

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

“Adaptación Tecnológica de una Máquina de Ensayos Moore”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

César Roberto Molina Arce

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2010

DEDICATORIA

A mis padres que con mucho cariño y esfuerzo supieron guiarme para conseguir todo lo que me propusiera alcanzar. A mis hermanos por su apoyo y comprensión. A Pamela por su enorme apoyo y el amor que me brinda. A mis amigos Andrés, Joaquín y Ricardo.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por brindarme la fuerza y sabiduría para conseguir todos los logros alcanzados a lo largo de mi vida. A mis padres, quienes con su ejemplo me convirtieron en la persona que soy. A los Ingenieros Manuel Helguero y Federico Camacho por su colaboración en la realización del mismo. A la familia de Pamela por su apoyo incondicional y ayuda brindada.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



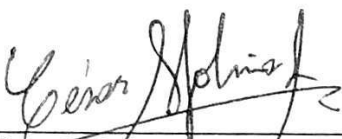
Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Federico Camacho B.
VOCAL PRINCIPAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”



Cesar Roberto Molina Arce

RESUMEN

En los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, se encuentran máquinas de diferentes tipos para que los alumnos puedan realizar las prácticas necesarias para completar su aprendizaje; la mayoría de ellas fueron adquiridas hace mucho tiempo y cuentan con tecnología básica. En la actualidad, máquinas de este tipo tienen costos muy elevados y como consecuencia su adquisición es muy difícil.

Esta tesis tiene por objetivo efectuar el diseño adaptativo de una máquina para realizar ensayos de fatiga conocido como “Ensayos Moore”, que se pueda construir con un costo mucho menor al referencial en el mercado, también enfocada como la mejor alternativa en cuanto a tecnología, seguridad y funcionalidad.

Para la adaptación tecnológica de esta máquina se procedió a realizar todo el proceso de diseño mecánico estableciendo criterios que fueron de gran utilidad para todo el proceso de toma de decisiones con el fin de hacerlo

óptimo, como selección de elementos mecánicos y métodos de análisis de diseño aprendidos para el cálculo de las dimensiones y tipos de materiales a emplearse para todas las partes que constituyen esta máquina, de acuerdo a las necesidades de funcionabilidad de la misma.

Esta tesis será de gran utilidad para la construcción posterior de la máquina para los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica para que en prácticas de laboratorio puedan determinar el tiempo de vida útil de los distintos materiales con los que se construyen comúnmente los elementos de máquinas.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	Pág. II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
 CAPÍTULO 1	
1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.....	2
1.1. Objetivos.....	3
1.2. Especificaciones y requerimientos.....	5
 CAPÍTULO 2	
2. DISEÑO DE FORMA.....	8
2.1. Análisis de las funciones de la máquina.....	8

CAPÍTULO 3

3. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	18
3.1. Parámetros funcionales.....	18
3.2. Parámetros geométricos.....	19

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA.....	23
4.1. Diseño de ejes de transmisión.....	23
4.2. Diseño de chaveta para eje.....	41
4.3. Análisis y selección de acoplamiento.....	44
4.4. Diseño de las placas.....	45
4.4.1 Diseño de placa portapesas.....	45
4.4.2 Diseño de la placa de fuerza.....	52
4.4.3 Diseño de la placa de soporte.....	57
4.5. Diseño de la varilla de carga.....	63
4.6. Diseño de la estructura soportante.....	64
4.7. Diseño de uniones empernadas.....	74
4.8. Diseño de juntas soldadas.....	81
4.9. Análisis de potencia del motor.....	84
4.10. Análisis y selección de rodamientos.....	85
4.11 Selección del sistema de control.....	91

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	93
5.1. Costo de materiales y mano de obra.....	93
5.2. Análisis comparativo con máquinas similares.....	95
5.3. Rentabilidad del proyecto.....	97

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	98
6.1. Conclusiones.....	98
6.2. Recomendaciones.....	100

APÉNDICES**BIBLIOGRAFÍA**

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society Of Testing Materials
C. total	Costo total
C. unitario	Costo unitario
Cant.	Cantidad
GPa	Giga Pascales
HB	Dureza Brinell
HP	Horse Power
Kg	Kilogramos
Kg/m ³	Kilogramos por metro cúbico
m	Metros
M	Grado métrico del perno
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metros cúbicos
m ⁴	Metros a la cuarta
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros cuadrados
mm ² /s	Milímetros cuadrados por segundos
MPa	Mega Pascales
N	Newtons
N.m	Newtons por metro
N/m	Newtons sobre metro
N/m ²	Newton por metro cuadrado
°C	Grados centígrados
rad/s	Radianes por segundo
rpm	Revoluciones por minuto

SIMBOLOGÍA

\$	Dólares
%	Porcentaje
μ	Coeficiente de fricción
A	Área
a	Distancia entre rodamientos
a	Distancia de aplicación de la carga distribuida
A	Área del perfil seleccionado
A_{NR}	Área no roscada
A_R	Área roscada
b	Distancia entre rodamientos
b	Ancho de chaveta
b	Ancho de la placa
b	Distancia horizontal del cordón
C	Fracción de carga
c	Mitad distancia vertical de cordón
C	Capacidad dinámica de carga
c_1	Coeficiente de integración 1
c_2	Coeficiente de integración 2
c_3	Coeficiente de integración 3
c_4	Coeficiente de integración 4
C_0	Capacidad estática de carga
d	Diámetro del eje
d	Diámetro de la varilla de carga
d	Distancia vertical del cordón
D	Diámetro externo del rodamiento
d	Diámetro interno del rodamiento
d^2y/dx^2	Segunda derivada de y con respecto a x

d^3y/dx^3	Tercera derivada de y con respecto a x
d^4y/dx^4	Cuarta derivada de y con respecto a x
dy/dx	Primera derivada de y con respecto a x
e	Espesor
E	Módulo de elasticidad
E_{m1}	Módulo de elasticidad del material 1
E_{m2}	Módulo de elasticidad del material 2
F	Fuerza
F	Carga a soportar por la placa
F	Carga a soportar por la varilla
F	Reacción en el rodamiento
f_a	Esfuerzo de compresión de la columna
F_a	Esfuerzo permisible de compresión
F_a	Carga axial aplicada
F_i	Precarga
F_N	Fuerza normal
F_p	Carga de prueba
F_r	Carga radial aplicada
F_y	Fuerzas en el eje y
G_1	Constante de apoyo 1
G_2	Constante de apoyo 2
h	Altura de chaveta
h	Altura de la estructura
h	Altura de la garganta de soldadura
h_{arand}	Ancho de la arandela
h_{tuerca}	Ancho de la cabeza de la tuerca hexagonal
I	Inercia
I_a	Índice de trabajo de la columna
I_u	Momento de inercia unitario
I_{yy}	Inercia en el eje y
K	Factor de carga
k	Factor de apoyo
k_1	Coeficiente de irregularidades del par
k_2	Coeficiente de frecuencias de arranque
k_3	Coeficiente para número de horas de funcionamiento diario
k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_b	Resistencia del perno
k_c	Factor de modificación de la carga

k_d	Factor de modificación de la temperatura
k_e	Factor de modificación de efectos diversos
K_m	Resistencia del material
k_{m1}	Resistencia del material 1
k_{m2}	Resistencia del material 2
KN	Kilonewtons
k_{tm}	Resistencia del material equivalente
L	Longitud de eje
L	Longitud de chaveta
L	Longitud de la placa
L	Luz en la estructura
L	Longitud entre columnas
L	Longitud del perno
L_{10}	Vida del cojinete en millones de revoluciones
L_{A-D}	Distancia entre puntos A y D
L_{ch}	Espesor de la placa de la chumacera
L_{NR}	Longitud no roscada del perno
L_p	Longitud del perno
L_{placa}	Espesor de la placa
L_R	Longitud roscada del perno
M	Momento flector
M_A	Momento en punto A
$M_{m\acute{a}x}$	Momento máximo
$M_{m\acute{a}x}$	Momento máximo que resiste la soldadura
$M_t g$	Peso total de los elementos de la máquina
N	Factor de seguridad
n	Número de pernos
P	Fuerza de carga
P	Carga total sobre el sistema
P	Carga resultante
P	Carga dinámica equivalente
P_0	Carga estática equilibrada
Pot	Potencia del motor
q	Carga distribuida
Q	Carga a soportar
Q	Carga aplicada
R_1	Reacción 1
R_2	Reacción 2
R_3	Reacción 3

R_4	Reacción 4
R_A	Reacción en en el punto A
$r_{\min}$	Radio de giro mínimo de la columna
S_e	Resistencia a la fatiga
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga
S_o	Coeficiente de seguridad relativa a la carga estática
S_p	Resistencia de prueba
S_{sy}	Resistencia de fluencia al cortante
S_{ut}	Resistencia última a la tracción
S_y	Resistencia a la fluencia
T	Momento torsor
T	Torque sobre la chaveta
T	Par nominal
T	Torque en los rodamientos
t_{AC}	Deflexión del punto A al C
T_o	Par nominal del acoplamiento
V	Fuerza cortante
V	Carga axial de compresión
$V_{\max}$	Fuerza cortante máxima
W	Ancho de la chaveta
W	Velocidad angular
W	Carga total
W	Módulo de la sección en flexión
x	Desplazamiento
y	Deflexión
$y_{\max}$	Deflexión máxima
λ	Esbeltez de la columna
ρ	Densidad del material de la placa
σ	Esfuerzo
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Dimensiones de la probeta estandarizada.....	7
Figura 2.1 Tipos de acoplamientos rígidos.....	12
Figura 2.2 Tipos de acoplamientos flexibles.....	13
Figura 2.3 Mandril de sujeción para la probeta de prueba.....	15
Figura 2.4 Soporte de pie con rodamientos.....	17
Figura 2.5 Bosquejo de estructura de soporte.....	17
Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre del sistema de ejes para transmisión.....	24
Figura 4.2 Diagrama de fuerza cortante para el sistema de ejes para transmisión.....	26
Figura 4.3 Diagrama del momento flector del sistema de ejes para transmisión.....	26
Figura 4.4 Diagrama de las fuerzas que actúan sobre los ejes para transmisión	29
Figura 4.5 Diagrama para el análisis de la deflexión en los ejes.....	36
Figura 4.6 Diagrama de las fuerzas que actúan sobre los ejes para transmisión.....	39
Figura 4.7 Diagrama de fuerza cortante del eje para análisis de deflexión.....	39
Figura 4.8 Diagrama del momento flector del eje para análisis de deflexión.....	39
Figura 4.9 Diagrama de la geometría de la curva elástica.....	40
Figura 4.10 Chavetas rectangulares para ejes.....	41
Figura 4.11 Placa portapesas.....	45
Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre de la placa portapesas.....	46
Figura 4.13 Modelado simétrico de la placa portapesas.....	46
Figura 4.14 Diagrama de fuerzas que actúan sobre la mitad de la placa portapesas.....	46
Figura 4.15 Diagrama de fuerza cortante para la placa portapesas.....	47

