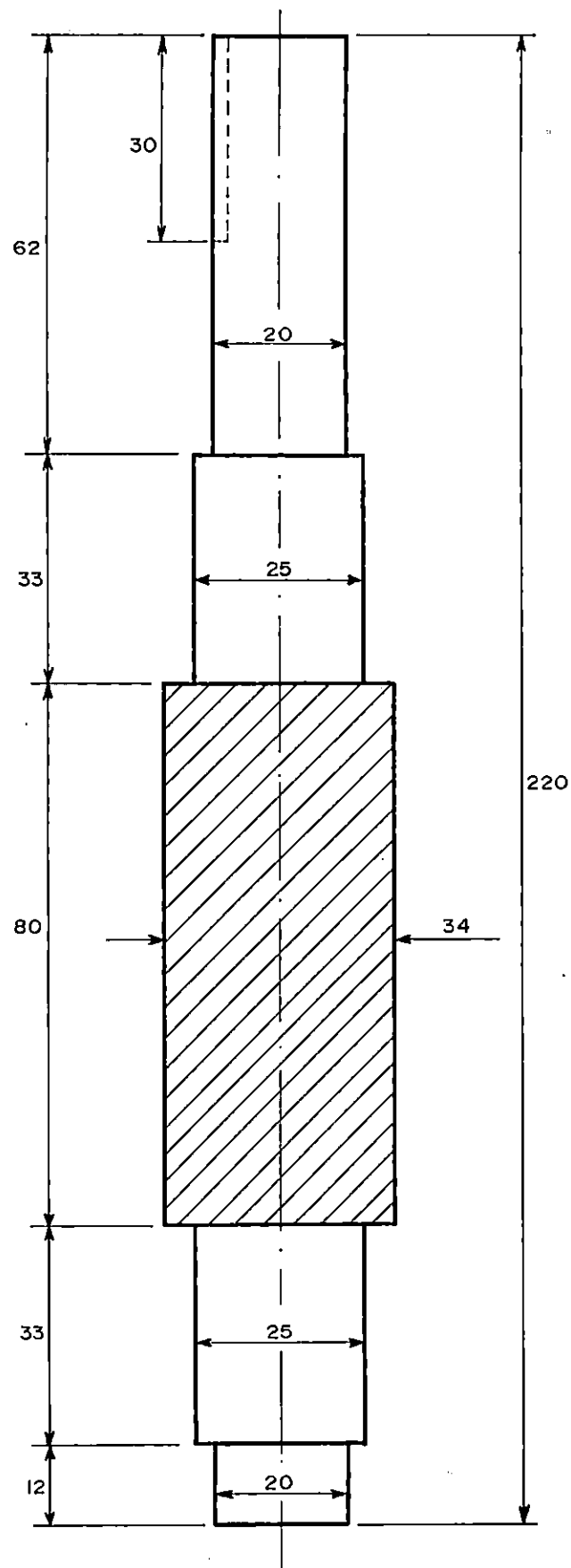
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	1	CAJA DE TRANSMISION	PLETINA		146 x 189.4
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		Esc. 1:1.25	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION		Lamina No. 5c	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DE MATERIALES METALICOS.			



COTAS EN mm.

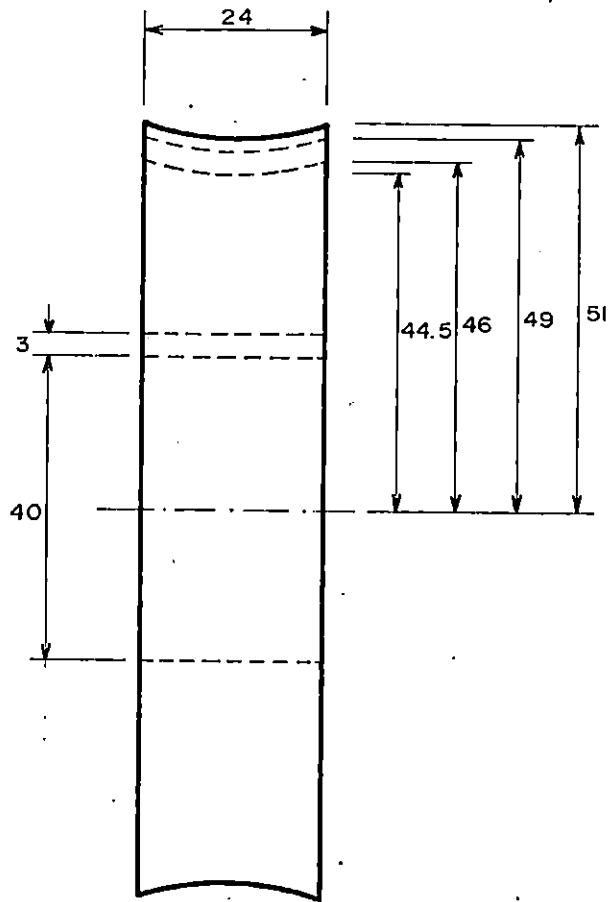
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	2	TAPADERAS DE SINFIN	ACERO AISI 1020		Ø87x30
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA		Esc. 1:1	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION		Lamina No. 6	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DE MATERIALES METALICOS.			



CHAVETERO: 6 x 3

COTAS EN mm.

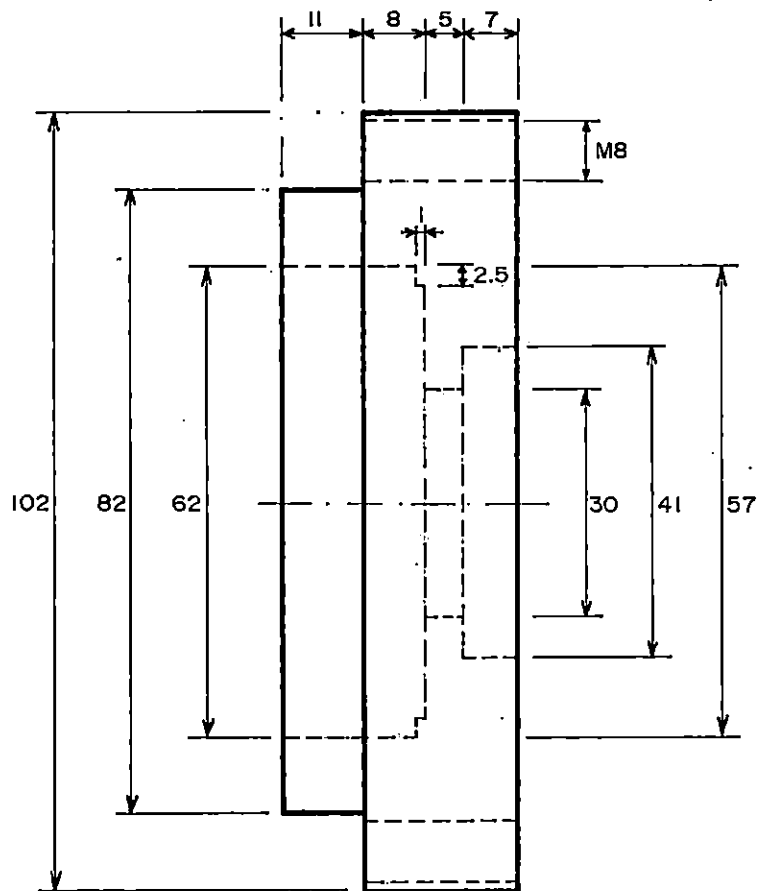
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	1	TORNILLO SINFIN	ACERO AISI 3115		Ø 34 x 220
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 7



CHAVETERO : 8 x 3

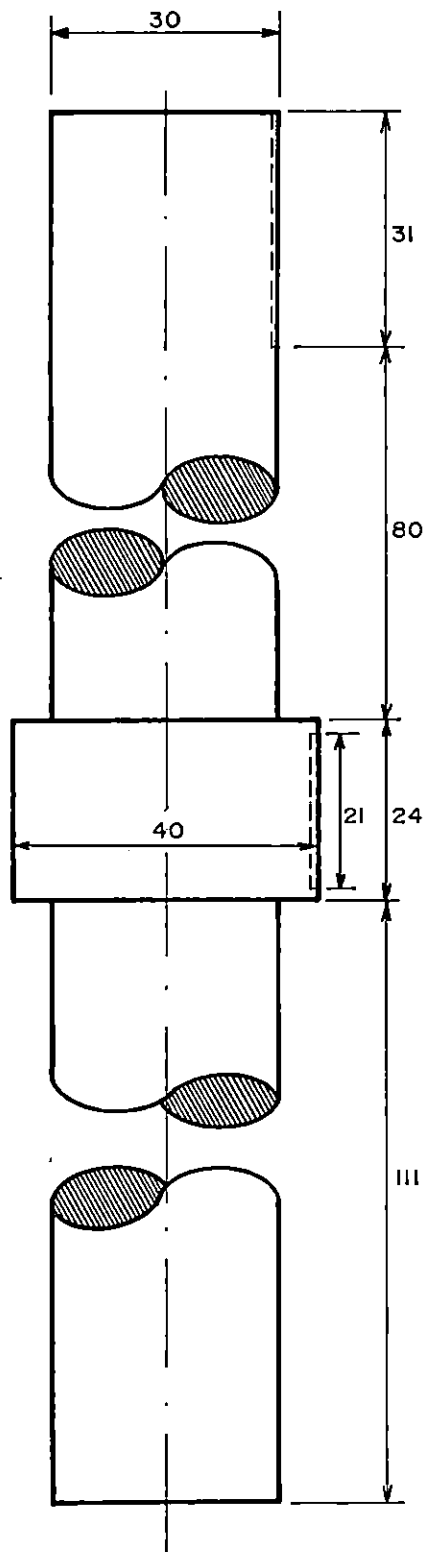
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	1	CORONA DE BRONCE	BRONCE FOSFOR		Ø 102 x 24
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	
				Esc. 1:1	
				Lamina No. 8	



COTAS EN mm.