Figura 4.16	Diagrama del momento flector de la placa portapesas.....	48
Figura 4.17	Diagrama para el análisis de la deflexión de la placa portapesas.....	49
Figura 4.18	Esquema de placa de fuerza	52
Figura 4.19	Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza.....	52
Figura 4.20	Diagrama de fuerza cortante para la placa de fuerza.....	53
Figura 4.21	Diagrama del momento flector de la placa de fuerza.....	54
Figura 4.22	Diagrama de fuerzas que actúan sobre la placa de fuerza.....	55
Figura 4.23	Esquema de placa de soporte.....	57
Figura 4.24	Diagrama de cuerpo libre de la placa de soporte.....	57
Figura 4.25	Diagrama de fuerza cortante para la placa de soporte.....	58
Figura 4.26	Diagrama del momento flector de la placa de soporte.....	59
Figura 4.27	Diagrama para el análisis de deflexión de la placa de soporte.....	60
Figura 4.28	Esquema de la varilla de carga.....	63
Figura 4.29	Dimensiones de la estructura.....	65
Figura 4.30	Diagrama de cuerpo libre de la estructura.....	66
Figura 4.31	Diagrama del tramo A-B de la estructura.....	67
Figura 4.32	Diagrama del tramo B-C de la estructura.....	69
Figura 4.33	Diagrama de fuerza cortante.....	69
Figura 4.34	Diagrama del momento flector.....	70
Figura 4.35	Unión empernada.....	74
Figura 4.36	Rodamiento rígido de bolas.....	88
Figura 4.37	Chumacera tipo Y.....	89

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Propiedades mecánicas del acero AISI 1018..... 21
Tabla 2	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36..... 22
Tabla 3	Coeficientes para el cálculo del factor de la condición superficial..... 31
Tabla 4	Valores de factores de carga..... 33
Tabla 5	Valores del factor de temperatura..... 34
Tabla 6	Características del ángulo doblado 50x50x5 mm..... 71
Tabla 7	Esfuerzos permisibles para el metal de aporte..... 82
Tabla 8	Propiedades mínimas del metal de aporte..... 83
Tabla 9	Características del rodamiento rígido de bolas..... 88
Tabla 10	Características de la chumacera tipo Y. Medidas en [mm]... 89
Tabla 11	Costos de materiales..... 94
Tabla 12	Costo de mano de obra..... 95

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Eje 1 para transmisión
Plano 2	Eje 2 para transmisión
Plano 3	Placa de soporte
Plano 4	Placa de fuerza
Plano 5	Varilla de carga
Plano 6	Estructura de soporte
Plano 7	Detalle de ensamblaje

INTRODUCCIÓN

Las piezas de maquinarias pueden estar sujetas durante toda su vida útil a cargas estáticas únicamente, pero la mayor parte sufren cargas y esfuerzos que varían con el tiempo. Los materiales se comportan de una manera distinta en respuesta a cargas variables que frente a cargas que se mantienen estáticas. La mayor parte del diseño de máquinas trata del diseño de piezas para cargas que varían con el tiempo, por lo que se hace necesario el análisis de la resistencia a la fatiga de los materiales bajo estas condiciones de cargas.

Es importante por tanto el estudio de la teoría del diseño y construcción de las máquinas basándose principalmente en el estudio de la fatiga de los materiales para obtener como resultado máquinas que tengan una mayor vida útil y con la mayor seguridad.

La presente tesis tiene por objetivo el diseño de una máquina de ensayos de fatiga que se pueda construir a un costo bajo y que sea funcional y segura de operar.

Capítulo 1

1 ANÁLISIS DEL PROBLEMA.

En el estudio de los materiales en servicio, como elementos de máquinas o estructuras, se debe tener en cuenta que las cargas predominantes a las que generalmente están sometidos no resultan estáticas sino que en la mayoría de los casos se encuentran afectados en combinaciones de esfuerzos, ya sean de tracción, compresión, flexión o torsión, que se repiten de una manera sistemática y que producen la rotura del material para valores considerablemente menores que los calculados en ensayos estáticos. Este tipo de rotura que necesariamente se produce en el tiempo, se denomina fatiga. Tomando en cuenta esto, es importante el estudio de la construcción de las piezas de máquinas basándose en el análisis de la fatiga de estos elementos.

Identificación de la necesidad.

En la actualidad, el estudio de la fatiga de los materiales como componentes de estructuras y máquinas se lo realiza de una manera teórica, debido a que no existe una máquina que pueda ser utilizada por los profesores para elaborar prácticas de laboratorio con el fin de demostrar de una manera experimental este tema.

Surge la necesidad de que en la carrera de Ingeniería en Mecánica exista una máquina para realizar ensayos de fatiga, que ayude a entender de una manera más clara este concepto, sirviendo de complemento a los conocimientos teóricos.

1.1 Objetivos.

El principal objetivo del presente trabajo es realizar el diseño de una máquina para ensayos de fatiga, conocida como Máquina de Ensayos Moore; que sea segura, eficiente, práctica y que se adapte a los requerimientos y especificaciones establecidos.

Los objetivos específicos son:

- Poner en práctica el análisis y consideraciones de diseño.
- Calcular las fuerzas, cambios de energía y movimientos con el fin de determinar las dimensiones, forma y materiales necesarios para cada una de las partes de la máquina.
- Tener en consideración las condiciones de falla de cada uno de los elementos de la máquina y diseñarlos para evitar tales condiciones, mediante el análisis de esfuerzos y deflexión de los mismos.
- Realizar el diseño de una máquina que pueda ser utilizada para prácticas de laboratorio en el área de diseño.

1.2 Especificaciones y requerimientos.

La máquina debe poseer una serie de especificaciones que permitan que sea de fácil operación y que además brinde la seguridad de los resultados obtenidos con los ensayos que se realicen con la misma.

La carga máxima que debe soportar el equipo es de aproximadamente 40Kg; éste valor depende del tipo de materiales que se van a emplear para realizar los ensayos en la misma. Debe permitir realizar ensayos a los principales materiales con los que se construyen generalmente las piezas de las máquinas; como aceros para construcción, para transmisión y ciertos tipos de acero que tengan un valor de resistencia a la rotura no mayor a 1420 MPa.

La máquina a diseñar no requiere soportar una gran temperatura de operación debido a que el ambiente de trabajo donde se va a instalar es de clima tropical, con una temperatura que oscila entre los 20 y 40°C. Además trabajará en un lugar donde la superficie del suelo es plana y su forma de ubicación es estacionaria en su lugar de trabajo.

La altura máxima de la estructura de soporte de la máquina debe ser de 1 m para que de esta manera se tenga una mayor facilidad en los trabajos de montaje y desmontaje de las probetas de ensayo,

además de una mayor facilidad al momento de la operación de la misma. El ancho será de aproximadamente 0.5 m y con una longitud no mayor a 1 m.

La máquina no está diseñada para realizar ensayos continuos de probetas, ya que su utilización es sólo para fines didácticos. Su vida útil depende de la duración del elemento más susceptible al desgaste.

Su diseño debe ser lo más simple posible, que brinde facilidad en el mantenimiento y en su operación.

El costo de materiales y construcción debe ser el menor posible, para que marque una gran diferencia en comparación con los precios de la misma en el mercado.

Su aspecto debe resultar atractivo y adecuado para su aplicación, con una excelente ergonomía.

Debe utilizar para las pruebas las probetas que se encuentran estandarizadas para este tipo de ensayos.

Probetas para los ensayos.

Los ensayos de laboratorio se los debe realizar con el empleo de probetas que estén estandarizadas según la norma ISO 1143 (Apéndice 1); estos resultados se los puede aceptar como si se tratara de las piezas reales, pero primero se tiene que realizar ciertos cálculos, con el empleo de coeficientes de corrección para que puedan ser trasladados a la realidad.

Las probetas estandarizadas requeridas para realizar el ensayo de fatiga se muestran en la figura 1.1, la misma que cuenta con un diámetro menor de 0.3 pulgadas ubicado en su parte central. Esta probeta es simétrica tanto en sentido transversal como longitudinal; debe ser elaborada por medio del proceso de torneado y debe contar con una superficie pulida para que de esta manera se evite la falla del material en una zona diferente a la requerida, debido a que la probeta necesariamente debe fallar en su parte central para que los resultados obtenidos tengan validez.

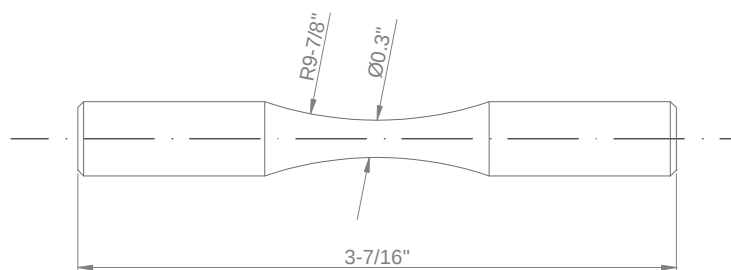


FIG. 1.1 DIMENSIONES DE LA PROBETA ESTANDARIZADA [1]

Capítulo 2

2. DISEÑO DE FORMA.

La máquina a diseñar tiene características que varían dependiendo del tipo de sistema de carga de las pesas de prueba, sistema de sujeción de las probetas de ensayo, entre otras; es preferible analizar cada una de las alternativas y escoger la más conveniente.

2.1 Análisis de las funciones de la máquina.

La fuente de potencia de la máquina está suministrada por un motor, que por medio de un acople permite la rotación de los ejes que soportan la probeta de ensayo. Tanto los ejes como la probeta tienen una rotación libre con un momento torsor bajo que se produce por la resistencia para hacer girar a los rodamientos que soportan el sistema de ejes.

Para realizar el ensayo de fatiga es condición necesaria que los ejes se encuentren girando, sometidos a la acción de los pesos de prueba; esto hace que la probeta esté sometida a flexión pura solamente con esfuerzos alternantes.

Los rodamientos de los extremos poseen rotación libre para evitar el empotramiento en los extremos de ambos ejes al momento de la rotura de la probeta y los rodamientos centrales permiten el giro completo de los ejes.

La máquina está soportada por una estructura metálica y posee un sistema de carga que sirve para la correcta nivelación del sistema de eje-probeta y evita que exista una precarga inicial hasta el momento que se inicie el ensayo.

Sistema de transmisión de rotación [2].

Para el sistema de transmisión de rotación del motor a los ejes de la máquina se considera la unión por medio de acoples.

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Si dos ejes se pudieran alinear perfectamente, podrían ser

conectados con dos bridas. Una vez realizado se tiene la seguridad que ninguna de las dos máquinas se moverá sobre la cimentación y que ésta no se asentará. Es un hecho real que siempre habrá alguna desalineación entre un eje impulsor y un eje impulsado, por lo cual deben ocuparse acoplamientos flexibles.

Es decir el propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al impulsado y compensar el desalineamiento angular, paralelo o combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo.

Diferentes tipos de acoples pueden absorber diversas faltas de alineación, la selección de aquel que absorba la desalineación mayor no siempre es la mejor elección; ya que a veces se produce una desalineación mayor por una reducción en la potencia transmitida o una reducción en la vida útil de los acoplamientos. Los catálogos de los fabricantes enumeran información de diseño del cual se podrá elegir el acoplamiento más apropiado y por lo común desalineación máxima para cada uno, la cual puede cambiar por varias razones: el asentamiento de la de la cimentación, el desgaste de los cojinetes y

las distorsiones provocadas por vibración, cambios en la temperatura, etc.

Para nuestro diseño se puede escoger entre dos diferentes tipos de acoplamientos que existen:

Acoplamientos rígidos.

Se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos. Este diseño es deseable para ciertos tipos de equipos en los cuales se requiere una alineación precisa entre dos ejes; en tales casos el acople se debe diseñar de tal forma que sea capaz de transmitir el torque total, considerando potencia y velocidad.