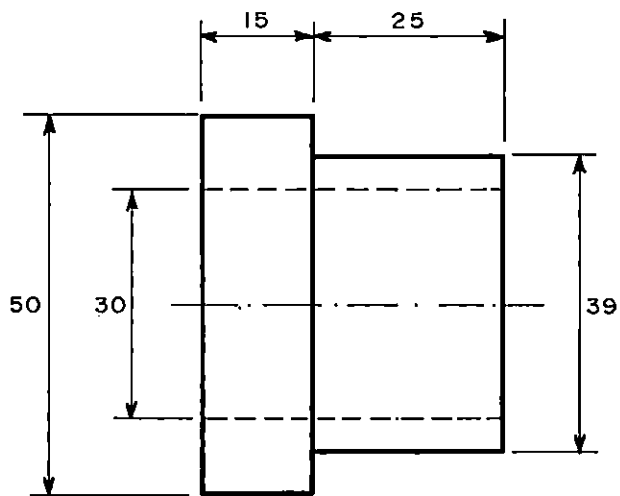
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	2	TAPADERA DE CORONA	ACERO AISI 1020		Ø102x31
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 9



CHAVETEROS: 8 x 3

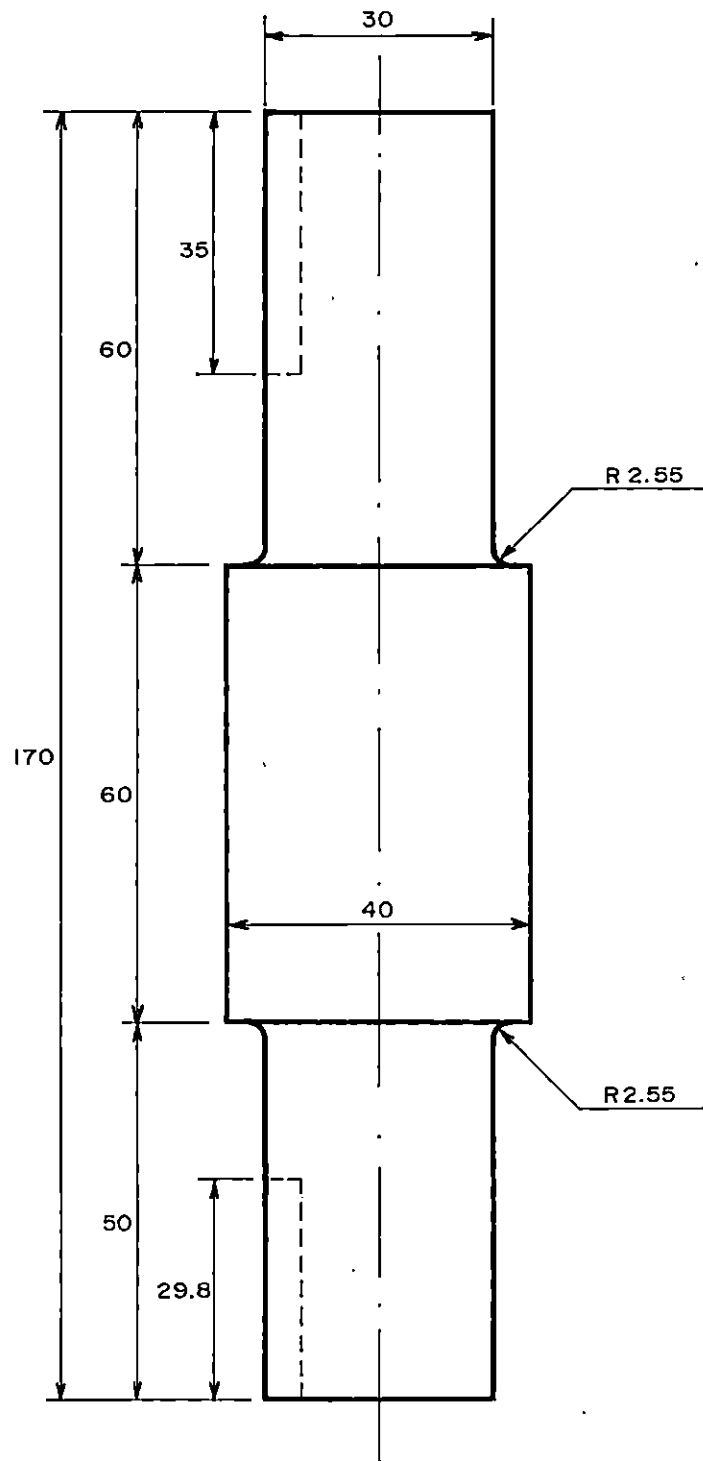
COTAS EN mm.

IO	I	EJE DE CORONA	ACERO AISI 1020		Ø40x246
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 10



COTAS EN mm.

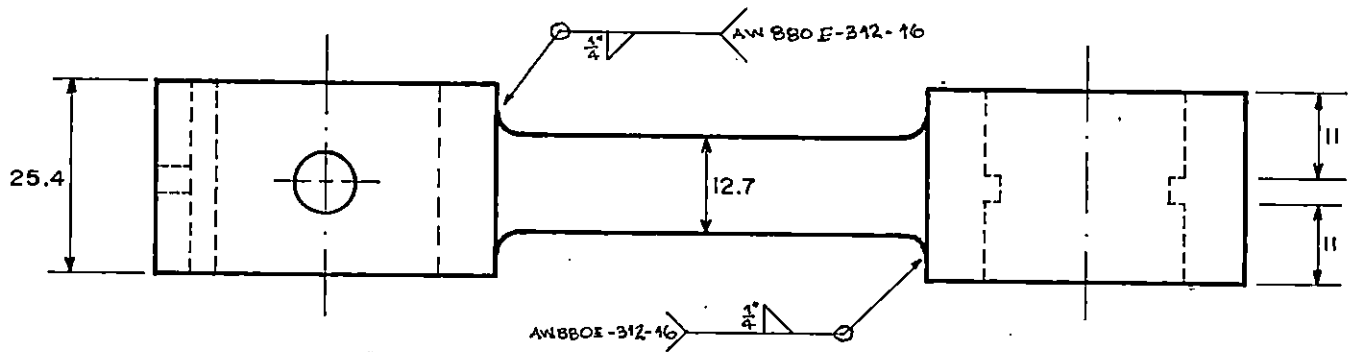
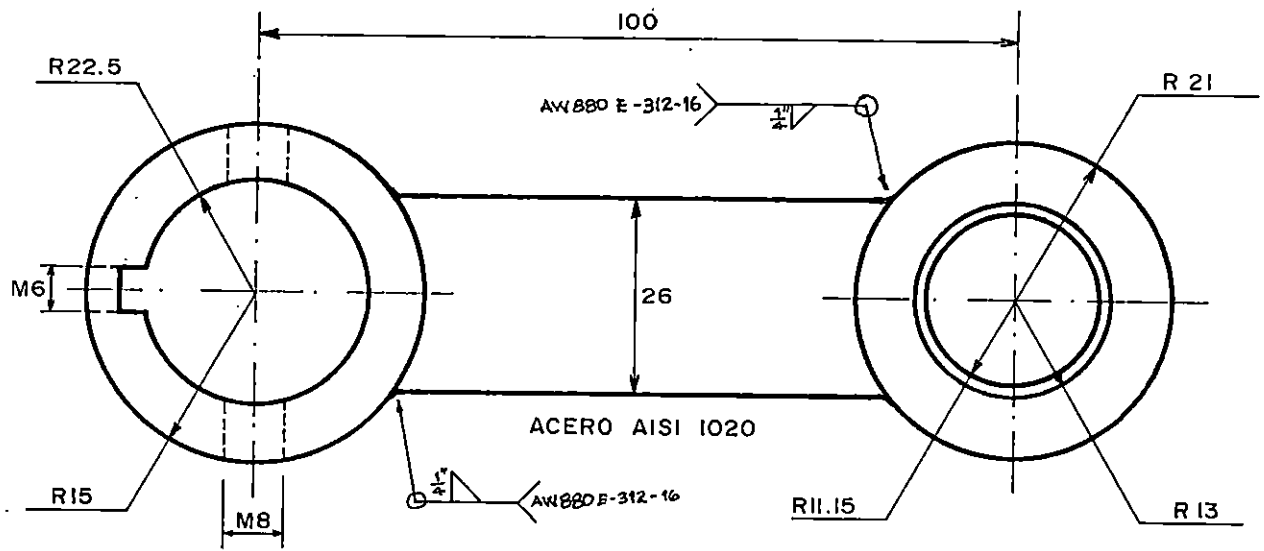
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
10	2	SEPARADOR DE EJE DE CORONA	ACERO AISI 1020		Ø50x40
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1 : 1 Lamina No. II



CHAVETEROS: 8 x 4

COTAS EN mm.