Los acoplamientos rígidos se deben emplear sólo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión, no sólo en elemento en que se instalan, sino también durante la operación de las máquinas. Si surge desalineación angular, radial o axial significativa, aquellas tensiones, que son difíciles de predecir y pueden conducir a una falla temprana del eje debida a fatiga, pueden ser inducidas sobre los ejes.

Dificultades como las anteriores son susceptibles de evitarse utilizando acoplamientos flexibles.

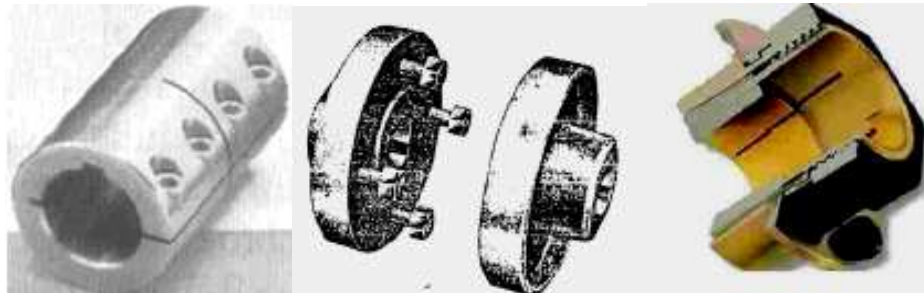


FIG. 2.1 TIPOS DE ACOPLAMIENTOS RÍGIDOS[2].

Una desventaja de los acoplamientos rígidos es que requieren una constante verificación de su sistema de lubricación, debido al movimiento deslizante y casi no aceptan posibilidad de error en el espaciamiento axial de las máquinas

Acoplamientos flexibles.

Son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir torque con suavidad, en tanto permiten cierta desalineación axial, radial o angular.

Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamientos flexibles pueden dividirse en:

- 1.- Acoplamientos de elementos deslizantes.
- 2.- Acoplamientos de elementos flexionantes.
- 3.- Combinación de acoplamientos deslizantes y flexionantes.

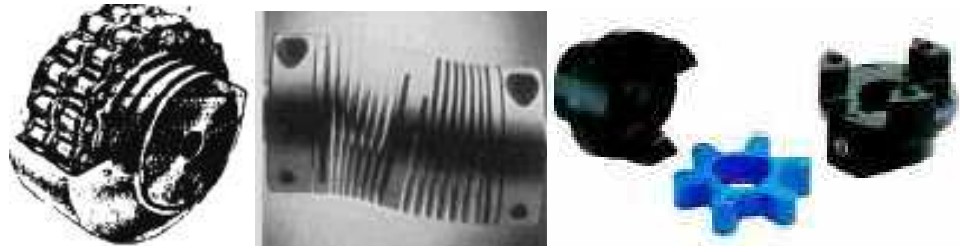


FIG. 2.2 TIPOS DE ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES[2].

La ventaja de los nuevos acoplamientos flexibles es que permiten una desalineación de 1 a 3 grados.

Selección de la alternativa de transmisión de rotación.

Se selecciona el sistema transmisión de rotación por acoplamiento flexible de elementos flexionantes, por ser el más conveniente para nuestros requerimientos de funcionamiento de la máquina, debido a que se usan para conectar ejes sujetos a uno o más especies de desalineamiento, para transmitir el par de un eje a otro y para reducir el efecto de las cargas de choque e impacto que pudieran ser transferidas entre flechas. En algunos de los diseños se usa material flexible como el hule.

Están diseñados para que proporcionen una elasticidad apropiada y amortiguamiento para el control de la vibración torsional, lo mismo que para trabajar con desalineamiento. Además este acople absorbe y amortigua las irregularidades del par, acepta desalineaciones y diferencias entre los ejes para transmisión, permite una construcción ligera brindando una mayor economía y no tiene juego siendo de esta manera silencioso, sin fricción y no necesita de engrase.

Sistema de sujeción de la probeta.

El sistema de sujeción de la probeta debe ser lo más sencillo posible para que el montaje y desmontaje de la misma en la máquina sea simple y brinde de esta manera una facilidad de operación.

Se puede considerar dos alternativas para la sujeción de las probetas de ensayo: mordazas o uniones roscadas.

Sujeción por mordazas.

Este tipo de sujeción consiste en el empleo de mordazas o mandriles ubicados en los extremos de los ejes y que permita un buen agarre de la probeta a los ejes.

Permiten una sujeción confiable de la probeta y de una manera eficiente. Por ser de llave cónica presenta una gran facilidad al operario al momento del ajuste de las probetas a los mismos.



FIG. 2.3 MANDRIL PARA LA SUJECIÓN DE LA PROBETA DE PRUEBA.

Sujeción por unión roscada.

Este tipo de sujeción de la probeta a los ejes consiste en la unión directa de la probeta con los ejes de la máquina mediante una unión rosada entre ambas.

Para el empleo de este sistema se requiere que los extremos de las probetas estén roscados previamente y realizar un cilindrado roscado interno en cada uno de los extremos de los ejes para transmisión.

La desventaja de este sistema es que se tiene que realizar una operación de roscado en los extremos en cada una de las probetas y presenta una incomodidad por parte del operario de la máquina al momento del montaje porque tiene que asegurarse que la probeta está perfectamente sujeta a los ejes ya que puede provocar errores al momento de realizar el ensayo.

Selección de la alternativa de sistema de sujeción de la probeta.

De acuerdo al requerimiento de facilidad al momento del montaje y desmontaje de la probeta al momento de la realización del ensayo se escoge la alternativa de sujeción por medio de mordazas.

Sistema de apoyo de los ejes.

El sistema de ejes para transmisión tiene un sistema de apoyo con soportes de pie con rodamientos que permitan una rotación libre para evitar el empotramiento en los extremos de ambos ejes al momento de la rotura de la probeta.

Además este sistema presenta una buena rotación por parte de los rodamientos en su carcasa debido a que su característica de autoalineantes permite una desalineación para permitir el giro y evitar el empotramiento en los soportes.



FIG. 2.4 SOPORTES DE PIE CON RODAMIENTOS [3].

Estructura de soporte de la máquina.

Constituye el soporte de la máquina y de todos sus componentes. La estructura se compone de varios perfiles de acero que forman un marco metálico de soporte, con placas que sirven de base para todos los elementos de la máquina y pernos de sujeción tanto para el motor como para los soportes de los ejes.

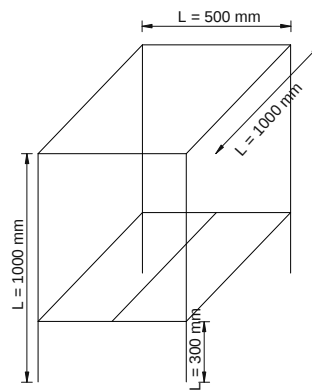


FIG. 2.5 BOSQUEJO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE.

Capítulo 3

3. PARÁMETROS DEL DISEÑO.

En este capítulo se detallan los parámetros funcionales y geométricos que se toman en cuenta para la realización del proceso de análisis de diseño de todos los elementos de la máquina.

3.1 Parámetros funcionales.

El diseño de la máquina en proyecto está en función de la carga máxima que debe soportar, este valor depende del tipo de materiales que se van a emplear para realizar los ensayos en la misma. Debe permitir realizar pruebas a los principales materiales con los que se construyen generalmente las piezas de las máquinas.

Entonces se parte de un análisis de los límites de resistencia a la rotura de los diferentes aceros para después establecer el valor de la

carga máxima que requiere soportar la máquina para poder realizar las pruebas a las probetas de este tipo de materiales.

También se toma en cuenta el análisis de costos de producción que describen los elementos necesarios para el funcionamiento de la máquina, de los equipos a usar para realizar la construcción, así como del personal necesario para la consecución del proceso constructivo. Este costo no puede ser elevado debido a que nuestra máquina tiene que tener una diferencia en el costo en comparación con las existentes en el mercado mundial.

3.2 Parámetros geométricos.

La máquina presenta una estructura de soporte metálica, con un acople flexible para la transmisión de potencia, cuatro soportes de pie con rodamientos para los ejes, un sistema de sujeción de la probeta tipo mordaza, un sistema de aplicación de carga de prueba mediante placa de fuerza, varillas de carga y un sistema de control de adquisición de datos por medio de un ordenador.

Las dimensiones de la máquina están limitadas por el espacio físico que ocupa en el laboratorio, esto afecta de una manera directa a la

estructura de soporte de la máquina cuya altura debe ser máximo de 1 m para que brinde una mayor facilidad al momento de la operación de la misma. El ancho de esta estructura es de aproximadamente 0.5 m y con una longitud no mayor a 1 m.

Materiales de los elementos de la máquina.

Los ejes generalmente son fabricados con un acero que tenga una buena resistencia a la fatiga debido a que son elementos de máquinas sometidos a grandes esfuerzos y desgaste.

El material seleccionado para los ejes es acero para transmisión AISI 1018 cuyas propiedades mecánicas se presentan a continuación (Apéndice 2):

TABLA 01

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO AISI 1018 [4]

S_{ut} [MPa]	450
S_y [MPa]	235
Dureza BH	200
Reducción de área	40%

El material empleado para las chavetas es de acero SAE 1018 el cual presenta buena maquinabilidad, estabilidad de dimensiones en el temple, gran dureza superficial y tenacidad y dentro de sus aplicaciones están la elaboración de chavetas.

El material para los demás elementos es acero ASTM A-36 debido a su costo asequible, y por ser el más usado en fabricación de estructuras y otros elementos mecánicos

Las propiedades mecánicas son las siguientes:

TABLA 02

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO ASTM A36 [5].

S_{ut} [MPa]	400
S_y [MPa]	248.6
Alargamiento	22 %
Reducción de área	0.25%

Capítulo 4

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA.

En este capítulo se detalla todo el proceso de diseño de los elementos que conforman la máquina de ensayos, con sus diferentes análisis de las fuerzas y esfuerzos a los que están sometidos y la deflexión que producen en los mismos.

4.1 Diseño de ejes de transmisión.

Los ejes para transmisión son los encargados de transmitir el par de torsión en una máquina. Un eje para transmisión es un elemento de forma cilíndrica que está girando, sobre el cual se montan diferentes elementos como poleas, engranes, rodamientos y cualquier otro elemento para transmisión de fuerza. Los ejes están sometidos a diferentes cargas como flexión, tensión, torsión o compresión que se presentan de manera individual o combinada sobre los mismos.

Para el diseño del eje para transmisión se considera dos tipos de diseño: por carga estática y por fatiga.

Para los cálculos de las fuerzas y esfuerzos que actúan sobre el eje primero se debe realizar un diagrama de cuerpo libre del sistema.

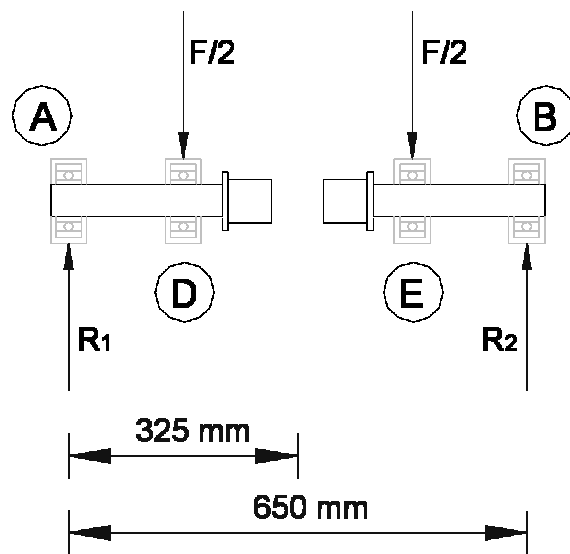


FIG. 4.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SISTEMA DE EJES PARA TRANSMISIÓN.