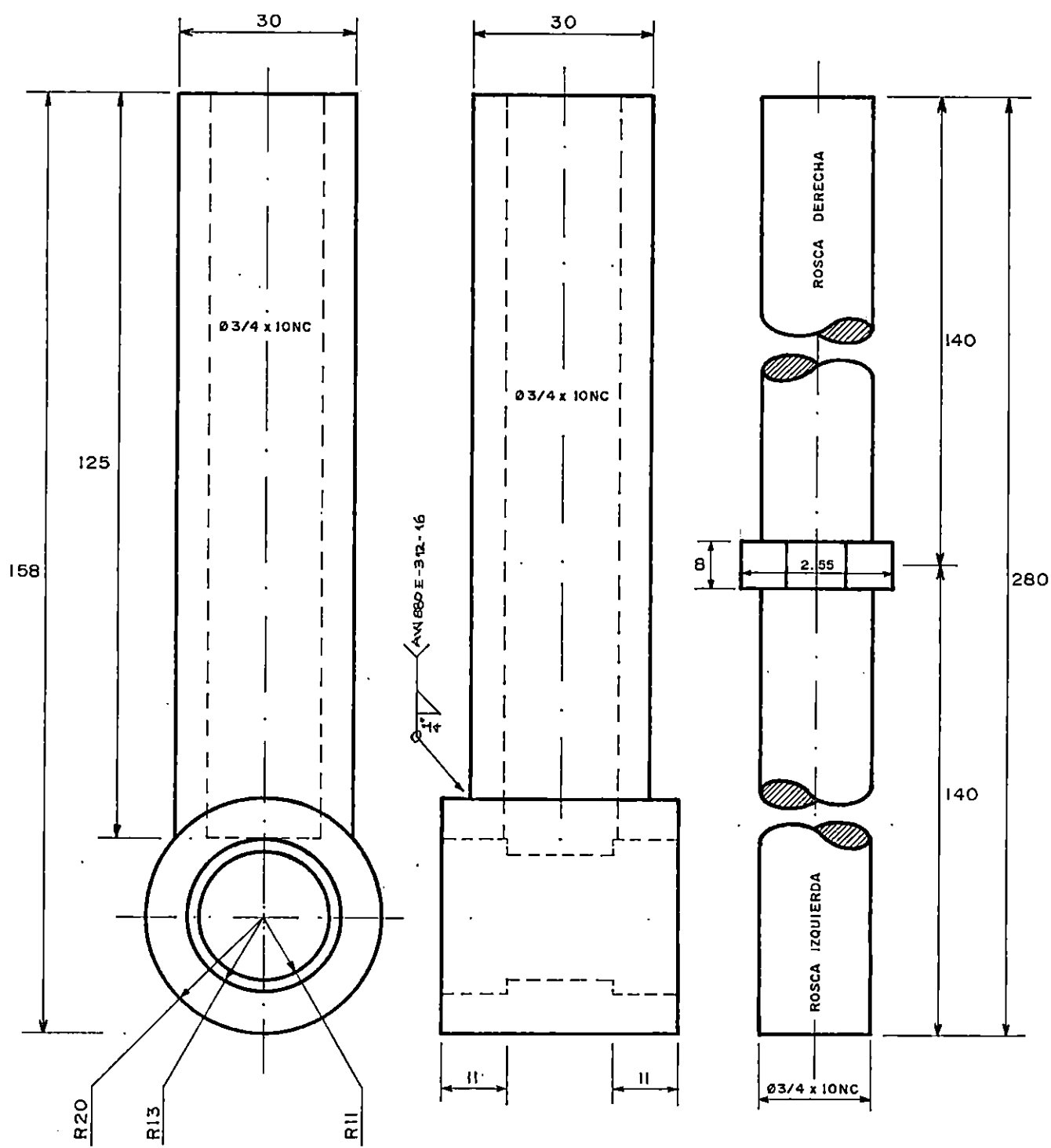
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
12	1	EJE DE BIELA	ACERO AISI 3115		Ø40 x 170
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 12



CHAVETERO: 6 x 3

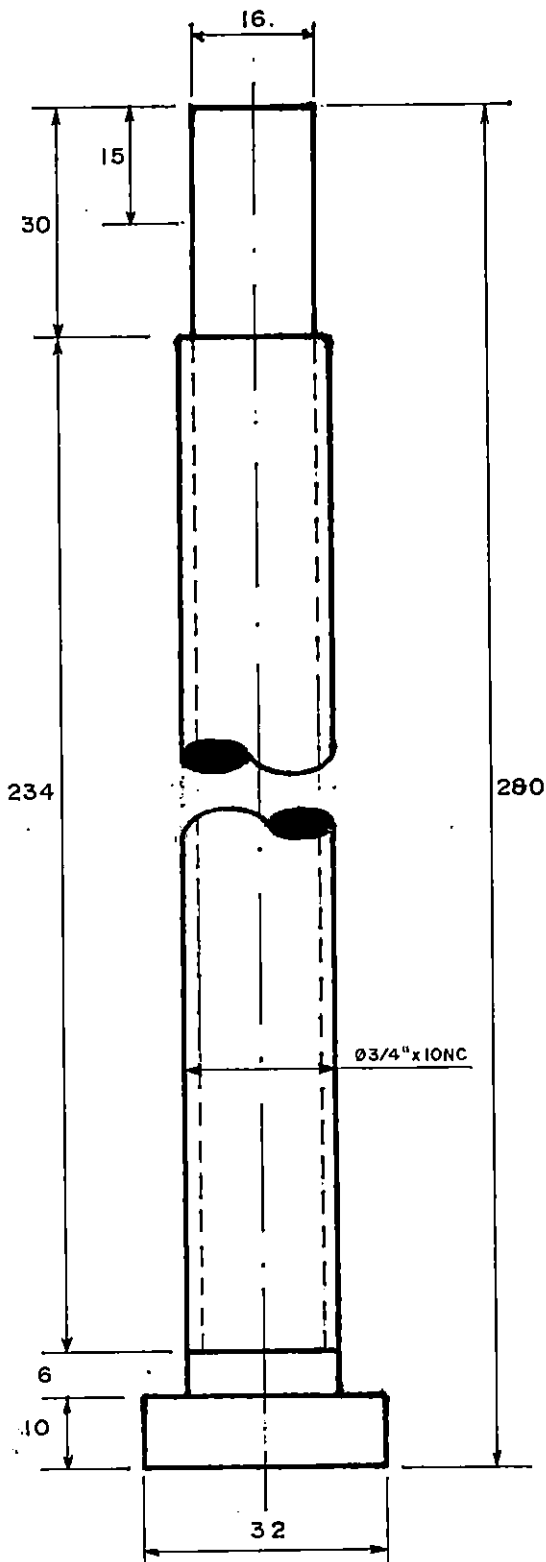
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
14	1	BIELA	ACERO AISI 3115		Ø 22.5 x 143.5
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 13



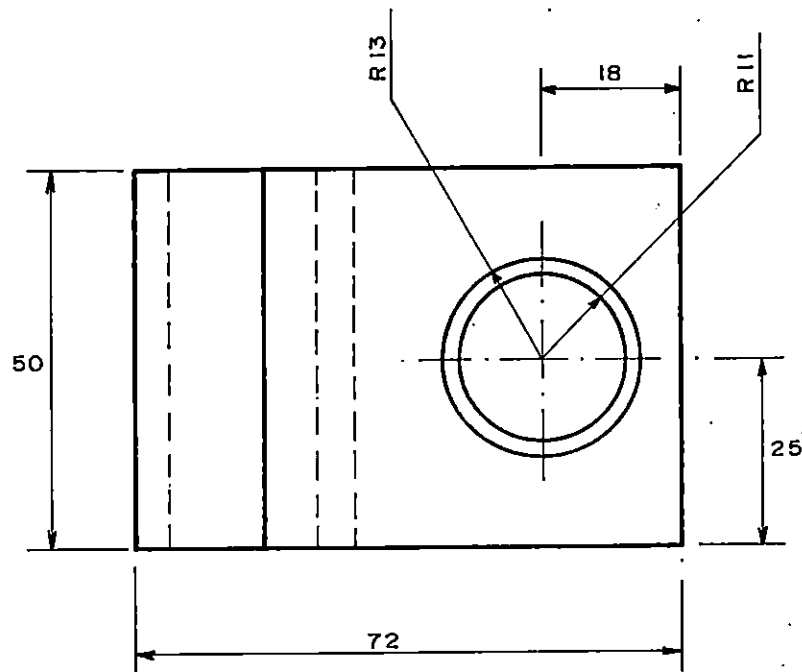
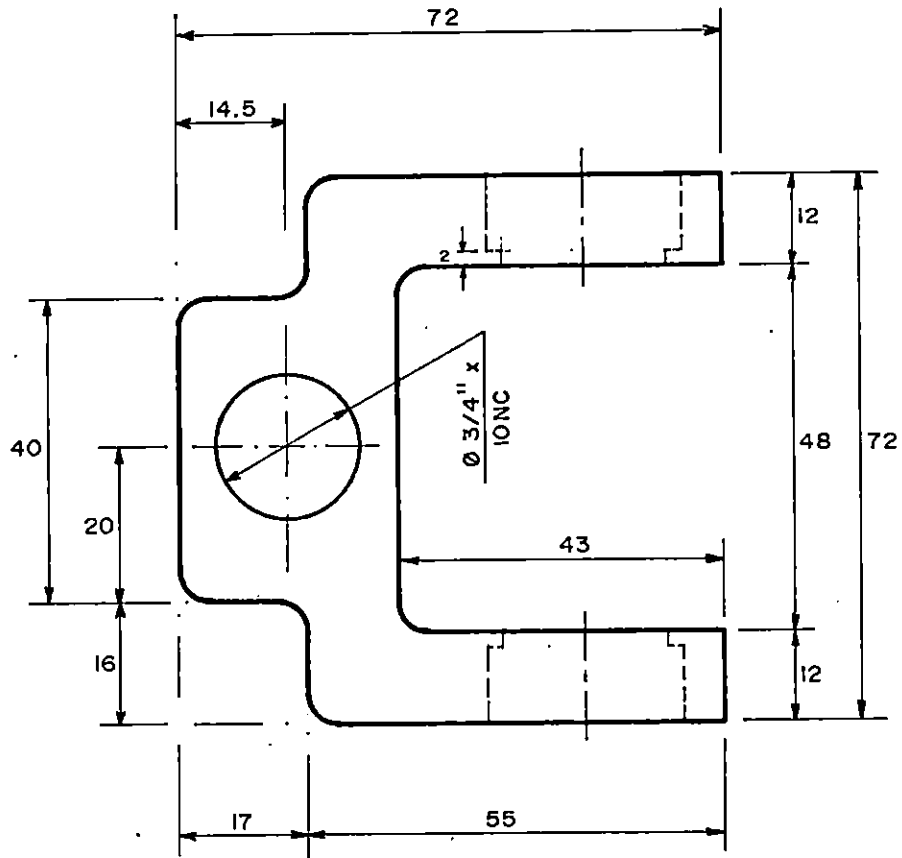
COTAS EN mm.

15	1	ESLABON	ACERO AISI 1020		Ø30 x 280
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 14



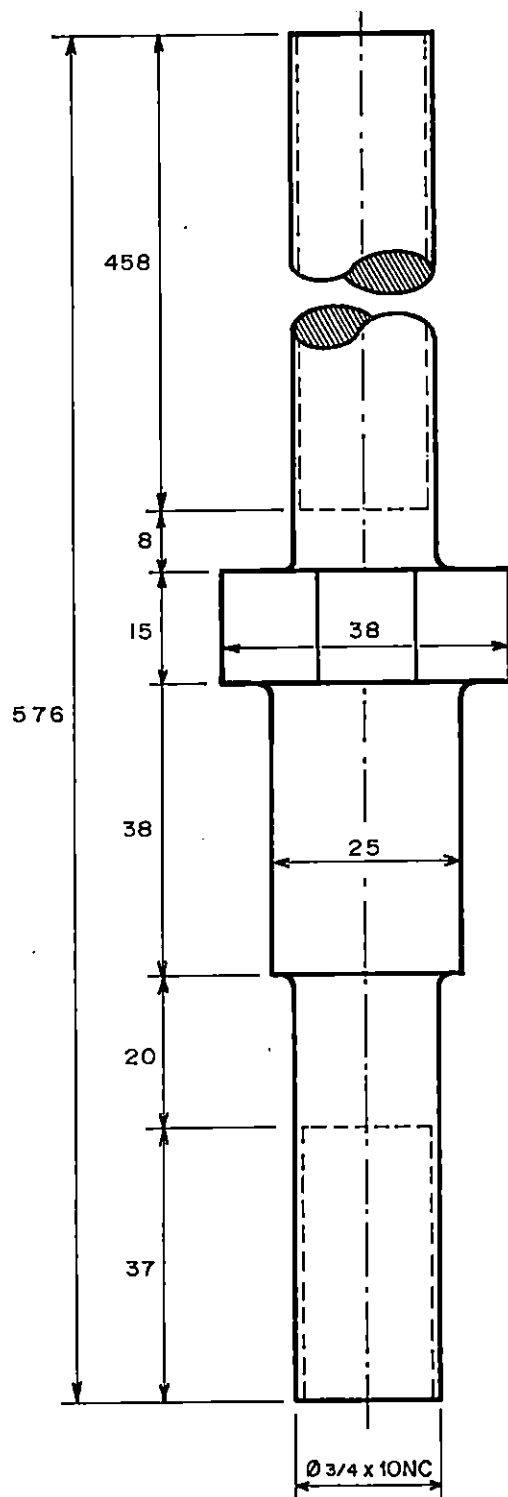
COTAS EN mm.

26	1	TORNILLO DE BASCULA	ACERO AISI 1020		$\text{Ø} 32 \times 280$
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No.15



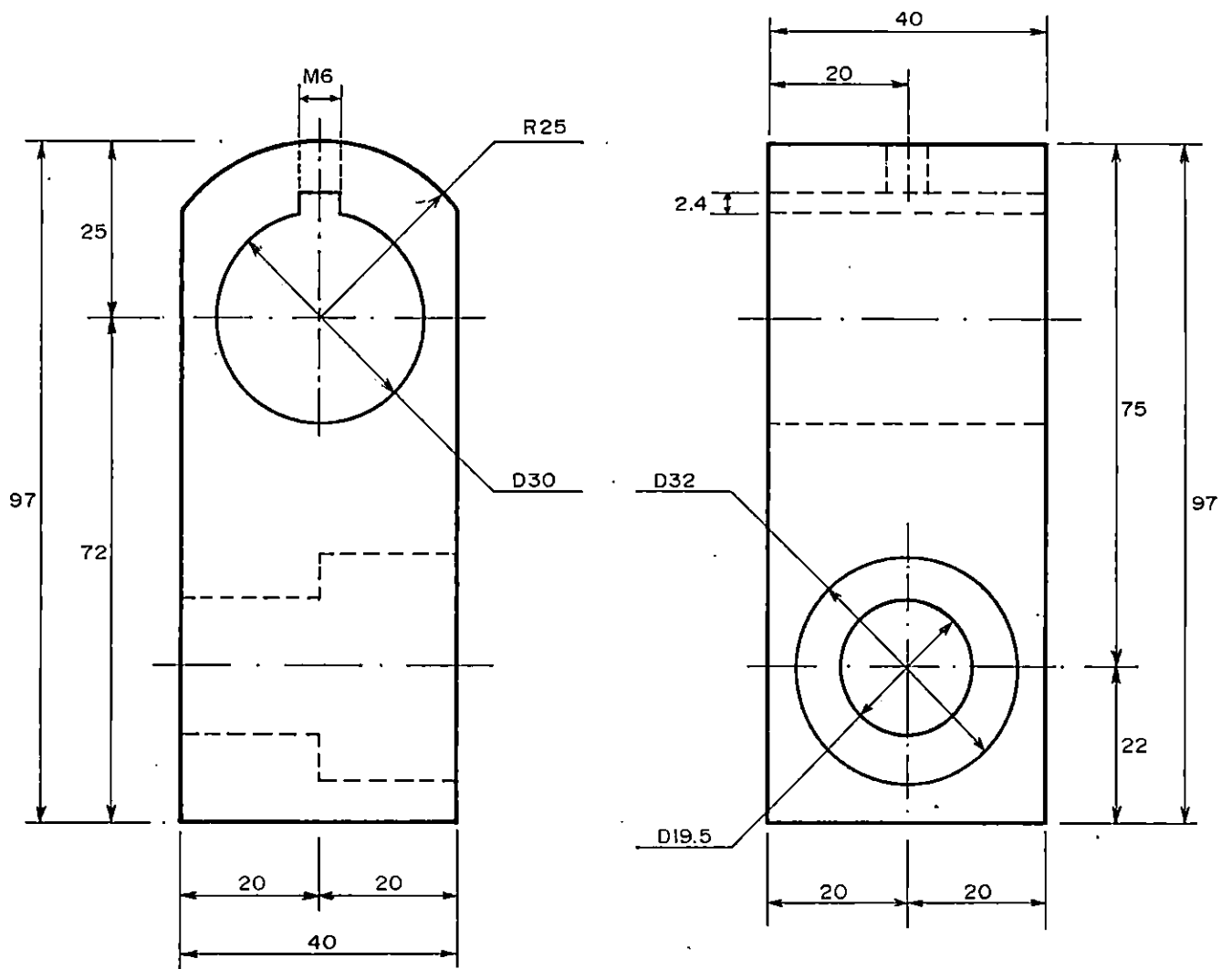
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
15	1	SOPORTE DE ESLABON	ACERO AISI 1020		50 x 72
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lámina No. 16



COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
16	1	TORNILLO DE OSCILADOR	ACERO AISI 1020		Ø 19 x 576
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1 : 1 Lámina No. 17



CHAVETERO: 6 x 2.4

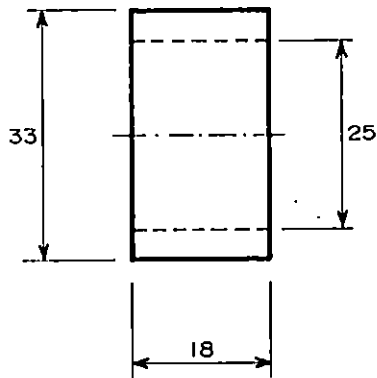
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
16	1	SOPORTE DE OSCILADOR	ACERO AISI 1020		40x97

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

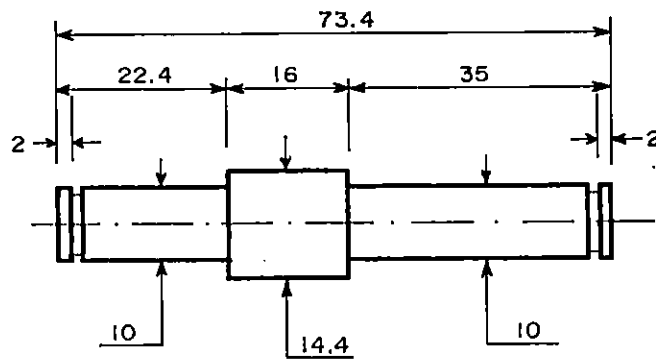
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA
 MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION
 DE MATERIALES METALICOS.