La carga que soporta el sistema está dada por los pesos que se agregan a la máquina para realizar los ensayos, la máxima carga que soporta la máquina es de 40 Kg, por lo tanto la máxima fuerza a la que está sometido el sistema es de 392.4 N.

El sistema se encuentra en equilibrio, por lo tanto la sumatoria de las fuerzas y momentos es igual a cero, de esta manera se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_2 = \frac{F}{2} = R_1 \tag{1}$$

R_1 = Valor de la reacción en el rodamiento del punto A, [N]

R_2 = Valor de la reacción en el rodamiento del punto B, [N]

F = Fuerza que soporta el sistema, [392.4 N]

$$\mathbf{R_2 = R_1 = 196.2 \text{ N}}$$

Se determina que las reacciones en los rodamientos son de igual magnitud y representan la mitad de la fuerza que soporta el sistema.

Del diagrama de cuerpo libre se procede a la construcción de los diagramas de fuerza cortante y momento flector para obtener los valores del cortante máximo y del momento flector máximo, respectivamente.

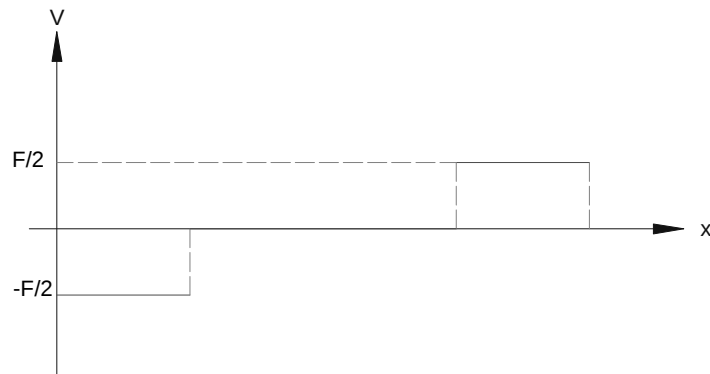


FIG. 4.2 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE PARA EL SISTEMA DE EJES PARA TRANSMISIÓN.

El valor del cortante máximo resulta:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2} \quad (2)$$

$V_{m\acute{a}x}$ = Cortante máximo, [N].

F = Fuerza que soporta el sistema, [392.4N].

$$V_{m\acute{a}x} = 196.2 \text{ N}$$

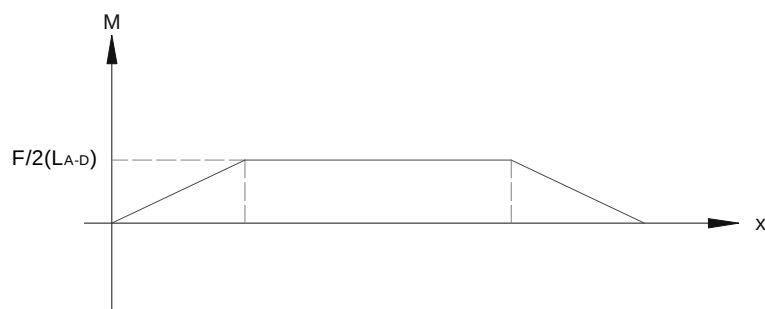


FIG. 4.3 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DEL SISTEMA DE EJES PARA TRANSMISIÓN.

El valor del momento flector máximo es de:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2} (L_{A-D}) \quad (3)$$

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo, [N.m].

F = Fuerza que soporta el sistema, [392.4N].

L_{A-D} = Distancia entre rodamientos, [0.15 m].

$$M_{m\acute{a}x} = 29.43 \text{ N.m}$$

Diseño por carga estática.

Los esfuerzos a los que están sometidos los ejes son de flexión y de torsión, presentes en una forma combinada.

Mediante un reemplazo de términos en la ecuación de esfuerzo por flexión se obtiene una expresión general en términos del momento flector y del diámetro del eje.

$$\sigma = \frac{32}{\pi} \left(\frac{M}{d^3} \right) \quad (4)$$

σ = Esfuerzo de flexión, [MPa].

M = Momento flector en la sección crítica del eje, [N.m].

d = Diámetro del eje, [m].

Se realiza el mismo reemplazo de ecuaciones para obtener una expresión del esfuerzo de corte en términos del momento torsor y diámetro del eje.

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (5)$$

τ = Esfuerzo de corte, [MPa].

T = Momento torsor en la sección crítica del eje, [N.m].

d = Diámetro del eje, [m].

Se procede a hallar el esfuerzo cortante máximo con la ayuda de las ecuaciones del círculo de Mohr.

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (6)$$

Como el material es tenaz se utiliza la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{N} = \frac{1}{2} \frac{S_y}{N} \quad (7)$$

Combinando las ecuaciones (6) y (7), y por tratarse de flexión pura ($T = 0$) se obtiene una expresión para poder determinar las dimensiones de los diámetros de los ejes para transmisión.

$$d = \left(\left(\frac{32}{\pi} \right) \left(\frac{N}{S_y} \right) \left(\sqrt{M^2} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

d = Diámetro del eje, [m].

N = Factor de seguridad estático del sistema, 2.5

S_y = Resistencia a la fluencia, [235 MPa].

M = Momento flector en la sección crítica del eje, [29.43 N.m].

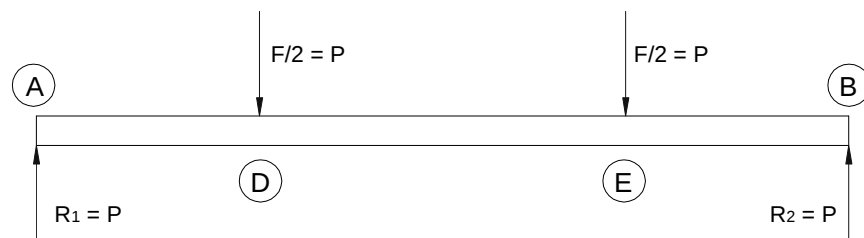
$$d = 14.72 \text{ mm}$$

Se escoge un valor de diámetro de eje de 25 mm.

Diseño por fatiga.

Se diseñan los ejes bajo el criterio de la teoría de falla de fatiga, debido a que estos se encuentran sometidos a momentos flexionantes y torsionales constantes.

Se realiza el cálculo de las reacciones de presentes en el sistema.



**FIG. 4.4 DIAGRAMA DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE
LOS EJES PARA TRANSMISIÓN.**

$$R_2 = \frac{F}{2} = R_1 \quad (9)$$

$$R_2 = R_1 = 196.2 \text{ N}$$

Una vez obtenido los valores de las reacciones y de los esfuerzos que actúan sobre el sistema de ejes, se calcula el valor de la resistencia a la fatiga, mediante la ecuación:

Cálculo de la resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (10)$$

S_e = Resistencia a la fatiga, [MPa].

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor de modificación de efectos diversos.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga, [MPa].

Cálculo del factor de modificación de la condición superficial.

Se tiene la siguiente tabla con los diferentes valores de los coeficientes necesarios para el cálculo de este factor.

TABLA 03

COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE LA
CONDICIÓN SUPERFICIAL [6].

Acabado superficial	a [MPa]	b
Esmerilado	1.58	-0.086
Maquinado o laminado en frío	4.45	-0.265
Laminado en caliente	56.1	-0.719
Como sale de forja	271	-0.995

Por tratarse de ejes para transmisión se escoge la calidad superficial de maquinado o laminado en frío, por lo tanto los valores de los coeficientes son:

$$a = 4.45 \text{ MPa}$$

$$b = -0.265$$

El valor del S_{ut} para este tipo de acero se lo obtiene de la tabla 01 y es de 450 MPa. Reemplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$k_a = 4.45(450)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8816$$

Cálculo del factor de modificación del tamaño.

El factor de tamaño está asociado al diámetro de la probeta estándar de ensayo. Como para este cálculo se necesita un valor de diámetro del eje, se parte de un valor supuesto que posteriormente será corregido. Se calcula para diámetro inicial de 25.4 mm mediante la ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} ; 3 \leq d \leq 50 \text{ mm} \quad (11)$$

$$k_b = 0.8725$$

Cálculo del factor de modificación de la carga.

El valor de este coeficiente varía dependiendo del tipo de carga que actúe sobre el mismo.

TABLA 04

VALORES DEL FACTOR DE CARGA [6]

Valores de k_c	Tipo de carga
0.923	Carga axial, $S_{ut} \leq 1520$ MPa
1	Carga axial, $S_{ut} > 1520$ MPa
1	Flexión
0.577	Torsión

Los ejes están sometidos a flexión pura, por lo tanto el valor del coeficiente k_c es igual a 1.

Cálculo del factor de modificación de la temperatura.

El valor de este coeficiente depende de la temperatura a la cual está sometida la máquina.

TABLA 05**VALORES DEL FACTOR DE TEMPERATURA [6]**

Temperatura [°C]	kd
20	1
50	1.01
100	1.02
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.9
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

Como la máquina opera a temperatura ambiental, el valor del coeficiente de temperatura es 1.

Cálculo del factor de modificación de efectos diversos.

Debido que no existen cambios de sección ni concentradores de esfuerzos, el factor de efectos diversos es igual a 1 ($k_e = 1$).

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga se obtiene reemplazando los valores en la ecuación:

$$S_e' = 0.504 S_{ut}; \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$S_e' = 226.8 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación (10), se sustituyen los resultados y se obtiene el valor de la resistencia a la fatiga:

$$S_e = 174.45 \text{ MPa}$$

Mediante la ecuación (8) y con un factor de seguridad de 2.5 se obtiene el valor del diámetro mínimo del sistema de ejes:

$$d = 16.25 \text{ mm}$$

Con este valor de diámetro obtenido se calcula nuevamente el factor de modificación de tamaño y el valor del diámetro del eje

$$k_b = 0.9177$$

$$S_e = 231.6 \text{ MPa}$$

Nuevamente de calcula el diámetro con el empleo de la ecuación (8) y se obtiene:

$$d = 14.79 \text{ mm}$$

Se puede escoger un diámetro de eje de 25 mm.

Deflexión del eje mediante el método de ecuaciones singulares [7].

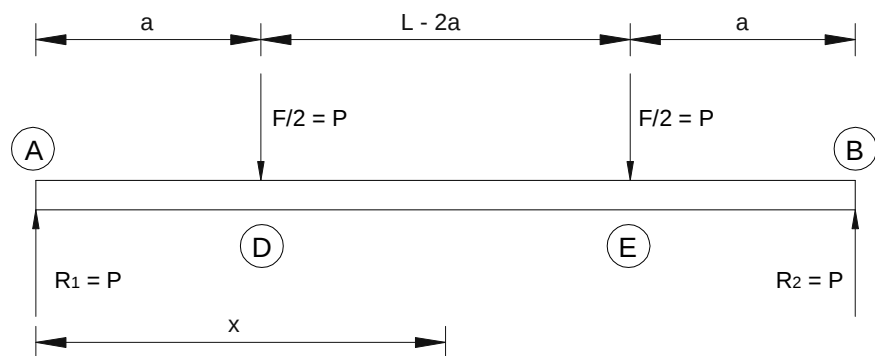


FIG. 4.5 DIAGRAMA PARA EL ANÁLISIS DE LA DEFLEXIÓN EN LOS EJES.

$$R_1 = R_2 = P = \frac{F}{2}$$

$$\frac{L}{2} - a = \frac{b}{2}$$

Se procede a calcular una expresión de la deflexión de los ejes.