Esc. 1:1
 Lamina No. 18

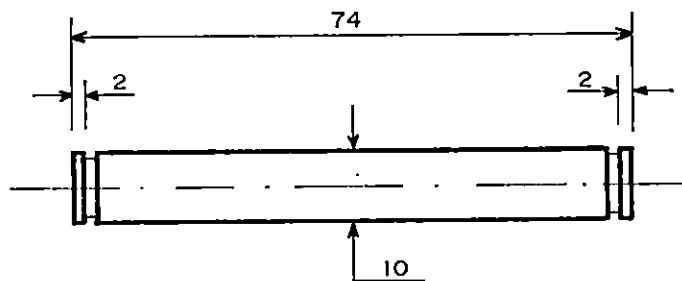


COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
16	1	SEPARA. TORNILLO OSCILADOR	ACERO AISI 1020		Ø33x18
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 19



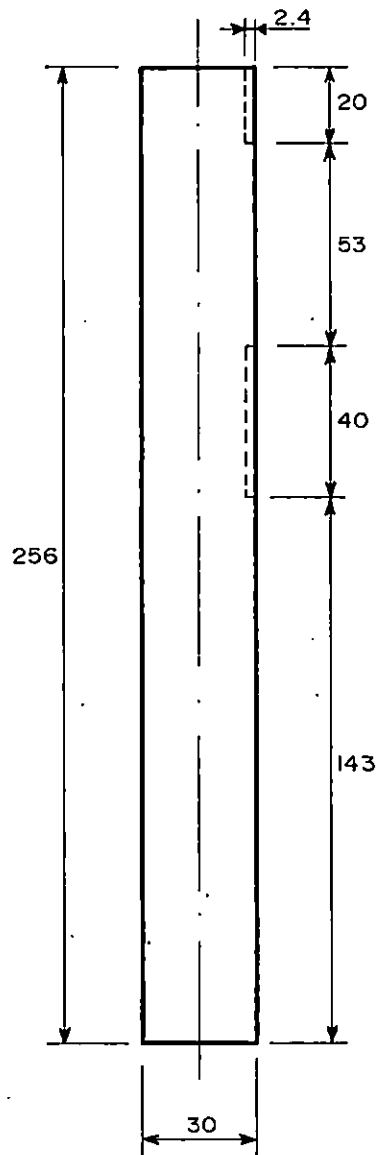
PASADOR BIELA - OSCILADOR



PASADOR ESLABON - OSCILADOR

COTAS EN mm.

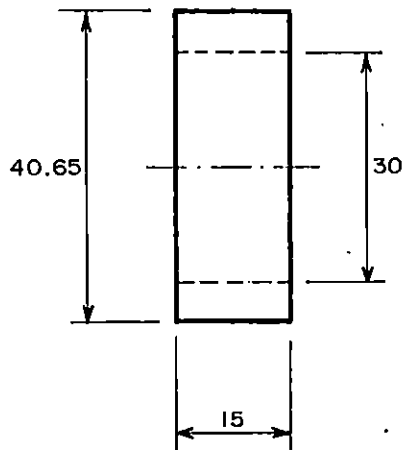
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
16	2	PASADORES	ACERO AISI 1045		Ø14.4 x 73.4; Ø10 x 74
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	
					Esc. 1:1
					Lamina No. 20



CHAVETERO: 6x2.4

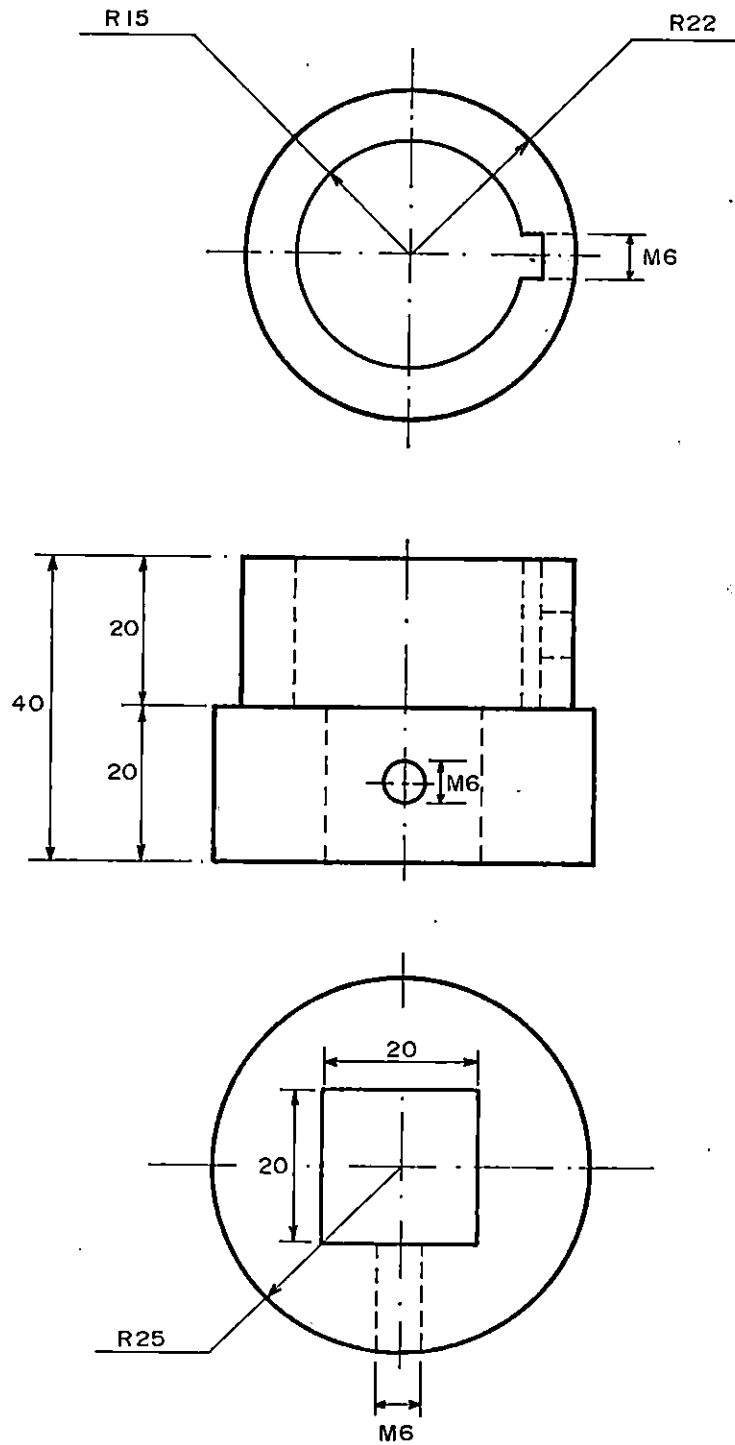
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
17	1	EJE DE MORDAZA MOVIL	ACERO AISI 3115		Ø 30 x 256
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:20 Lamina No. 21



COTAS EN mm.

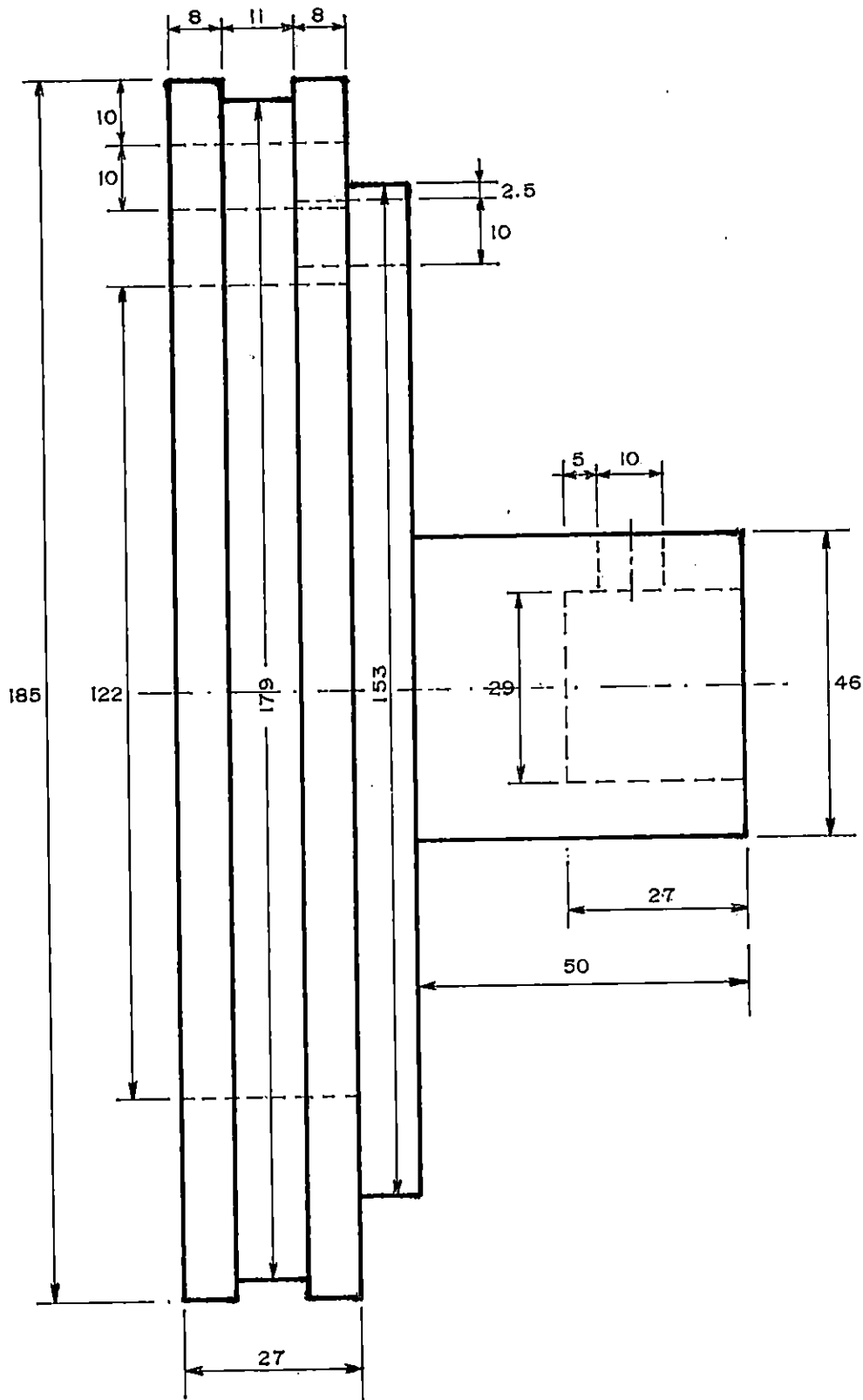
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
19	1	SEPARADOR EJE MORDAZA	ACERO AISI 1020		Ø 40.65x15
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 22



CHAVETERO: 6x2.4

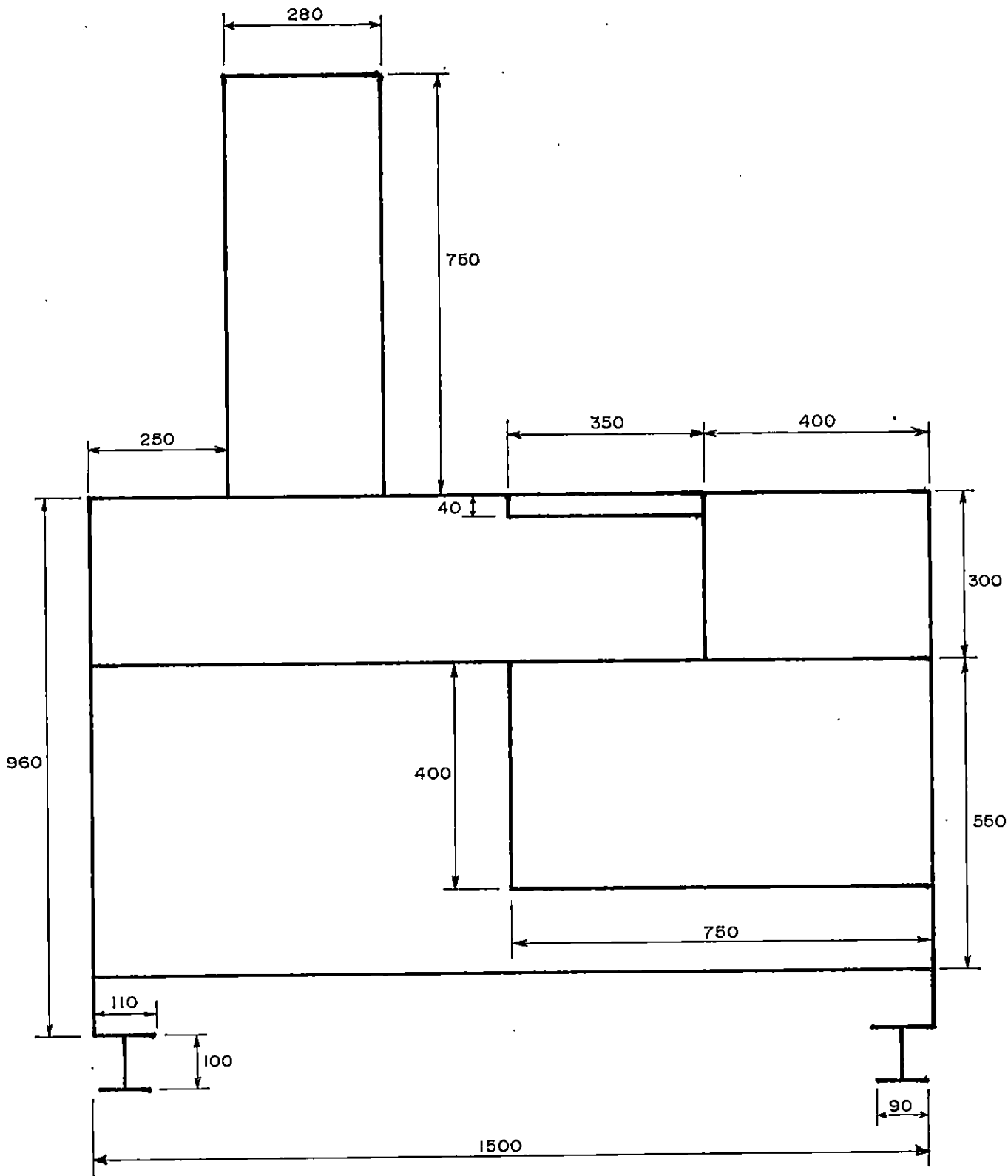
COTAS EN mm.

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
19	1	MORDAZA MOVIL	ACERO AISI D-2		Ø50x40
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	
					Esc. 1:1 Lamina No. 23



COTAS EN mm.

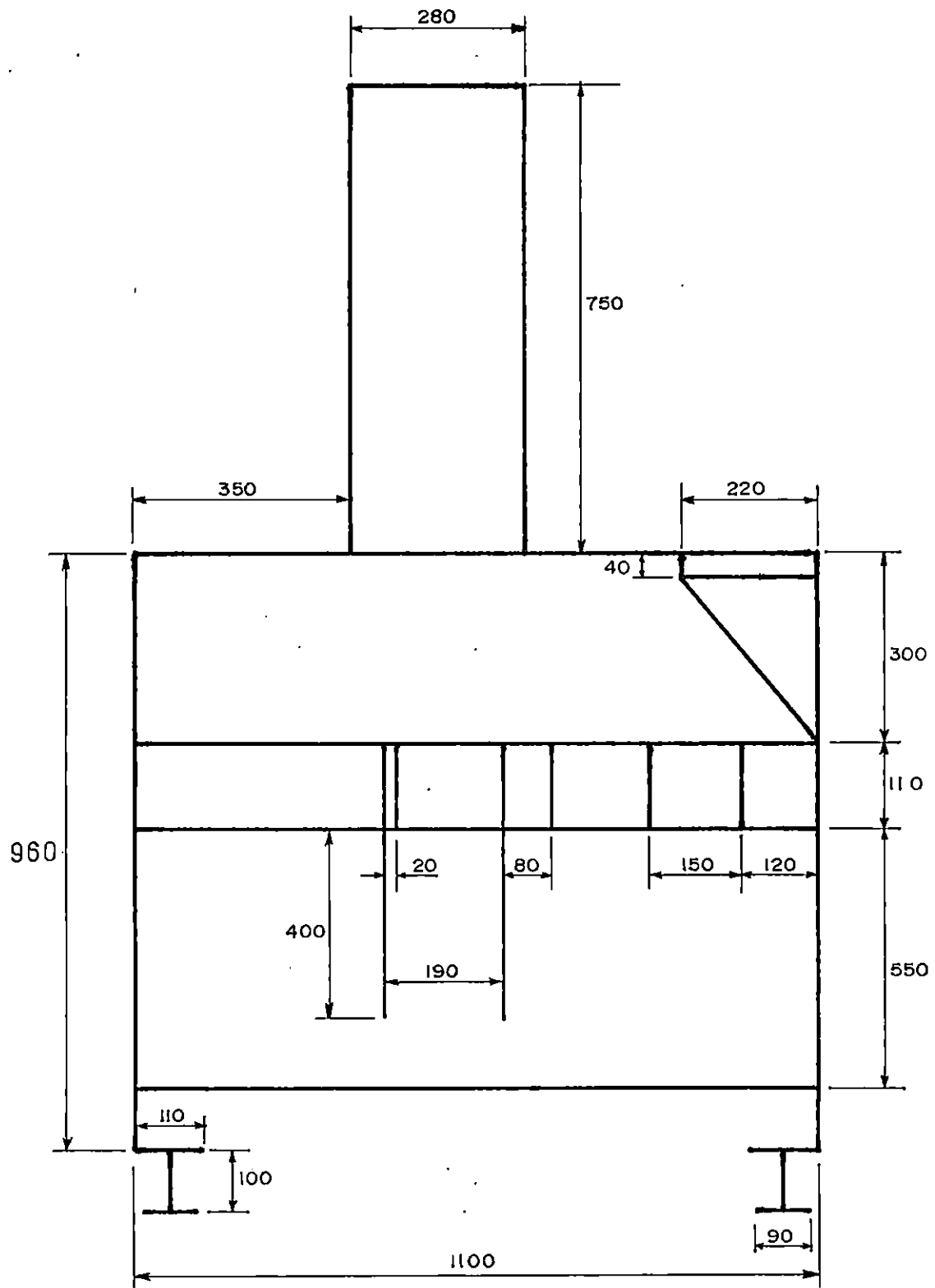
27	1	POLEA DE MEDICION	HIERRO FUNDIDO Y NYLON		Ø185x77
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No. 25