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M = Px - P\langle x - a \rangle$$

$$EI \frac{dy}{dx} = P \frac{x^2}{2} - P \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} + c_1$$

$$EI y = P \frac{x^3}{6} - P \frac{\langle x - a \rangle^3}{6} + c_1 x + c_2$$

Con las condiciones de los puntos de apoyo de los ejes se calculan las incógnitas de la ecuación de deflexión.

$$y(0) = 0 \rightarrow c_2 = 0$$

$$\frac{dy}{dx} \left(\frac{L}{2} \right) = 0 \rightarrow 0 = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} \right)^2 - \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} - a \right)^2 + c_1$$

$$0 = \frac{PL^2}{8} - \frac{Pb^2}{8} + c_1$$

$$c_1 = -\frac{PL^2}{8} + \frac{P(L-2a)^2}{8}$$

$$c_1 = -\frac{PL^2}{8} + \frac{P(L^2 - 4aL + 4a^2)}{8}$$

$$c_1 = -\frac{PL^2}{8} + \frac{PL^2}{8} - \frac{PaL}{2} + \frac{Pa^2}{2}$$

$$c_1 = \frac{Pa^2}{2} - \frac{PaL}{2}$$

$$EI y = \frac{P}{6} x^3 - \frac{P}{6} \langle x - a \rangle^3 + \frac{Pa^2}{2} x - \frac{PaL}{2} x$$

La deflexión máxima de los ejes tiene lugar en la mitad de su longitud.

$$y_{\text{máx}} = \frac{L}{2}$$

Se tiene de esta manera una expresión de la deflexión máxima de los ejes.

$$EIy_{m\acute{a}x} = \frac{P}{6} \left(\frac{L}{2} \right)^3 - \frac{P}{6} \left(\frac{L}{2} - a \right)^3 + \frac{Pa^2}{2} \left(\frac{L}{2} \right) - \frac{PaL}{2} \left(\frac{L}{2} \right)$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48} - \frac{P}{48} (L - 2a)^3 + \frac{Pa^2L}{4} - \frac{PaL^2}{4}$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48} - \frac{P}{48} (L^3 - 6aL^2 + 12a^2L - 8a^3) + \frac{Pa^2L}{4} - \frac{PaL^2}{4}$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48} - \frac{PL^3}{48} + \frac{PaL^2}{8} - \frac{Pa^2L}{4} + \frac{Pa^3}{6} + \frac{Pa^2L}{4} - \frac{PaL^2}{4}$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = -\frac{PaL^2}{8} + \frac{Pa^3}{6}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \left(\frac{1}{EI} \right) \left(-\frac{PaL^2}{8} + \frac{Pa^3}{6} \right) \quad (13)$$

$y_{m\acute{a}x}$ = Deflexión máxima del eje, [m]

E = Módulo de elasticidad, [207 GPa]

I = Inercia del eje, [$1.92 \times 10^{-8} \text{ m}^4$].

P = Carga que soporta el eje, [392.4 N]

a = Distancia del extremo del eje al primer rodamiento, [0.15 m].

L = Longitud total de los ejes, [0.65 m].

Reemplazando los valores en la ecuación (13) se tiene:

$$y_{m\acute{a}x} = \mathbf{0.73 \text{ mm}}$$

Deflexión del eje mediante el método Área-Momento [8].

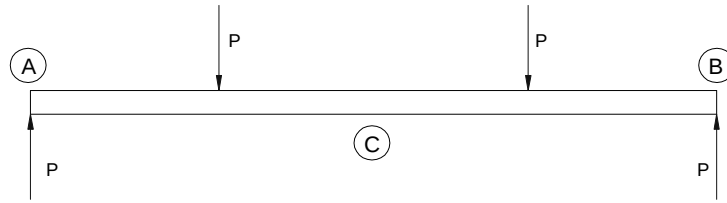


FIG. 4.6 DIAGRAMA DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LOS EJES PARA TRANSMISIÓN.

Se procede a elaborar las gráficas de cortante y momento flector para obtener la gráfica de la geometría de la curva elástica y de esta manera obtener la expresión que represente la deflexión en los ejes.

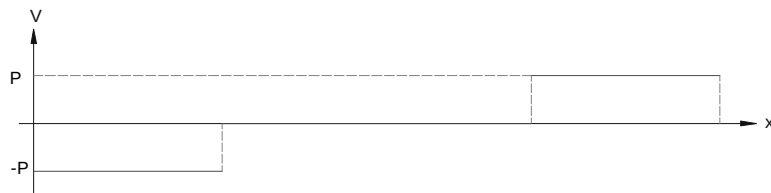


FIG. 4.7 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE DEL EJE PARA ANÁLISIS DE DEFLEXIÓN.



FIG. 4.8 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DEL EJE PARA ANÁLISIS DE DEFLEXIÓN.

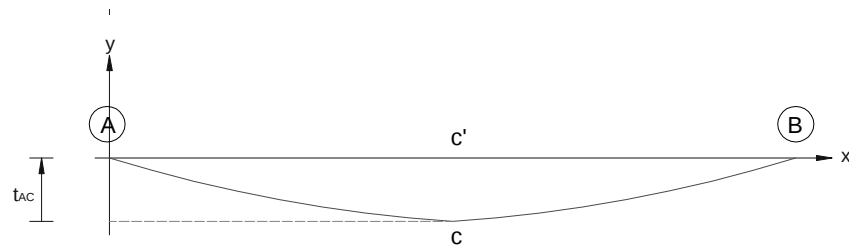


FIG. 4.9 DIAGRAMA DE LA GEOMETRÍA DE LA CURVA ELÁSTICA.

$$y_{máx} = cc' = t_{AC} = \frac{1}{EI} \left[(Pa) \left(\frac{a}{2} \right) \left(\frac{2}{3} a \right) + (Pa) \left(\frac{b}{2} \right) \left(a + \frac{b}{4} \right) \right]$$

$$EI y_{máx} = \frac{Pa^3}{6} + \frac{Pa^2b}{2} + \frac{Pab^2}{8}$$

$$EI y_{máx} = \frac{Pa^3}{6} + \frac{Pa^2}{2} (L - 2a) + \frac{Pa}{8} (L^2 - 4aL + 4a^2)$$

$$EI y_{máx} = \frac{Pa^3}{6} + \frac{Pa^2L}{2} - Pa^3 + \frac{PaL^2}{8} - \frac{Pa^2L}{2} + \frac{Pa^3}{2}$$

De esta manera se tiene el valor de la deflexión máxima en los ejes para transmisión.

$$y_{máx} = \left(\frac{1}{EI} \right) \left(-\frac{Pa^3}{6} + \frac{PaL^2}{8} \right) \quad (14)$$

$y_{máx}$ = Deflexión máxima del eje, [m]

E = Módulo de elasticidad, [207 GPa]

I = Inercia del eje, [$1.48 \times 10^{-8} \text{ m}^4$].

P = Carga que soporta el eje, [392.4 N]

a = Distancia del extremo del eje al primer rodamiento, [0.15 m].

L = Longitud total de los ejes, [0.65 m].

$$y_{máx} = 0.73 \text{ mm}$$

4.2 Diseño de chaveta para eje.

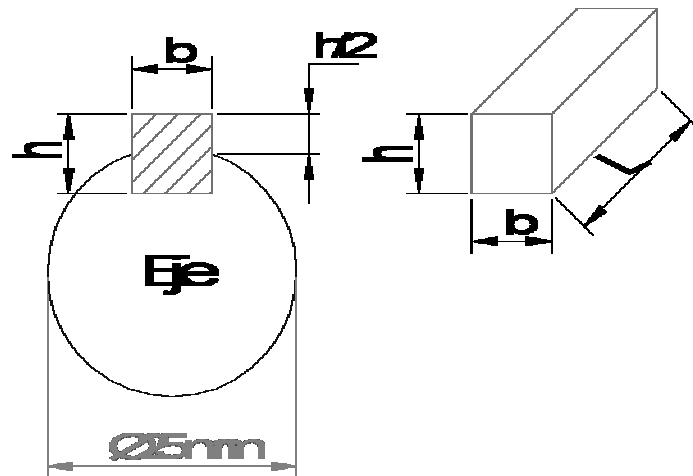


FIG. 4.10 CHAVETAS RECTANGULARES PARA EJES.

Para el diseño de la chaveta se debe considerar dos tipos de esfuerzos a los que está sometida: de aplastamiento y cortante, y así lograr determinar la longitud necesaria para que ésta soporte dichos esfuerzos. La sección escogida dependerá del diámetro del eje y que se haya normalizado en tablas.

Se empleará una chaveta paralela de sección rectangular. Las dimensiones de la sección según la norma UNIM 84 [9] para un diámetro de eje de 25 mm:

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A = 64 \text{ mm}^2$$

En el diseño de chaveta se considera como ya se indicó el efecto de cortadura y aplastamiento, producidos al transmitir el momento de torsión al eje.

Diseño por Cizallamiento.

Aplicando la teoría de falla de la energía de la distorsión:

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (15)$$

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante, $[\text{N/m}^2]$.

S_y = Límite de fluencia, $[235 \text{ N/m}^2]$.

$$S_{sy} = 135.6 \text{ MPa}$$

Se desarrolla una ecuación que determine la longitud de la chaveta, se reemplaza con un factor de seguridad de 2.5 se tiene:

$$L \geq \frac{5NT}{S_{sy}dW} \quad (16)$$

L = Longitud de la chaveta, $[\text{m}]$.

N = Factor de seguridad, 2.5

T = Torque sobre la chaveta, $[0.89 \text{ N.m}]$.

S_{sy} = Resistencia de fluencia, [135.6 MPa].

d = Diámetro del eje para transmisión, [0.025 m].

W = Ancho de la chaveta, [0.008 m].

$$L \geq 0.41 \text{ mm}$$

Por aplastamiento.

Para la resistencia al aplastamiento se diseña considerando el área igual a la mitad de la cara de la chaveta.

$$L \geq \frac{40}{9} \frac{NT}{S_{sy}dh} \quad (17)$$

L = Longitud de la chaveta, [m].

N = Factor de seguridad, 2.5

T = Torque sobre la chaveta, [0.89 N.m].

S_{sy} = Resistencia de fluencia, [135.6 MPa].

d = Diámetro del eje para transmisión, [0.025 m].

h = Altura de la chaveta, [0.008 m].

$$L \geq 0.36 \text{ mm}$$

La designación normalizada de la chaveta es:

Chaveta: 8 8 40 UNIM 84

4.3 Análisis y selección de acoplamiento [10].

Se calcula el par nominal según la siguiente ecuación:

$$T = \frac{746(Pot)}{W} \quad (18)$$

T = Par nominal, [N.m]

Pot = Potencia del motor, [0.25 HP].