VISTA FRONTAL

COTAS EN mm.

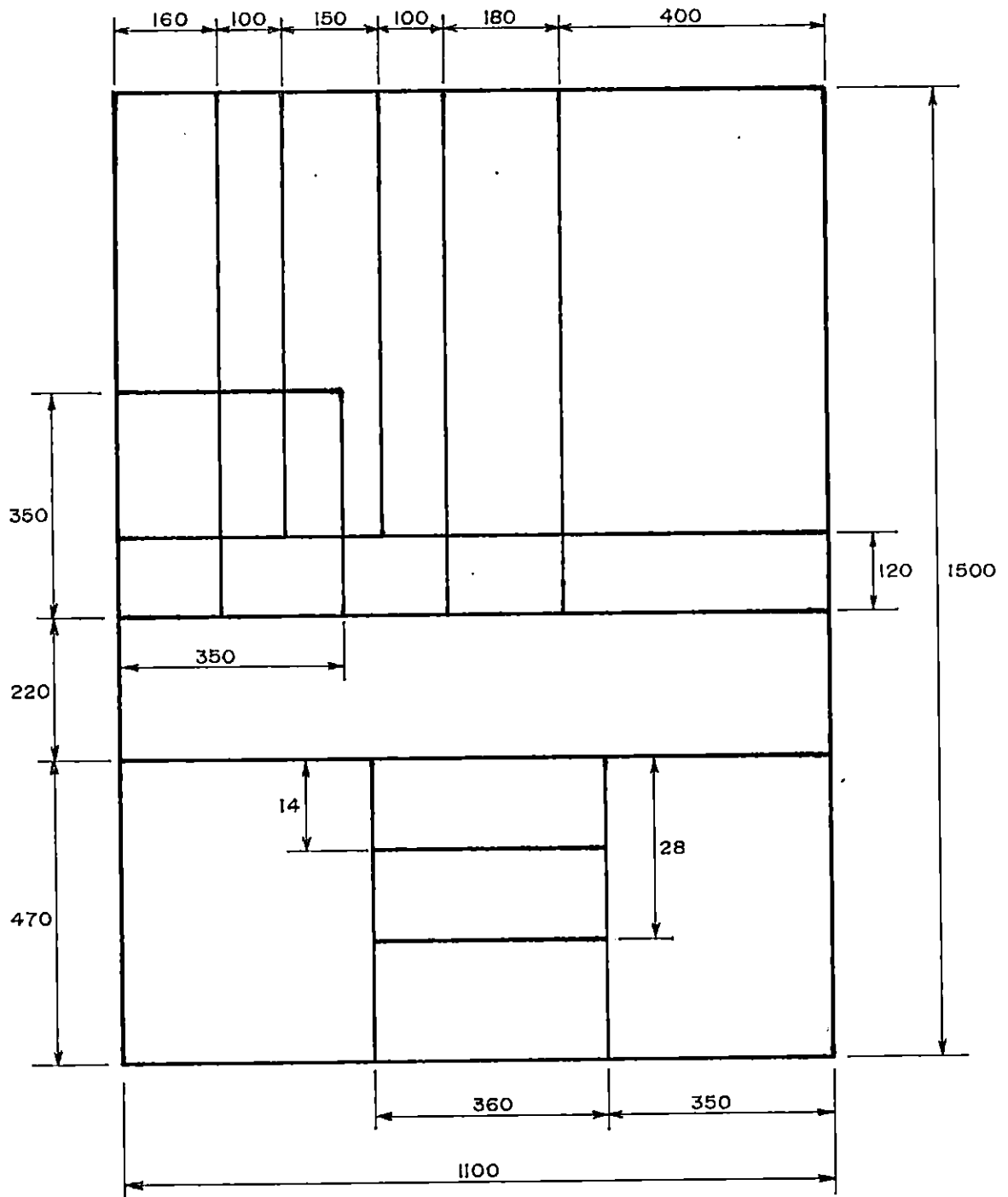
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
25	1	BANCADA	HIERRO ANGULAR		1500x1710
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:10 Lamina No.26a



VISTA LADO DERECHO

COTAS EN mm.

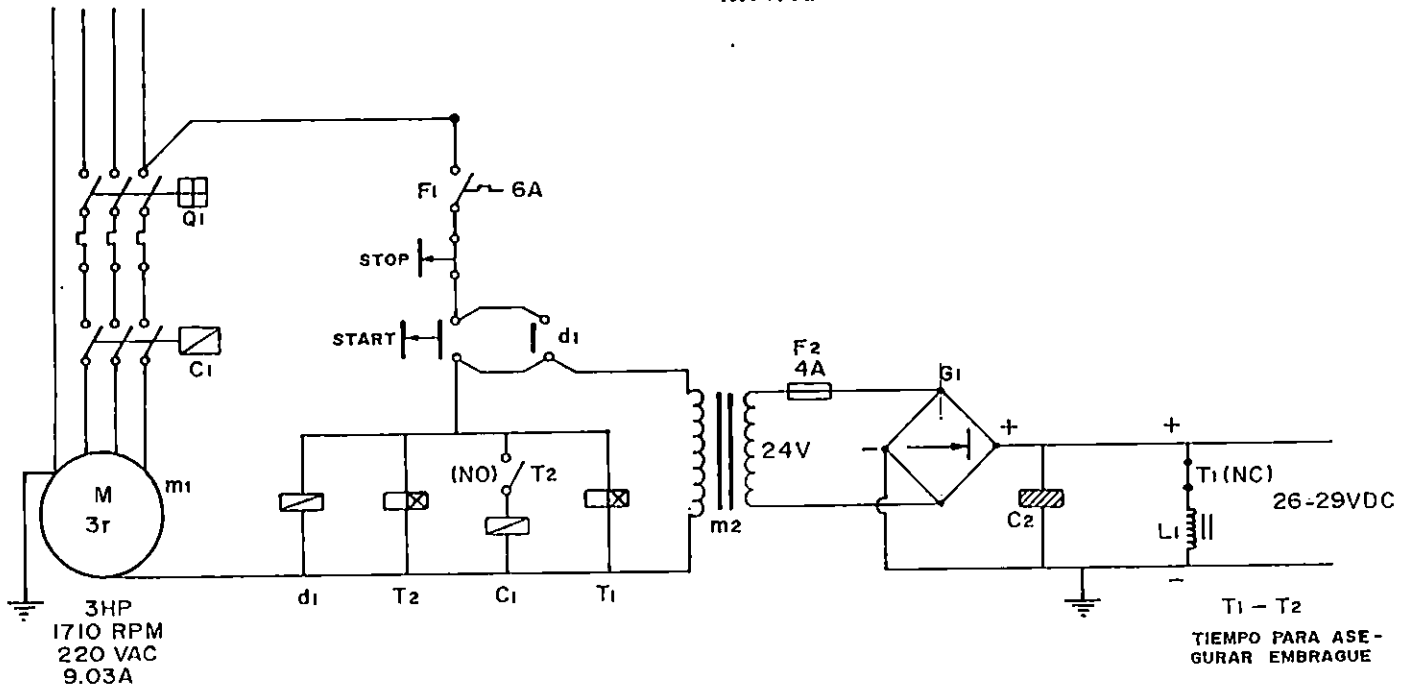
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
25	1	BANCADA	HIERRO ANGULAR		1100 x 1710
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.	
				Esc. 1 : 10	
				Lamina No.26b	



COTAS EN mm.