W = Velocidad angular, [209.44 rad/s]

$$T = 0.89 \text{ N.m}$$

El factor de carga se determina median la siguiente ecuación, donde los coeficientes de seguridad se seleccionan según tablas del manual (Apéndice 3):

$$K = k_1 k_2 k_3 \quad (19)$$

K = Factor de carga.

k_1 = Coeficiente de irregularidades del par [1, línea de ejes].

k_2 = Coeficiente de frecuencias de arranques, [1.2, máximo 10 arranques por hora].

k_3 = Coeficiente para número de horas de funcionamiento diario, [1, de 2 a 8 horas de funcionamiento diario].

$$K = 1.2$$

Se determina el par nominal del acoplamiento:

$$T_o = TK \quad (20)$$

T_o = Par nominal del acoplamiento, [N.m].

T = Par nominal, [0.89 N.m]

K = Factor de carga.

$$T_o = 1.068 \text{ N.m}$$

4.4 Diseño de las placas [11].

4.4.1 Diseño de placa portapesas.

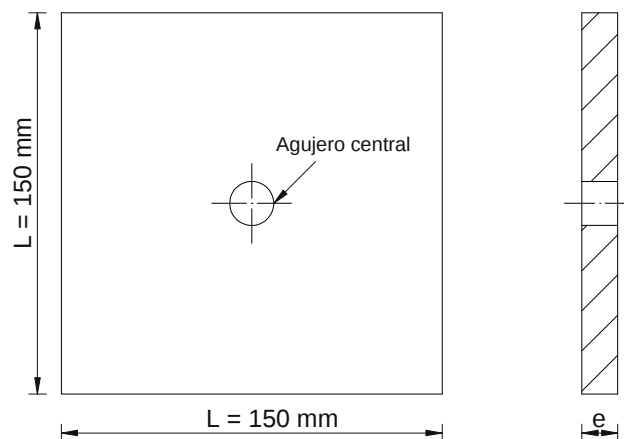


FIG. 4.11 PLACA PORTAPESAS.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre de la placa y se puede apreciar que si se parte por la mitad puede ser tratada de

manera simétrica y por la perforación en el centro de la placa se la puede tratar como empotrada en los extremos.

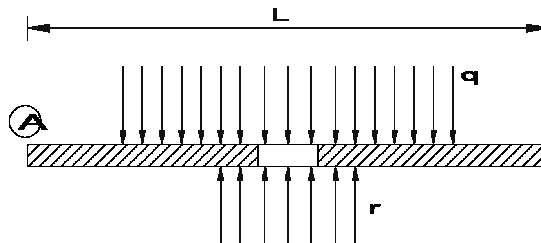


FIG. 4.12 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA PORTAPESAS.

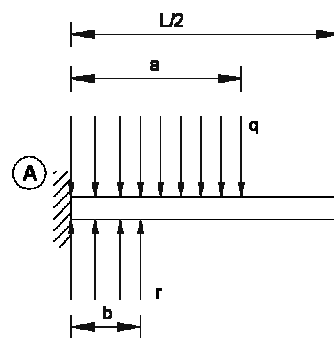


FIG. 4.13 MODELADO SIMÉTRICO DE LA PLACA PORTAPESAS.

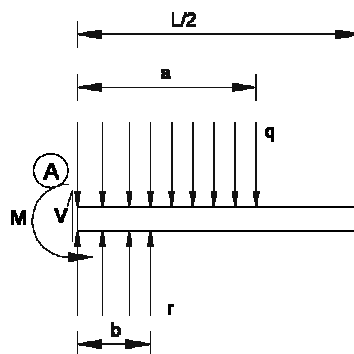


FIG. 4.14 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LA MITAD DE LA PLACA PORTAPESAS.

Una vez obtenido el diagrama de fuerzas que actúan la placas se puede calcular los valores del cortante máximo, momento flector

$$q = \frac{Q}{a} \quad (21)$$

q = Carga distribuida, [N/m].

Q = carga a soportar, [392.4 N].

a = Distancia de aplicación de la carga distribuida, [0.08 m]

$$q = 4905 \text{ N/m}$$

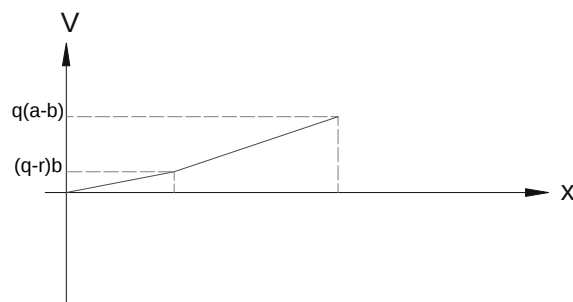


FIG. 4.15 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE PARA LA PLACA PORTAPESAS.

$$V_{m\acute{a}x} = q(a - b) \quad (22)$$

V = Esfuerzo cortante, [N].

q = Carga distribuida, [4905 N/m].

a = Distancia de aplicación de la carga distribuida, [0.08 m].

b = Distancia de aplicación de la carga distribuida, [0.016 m].

$$V_{m\acute{a}x} = 313.92 \text{ N}$$

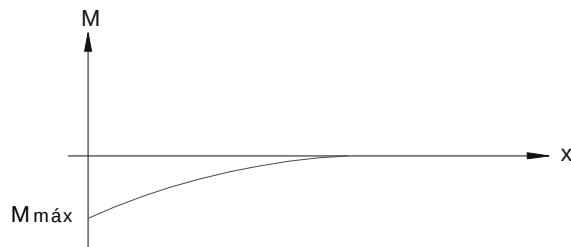


FIG. 4.16 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DE LA PLACA PORTAPESAS.

$$M = -\frac{q}{2}(b^2 - a^2) + \frac{rb}{2}(b + a) \quad (23)$$

M = Momento flector.

q = Carga distribuida, [4905 N/m].

r = Carga distribuida por el perno, [1962 N/m].

b = Distancia de aplicación de la carga distribuida, [0.016 m]

a = Distancia de aplicación de la carga distribuida, [0.08 m].

$$M = 16.57 \text{ Nm}$$

Por medio del criterio de fatiga se puede calcular un espesor para la placa, dado por la expresión:

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y L}} \quad (24)$$

e = Espesor de la placa, [m]

M = Momento flector, [16.57 N.m]

N = Factor de seguridad, 2.5

S_y = Límite de fluencia, [248.6 MPa].

L = Longitud de la placa, [0.15 m].

$$e \geq 2.58 \text{ mm}$$

En base al resultado obtenido se escoge un espesor de plancha de acero de 6.35 mm.

Cálculo de la deflexión de la placa portapesas.

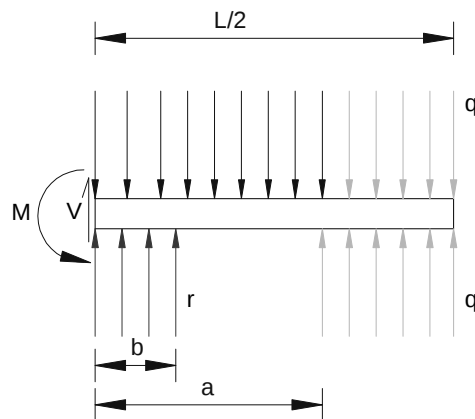


FIG. 4.17 DIAGRAMA PARA EL ANÁLISIS DE LA DEFLEXIÓN DE LA PLACA PORTAPESAS.

Se desarrolla una expresión matemática que representa la deflexión en la placa [7].

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = -q \langle x - 0 \rangle^0 + q \langle x - a \rangle^0 + r \langle x - 0 \rangle^0$$

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = -qx + q \langle x - a \rangle + rx + c_1$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -q \frac{x^2}{2} + \frac{q}{2} \langle x - a \rangle^2 + r \frac{x^2}{2} + c_1 x + c_2$$

$$EI \frac{dy}{dx} = -q \frac{x^3}{6} + \frac{q}{6} \langle x - a \rangle^3 + r \frac{x^3}{6} + \frac{c_1 x^2}{2} + c_2 x + c_3$$

$$EI y = -q \frac{x^4}{24} + \frac{q}{24} \langle x - a \rangle^4 + r \frac{x^4}{24} + \frac{c_1 x^3}{6} + \frac{c_2 x^2}{2} + c_3 x + c_4$$

Con las condiciones de borde se puede calcular los valores de los coeficientes de esta expresión.

$$y(0) = 0 \rightarrow c_4 = 0$$

$$\frac{dy}{dx}(0) = 0 \rightarrow c_3 = 0$$

$$M(0) = M_A \rightarrow c_2 = M_A$$

$$V(0) = R_A \rightarrow c_1 = R_A$$

$$V\left(\frac{L}{2}\right) = 0$$

$$M\left(\frac{L}{2}\right) = 0$$

$$EIy = -q \frac{x^4}{24} + \frac{q}{24} \langle x - a \rangle^4 + r \frac{x^4}{24} + \frac{R_A x^3}{6} + \frac{M_A x^2}{2}$$

$$V\left(\frac{L}{2}\right) = 0$$

$$0 = -q \left(\frac{L}{2}\right) + q \left(\frac{L}{2} - a\right) + r \left(\frac{L}{2}\right) + c_1$$

$$c_1 = -q \left(\frac{L}{2}\right) + q \left(\frac{L}{2}\right) + qa - r \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$c_1 = qa - r \left(\frac{L}{2}\right) = R_A$$

$$M\left(\frac{L}{2}\right) = 0$$

$$0 = -\frac{q}{2} \left(\frac{L}{2}\right)^2 + \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} - a\right)^2 + \frac{r}{2} \left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left[qa - r \left(\frac{L}{2}\right)\right] \left(\frac{L}{2}\right) + c_2$$

$$0 = -\frac{qL^2}{8} + \frac{q}{2} \left(\frac{L^2}{4} - La + a^2\right) + \frac{rL^2}{8} + \frac{qaL}{2} - \frac{rL^2}{4} + M_A$$

$$0 = -\frac{qL^2}{8} + \frac{qL^2}{8} - \frac{qaL}{2} + \frac{qa^2}{2} + \frac{rL^2}{8} + \frac{qaL}{2} - \frac{rL^2}{4} + M_A$$

$$M_A = \frac{rL^2}{8} - \frac{qa^2}{2}$$

$$EIy = -q \frac{x^4}{24} + \frac{q}{24} \langle x - a \rangle^4 + r \frac{x^4}{24} + \left[qa - \frac{rL}{2} \right] \frac{x^3}{6} - \left[\frac{rL^2}{8} - \frac{qa^2}{2} \right] \frac{x^2}{2}$$

La deflexión máxima de la placa ocurre en la mitad.

$y_{m\acute{a}x}$ en $\frac{L}{2}$.

$$EIy_{m\acute{a}x} = -\frac{q}{24} \left(\frac{L}{2} \right)^4 + \frac{q}{24} \left(\frac{L}{2} - a \right)^4 + \frac{r}{24} \left(\frac{L}{2} \right)^4 + \left[\frac{qa}{6} - \frac{rL}{12} \right] \left(\frac{L}{2} \right)^3 -$$

$$\left[\frac{rL^2}{16} - \frac{qa^2}{4} \right] \left(\frac{L}{2} \right)^2$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = -\frac{qL^4}{384} + \frac{q}{24} \left(\frac{L^4}{16} - \frac{aL^3}{2} + \frac{3}{2}a^2L^2 - 2a^3L + a^4 \right) + \frac{rL^4}{384} +$$

$$\frac{qaL^3}{48} + \frac{rL^4}{96} - \frac{rL^4}{64} - \frac{qa^2L^2}{16}$$

$$EIy_{m\acute{a}x} = -\frac{qa^3L}{12} + \frac{qa^4}{24} - \frac{rL^4}{384}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \left(\frac{1}{EI} \right) \left(-\frac{qa^3L}{12} + \frac{qa^4}{24} - \frac{rL^4}{384} \right) \quad (25)$$

E = M3dulo de elasticidad, [209 GPa].