25	1	BANCADA	HIERRO ANGULAR		1100x1500
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:10 Lamina No.26c

FUERZA 220 VAC
MANDO 110 VAC



- m₁ MOTOR
- C₂ CAPACITOR 50V/4700mf
- G₁ PUENTE RECTIFICADOR DE ONDA COMPLETA 25Amp. 600V.
- NC NORMALMENTE CERRADO
- NO NORMALMENTE ABIERTO
- F₁ PROTECCION DE CIRCUITO DEL MANDO, 6 Amp.
- Q₁ PROTECCION GUARDAMOTOR, 6-10 Amp. Siemens
- F₂ PROTECCION DE SALIDA 4 Amp. PARA EMBRAGUE
- d₁ RELE 110V
- T₂, T₁ TEMPORIZADORES RETARDO A LA CONECCION (0-30 seg.)
- C₁ CONTACTOR 3TB42 Siemens
- STOP PULSADOR NORMALMENTE CERRADO, ROJO
- START PULSADOR NORMALMENTE ABIERTO, NEGRO
- L₁ ELECTROIMAN O EMBRAGUE
- m₂ TRANSFORMADOR 110 VAC, PRIM/24V ASSEK/100VA.

24-		CIRCUITO ELECTRICO			
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No.27

C. COSTOS DIRECTOS

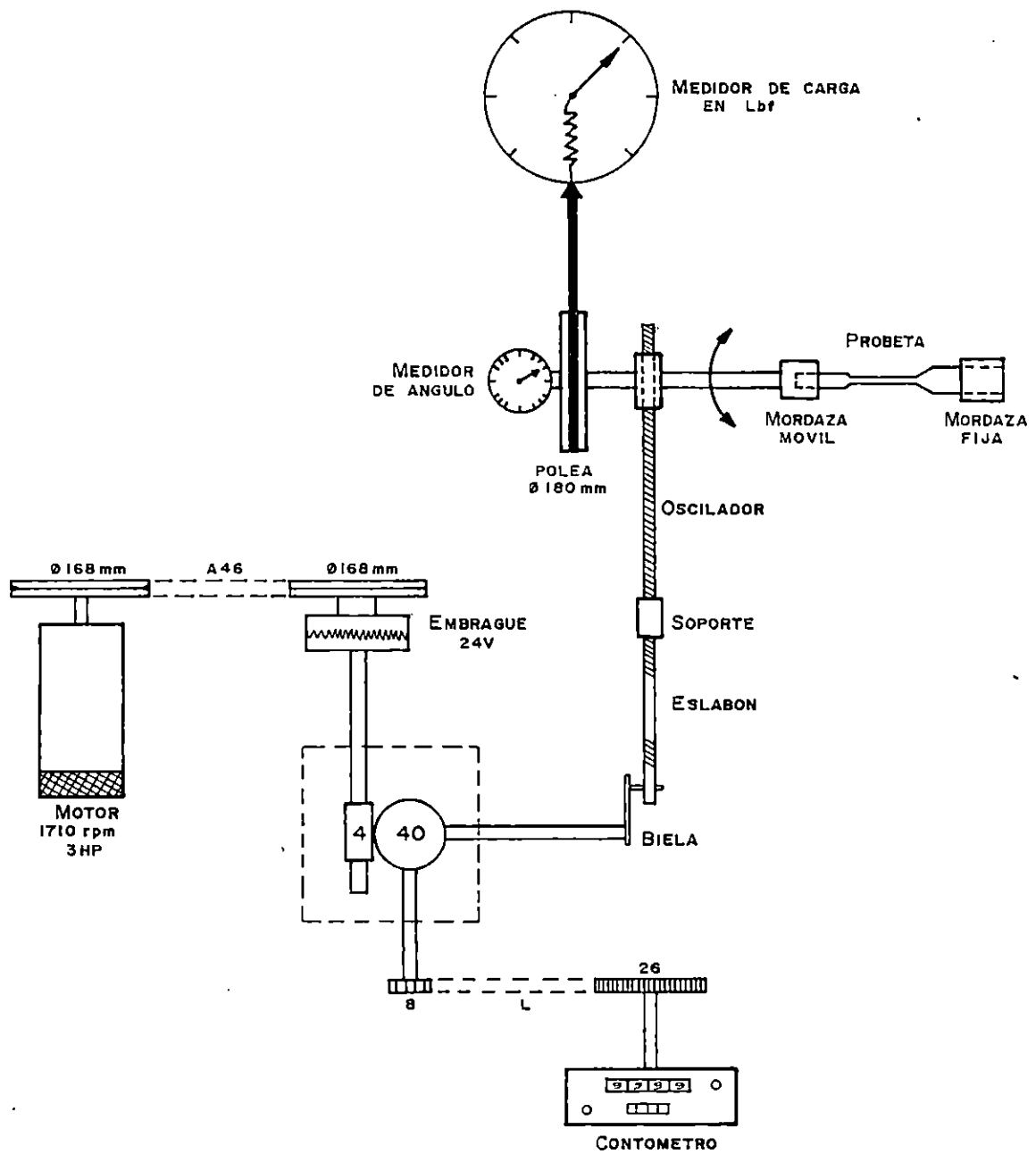
CANTIDAD	UNIDAD	DETALLE	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	-	Motor trifásico 3 HP 220/440	C 1,804.00	C 1,804.00
22	cm	Acero 3115 de $\phi = 55$ mm	8.55	188.10
60	cm	Acero 3115 de $\phi = 45$ mm	5.69	341.00
1 3/4	pulg	Bronce BP 4" x 1"	134.50	235.40
16	cm	Acero 3115 de $\phi = 22$ mm	2.20	35.20
8.80	Lb	Acero AISI 1020 redondo 1 x 1 mt	8.25	72.60
5	-	Prisioneros allen 1/4 x 1/2	2.50	12.50
4.8	Lb	Acero AISI 1020 redondo 1 1/4 x 35 cm	9.35	44.80
3	-	Pliegos lija 3M # 180	6.00	18.00
1	-	Fresa cilíndrica 4 ctes. 20 mm	134.38	134.38
17.30	Lb	Acero AISI 1020 redondo 1 x 2 mt	8.25	142.73
1	-	Resorte	30.00	30.00
5	Lb	Electrodo ϕ 1/8"	7.20	36.00
6	-	Prisioneros 1/4 x 3/4"	2.20	13.00
2.7	Lb	Acero 1045 RD/CR 16 mm	19.00	51.45
1	-	Báscula Colgante Chatillon	726.00	726.00
6	Lb	Electrodo ϕ 3/32"	7.20	43.20
60	mm	Acero AISI D-2 57 x 18 mm	1.15	69.00
1	-	Caja de Registro 6 x 8 x 12	64.00	64.00
1	-	Machuelo 1/4 NC	50.00	50.00
5	-	Tornillos 3/4 NC	3.45	17.25
11	-	Arandelas planas 3/4	2.05	22.55
3	Lb	Electrodo 3/32	9.00	27.00
45	mm	Acero AISI D-2 RD 50 mm	2.36	106.19
70	mm	Acero AISI 1020 2.7/16"	0.50	33.12
50	mm	Acero AISI 1020 1.11/16"	0.25	11.50
2	-	Chumaceras 1 - 3/1	206.00	413.60
1	-	Faja A - 46	53.35	53.35
1	Lb	Acero ECN 150 32 x 11"	93.50	93.50
1.13	Lb	Acero AISI 1020 RD 1.5/8"	8.80	8.80
7	-	Hierro Angulo 1/4 x 2 x 6 mt	185.00	1,295.00
1	Lb	Acero AISI 1045 16 mm	9.00	9.00
3.6	Lb	Acero AISI 1020 cuad. 1 3/4	10.73	38.65

CANTIDAD	UNIDAD	DETALLE	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
13.8	Lb	Acero AISI 1020 redondo 1 5/8	8.25	113.85
12	-	Prisioneros allen 1/4 x 3/4	2.50	30.00
1	-	Balero 041 HK 2520	55.00	55.00
10	-	Seguro P/interiores 211 - 1"	6.60	66.00
6	-	Segundo p/exteriores 118 - 10 mm	2.20	13.20
7.10	Lb	Acero AISI 1020 cuad. 3" x 60 mm	16.50	117.15
8	-	Balero 017 6000	34.65	277.20
1	-	Broca p/hierro 21/32	138.00	138.00
1	Lb	Electrodo 3/32	77.00	77.00
10	Lb	Acero AISI 1020 1 1/4"	35.37	353.70
1	-	Chumacera P208	48.00	48.00
1	-	Chumacera UC 208	152.00	152.00
2	-	Chumacera UCP 206	130.00	260.00
1	-	Machuelo 3/4" NC	49.50	49.50
1	-	Balero 62200 2RS	150.00	150.00
1	-	Embrague Electromagnético 24 VDC	500.00	500.00
1	-	Construcción de caja reductora	1,500.00	1,500.00
1	-	Construcción de circuito eléctrico	1,000.00	1,000.00
2	-	Construcción de poleas de hierro fundido Ø 160mm	200.00	200.00
2	-	Acoples	100.00	200.00

SUB TOTAL € 12,341.23

10% DE IMPREVISTOS € 1,234.12

TOTAL € 13,575.35



POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	MEDIDAS
		ESQUEMA CINEMATICO			
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE PRUEBA DE TORSION DE MATERIALES METALICOS.		Esc. 1:1 Lamina No.28