I = Inercia de la placa, [3.2 x10⁻⁹ m⁴].

q = Carga distribuida sobre la placa, [4905 N/m].

r = Carga distribuida sobre la placa por el perno, [1962 N/m].

a = Distancia de aplicaci3n de la carga distribuida, [0.08m].

L = Longitud de la placa, [0.15 m].

$$y_{m\acute{a}x} = 0.4 \text{ mm}$$

4.4.2 Diseño de la placa de fuerza.

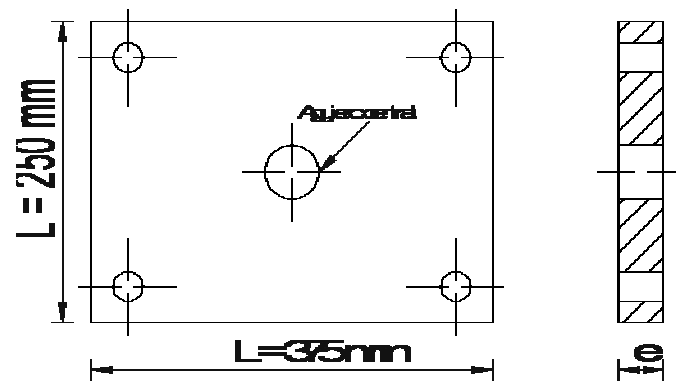


FIG. 4.18 ESQUEMA DE PLACA DE FUERZA.

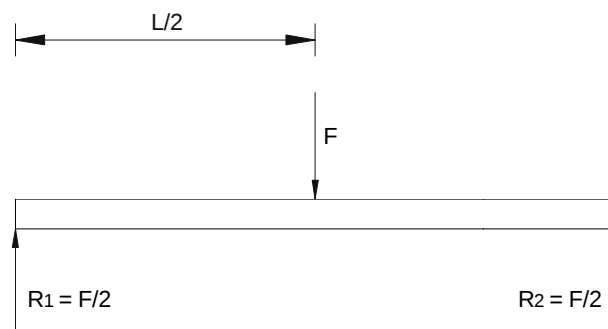


FIG. 4.19 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA DE FUERZA.

Esta placa va a estar sometida a dos tipos de cargas, la de los pesos de prueba y la placa portapesas. Se desarrolla una expresión para calcular la carga resultante sobre esta placa:

$$F = P + L^2 e \rho \quad (26)$$

F = Carga a soportar por la placa, [N].

P = Peso de prueba, [392.4 N].

L = Longitud de la placa portapesas, [0.15 m].

e = Espesor de placa portapesas, [0.00635 m].

ρ = Densidad del material de la placa, [7850 Kg/m³].

$$F = 394.39 \text{ N}$$

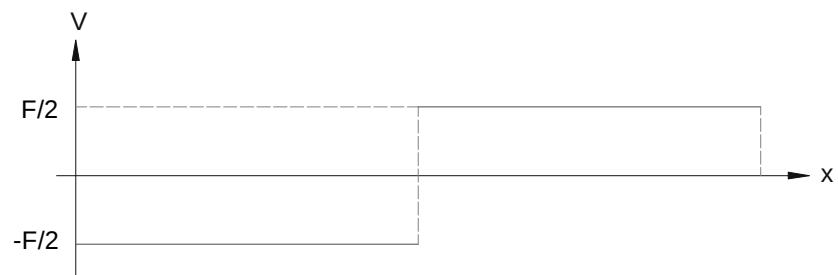


FIG. 4.20 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE PARA LA PLACA DE FUERZA.

$$V_{\text{máx}} = \frac{F}{2} \quad (27)$$

V = Esfuerzo cortante, [N].

F = Fuerza que soporta la placa, [N].

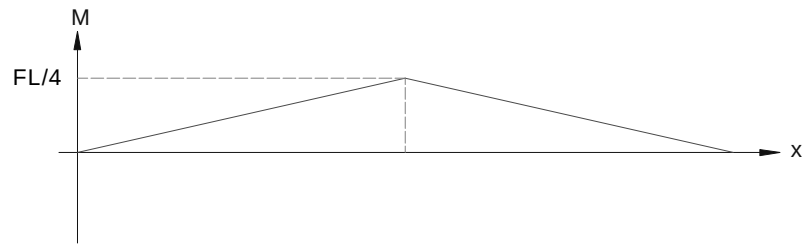


FIG. 4.21 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DE LA PLACA DE FUERZA.

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{FL}{4} \quad (28)$$

M = Esfuerzo de flexión máximo, [N.m].

F = Fuerza que soporta la placa, [N].

L = Longitud de la placa, [m]

$$M_{m\acute{a}x} = 24.65 \text{ N.m}$$

Se tiene una expresión que determine el espesor de la placa en términos de los esfuerzos a los que está sometida.

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y L}} \quad (29)$$

e = Espesor de la placa de fuerza, [m].

M = Momento flector de la placa de fuerza, [24.64 N.m]

N = Factor de seguridad, [2.5]

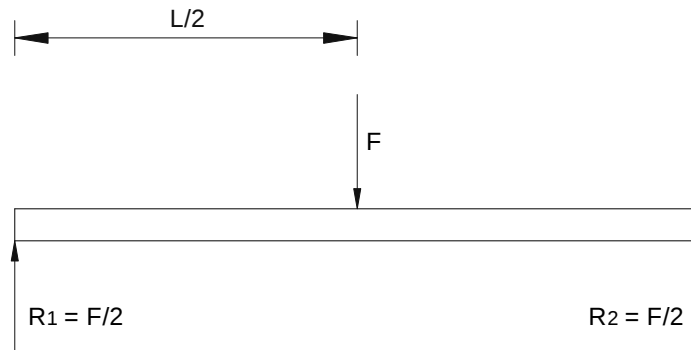
S_y = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa]

L = Longitud de la placa, [0.25 m]

$$e = 2.44 \text{ mm}$$

Se escoge un espesor de placa de 5 mm.

Cálculo de la deflexión de la placa de fuerza.



**FIG. 4.22 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚAN
SOBRE LA PLACA DE FUERZA.**

Se desarrolla una expresión que estime la deflexión en la placa [7].

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_1 x$$

$$EI \frac{dy}{dx} = R_1 \frac{x^2}{2} + c_1$$

$$EI y = R_1 \frac{x^3}{6} + c_1 x + c_2$$

Con las condiciones de la borde se encuentran los valores de los coeficientes.

$$y(0) = 0 \rightarrow c_2 = 0$$

$$\frac{dy}{dx} \left(\frac{L}{2} \right) = 0 \rightarrow \frac{R_1}{2} \left(\frac{L}{2} \right)^2 + c_1 = 0$$

$$c_1 = -\frac{R_1 L^2}{8}$$

$$EIy = R_1 \frac{x^3}{6} - \frac{R_1 L^2}{8} x + 0$$

$$y_{\text{máx}} \text{ en } \frac{L}{2}$$

$$EIy_{\text{máx}} = \frac{R_1}{6} \left(\frac{L}{2}\right)^3 - \frac{R_1 L^2}{8} \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$EIy_{\text{máx}} = \frac{R_1 L^3}{48} - \frac{R_1 L^3}{16}$$

$$EIy_{\text{máx}} = -\frac{R_1 L^3}{24}, \quad R_1 = \frac{F}{2}$$

$$EIy_{\text{máx}} = -\frac{FL^3}{48} \quad (30)$$

$y_{\text{máx}}$ = Deflexión máxima de la placa, [m].

E = Módulo de elasticidad, [209 GPa].

I = Inercia de la placa, [$3.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4$].

F = Carga a soportar por la placa, [394.4 N].

L = Longitud de la placa, [0.375 m].

Se reemplazan los valores en la ecuación (28), se obtiene la deflexión máxima de la placa.

$$y_{\text{máx}} = \mathbf{0.53 \text{ mm}}$$

4.4.3 Diseño de la placa de soporte.

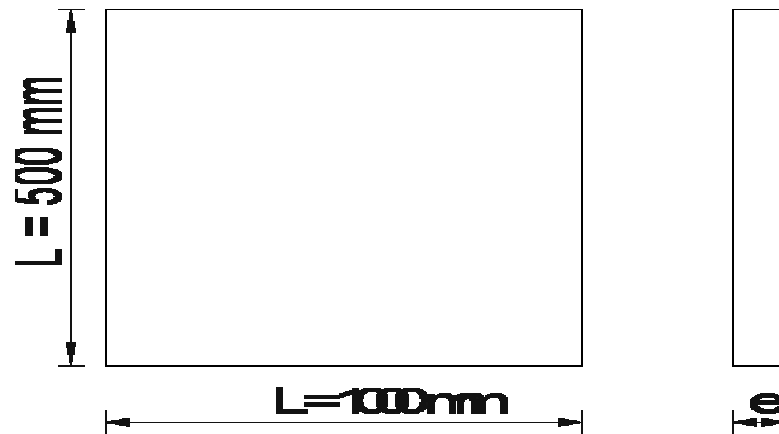


FIG. 4.23 ESQUEMA DE PLACA DE SOPORTE .

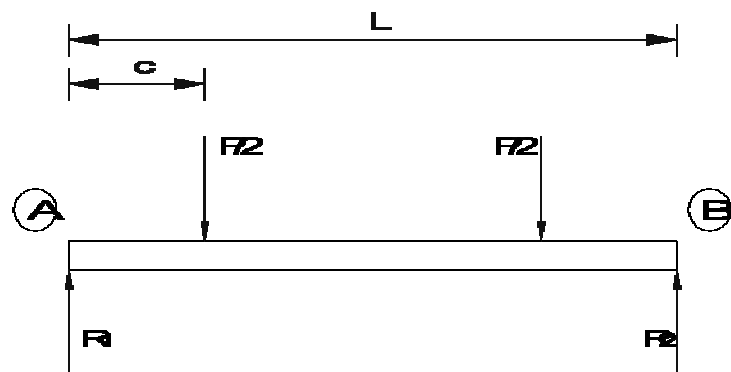


FIG. 4.24 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA DE SOPORTE.

La placa de soporte va a estar sometida al peso de todos los elementos de la máquina y a la carga máxima que soportará el sistema durante las pruebas, estas cargas están ubicadas en los apoyos de las chumaceras.

$$P = F + E \quad (31)$$

P = Carga máxima que soporta la placa, [N].

F = Carga de prueba, [392.4 N]

E = Peso total de los elementos de la máquina, [77.4 N]

$$P = 469.80 \text{ N}$$

Se analizan las gráficas de fuerza cortante y momento flector para determinar el valor máximo que soporta la placa.

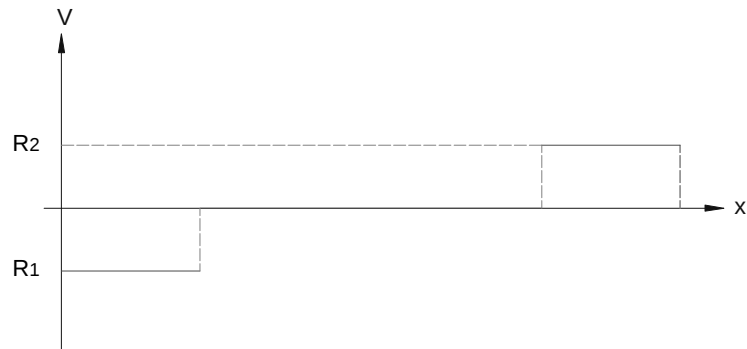


FIG. 4.25 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE PARA LA PLACA DE SOPORTE.

$$V_{\text{máx}} = \frac{P}{2} \quad (32)$$

$V_{\text{máx}}$ = Fuerza cortante máxima, [N].

P = Carga máxima que soporta la placa, [469.8 N].

$$V_{\text{máx}} = 234.9 \text{ N}$$

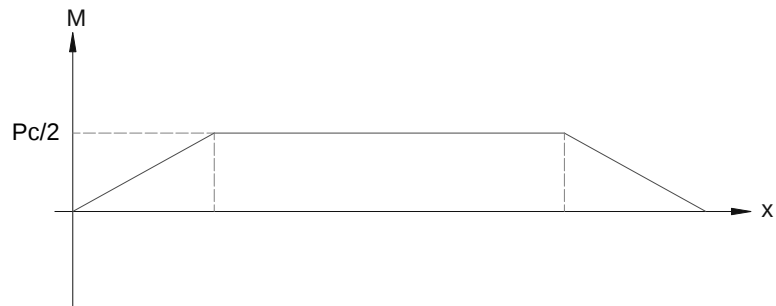


FIG. 4.26 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR DE LA PLACA DE SOPORTE.

$$M_{max} = \frac{Pc}{2} \quad (33)$$

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo, [N.m].

P = Carga máxima que soporta la placa, [469.8 N].

c = Distancia de ubicación de la chumacera, [0.1825 m].

$$M_{m\acute{a}x} = 42.87 \text{ N.m}$$

Por el criterio de fatiga se obtiene una expresión para el cálculo del espesor de la placa.

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y b}} \quad (34)$$

e = Espesor de la placa de fuerza, [mm].

M = Momento flector de la placa de soporte, [42.87 N.m].

N = Factor de seguridad, 2.5

S_y = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa].

b = Acho de la placa, [0.5 m]

$$e = 2.58 \text{ mm.}$$

Se toma un valor mayor al obtenido por medio de la ecuación (28), el espesor escogido es de 6.35 mm.

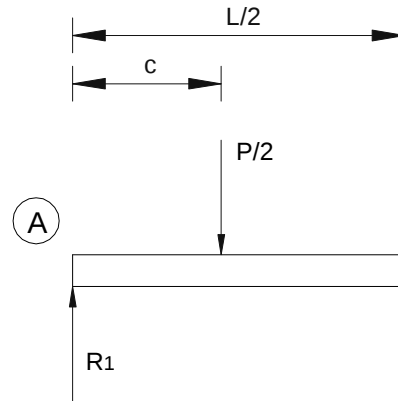


FIG. 4.27 DIAGRAMA PARA EL ANÁLISIS DE DEFLEXIÓN DE LA PLACA DE SOPORTE.

Se estima una expresión para la deflexión de la placa por el método de ecuaciones singulares [7].

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = -\frac{P}{2} \langle x - c \rangle^{-1}$$

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = -\frac{P}{2} \langle x - c \rangle^0 + c_1$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{P}{2} \langle x - c \rangle + c_1 x + c_2$$

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{P}{4} \langle x - c \rangle^2 + \frac{c_1 x^2}{2} + c_2 x + c_3$$

$$EI y = -\frac{P}{12} \langle x - c \rangle^3 + \frac{c_1 x^3}{6} + \frac{c_2 x^2}{2} + c_3 x + c_4$$

$$y(0) = 0$$

$$M(0) = 0$$

$$\frac{dy}{dx}\left(\frac{L}{2}\right) = 0$$

$$c_4 = 0$$

$$c_2 = 0$$

$$0 = -\frac{P}{4}\left(\frac{L}{2} - c\right)^2 + \frac{c_1}{2}\left(\frac{L}{2}\right)^2 + c_3$$

$$0 = -\frac{P}{4}\left(\frac{L^2}{4} - Lc + c^2\right) + c_1\frac{L^2}{8} + c_3$$

$$0 = -\frac{PL^2}{16} + \frac{PLc}{4} - \frac{Pc^2}{4} + \frac{c_1L^2}{8} + c_3; \text{ donde } c_1 = R_1$$

$$0 = -\frac{PL^2}{16} + \frac{PLc}{4} - \frac{Pc^2}{4} + \frac{R_1L^2}{8} + c_3$$

Como el sistema posee dos incógnitas (c_1 y c_3), se necesita de una ecuación extra para poder resolverlo; esta ecuación se la puede obtener de la Primera Ley de Newton.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - \frac{P}{2} = 0$$

$$R_1 = \frac{P}{2} = c_1$$

$$c_3 = \frac{PL^2}{16} - \frac{PLc}{4} + \frac{Pc^2}{4} - \frac{c_1L^2}{8}$$

$$c_3 = \frac{PL^2}{16} - \frac{PLc}{4} + \frac{Pc^2}{4} - \frac{PL^2}{16}$$

$$c_3 = \frac{Pc}{4}(L + c)$$

$$Ely = -\frac{P}{12}\langle x - c \rangle^3 + \frac{Px^3}{12} + \frac{Pc}{4}(L + c)x$$

La deflexión máxima tiene lugar en la mitad de la placa de soporte.

$$y_{\text{máx}} \text{ en } \frac{L}{2}$$

$$Ely_{\text{máx}} = -\frac{P}{12}\left(\frac{L}{2} - c\right)^3 + \frac{P}{12}\left(\frac{L}{2}\right)^3 + \frac{Pc}{4}(L + c)\left(\frac{L}{2}\right)$$

$$Ely_{\text{máx}} = -\frac{P}{12}\left(\frac{L^3}{8} - \frac{3}{4}L^2c + \frac{3}{2}Lc^2 - c^3\right) + \frac{PL^3}{96} + \frac{Pc}{4}\left(\frac{L^2}{2} + \frac{Lc}{2}\right)$$

$$Ely_{\text{máx}} = -\frac{PL^3}{96} + \frac{PL^2c}{16} - \frac{PLc^2}{8} + \frac{Pc^3}{12} + \frac{PL^3}{96} + \frac{PL^2c}{8} + \frac{PLc^2}{8}$$

$$Ely_{\text{máx}} = \frac{3}{2}PL^2c + \frac{Pc^3}{12}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \left(\frac{1}{EI}\right)\left(\frac{3}{2}PL^2c + \frac{Pc^3}{12}\right) \quad (35)$$

$y_{m\acute{a}x}$ = Deflexión máxima de la placa, [m].

E = Módulo de elasticidad, [209 GPa].

I = Inercia de la placa, [$1.07 \times 10^{-8} \text{ m}^4$].

P = Carga máxima que soporta la placa, [469.8 N].

c = Distancia de ubicación de la chumacera, [0.1825 m].

L = Longitud de la placa, [0.5 m].

$$y_{m\acute{a}x} = 1.91 \text{ mm}$$

4.5 Diseño de la varilla de carga.

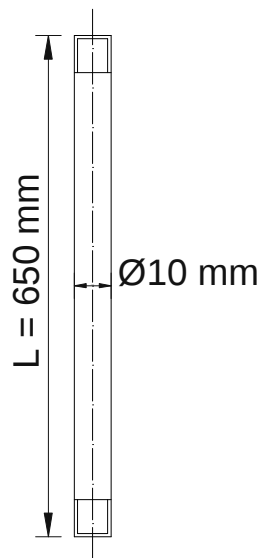


FIG. 4.28 ESQUEMA DE LA VARILLA DE CARGA.

A partir del esfuerzo que soporta la varilla y la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo se obtiene una expresión para calcular el diámetro de la varilla. Con un factor de seguridad de 2.5 se tiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{FN}{S_y} \right)} \quad (36)$$

d = Diámetro de la varilla de carga, [m].

F = Carga a soportar por la varilla, [392.4 N].

N = Factor de seguridad, [2.5]

S_y = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa]

$$d = 2.24 \text{ mm}$$

El diámetro de 2.24 mm es el necesario para que no falle la varilla por tracción, se escoge un diámetro $d = 10 \text{ mm}$ para la varilla.

4.6 Diseño de la estructura soportante [12].

El marco rígido presenta la siguiente forma y dimensiones:

Altura de las columnas = 1000 mm.

Luz = 500 mm.

Altura del rigidizador = 300 mm.

El espaciamiento entre marcos esta dado por la longitud de las vigas longitudinales y es de 1000 mm.

Se presenta un voladizo para la colocación del motor

Largo del voladizo = 300 mm.

Ancho del voladizo = 500 mm.

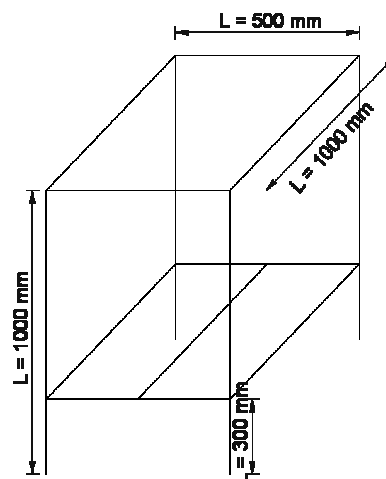


FIG. 4.29 DIMENSIONES DE LA ESTRUCTURA.

Las columnas y las vigas transversales de los marcos serán construidas con perfiles laminados tipo L y soldados a tope.

Para el cálculo se toma en cuenta la masa total de todos los elementos que soportan estos perfiles.

La carga total que soporta la estructura es de 1071.82 N.

Se calcula la carga distribuida presente sobre la estructura.

$$q = \frac{W}{L} \quad (37)$$

q = Carga distribuida, [N/m].

W = Carga total, [1071.82 N].

L = Luz en la estructura, [0.65 m].

$$q = 2143.64 \text{ N/m}$$

Se realiza un diagrama de cuerpo libre para obtener el valor de todas las fuerzas que actúan sobre la estructura.

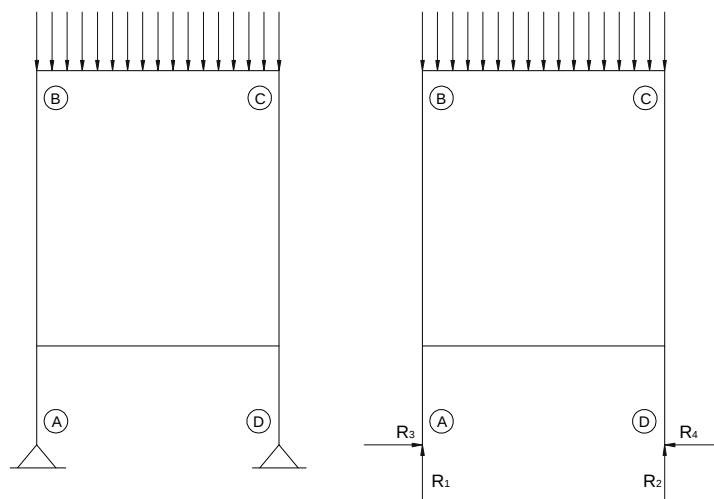


FIG. 4.30 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA ESTRUCTURA.

$$R_3 = R_4 = 0 \quad (38)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{qL}{2} \quad (39)$$

R_1 = Reacción vertical en el punto 1, [N]

R_2 = Reacción vertical en el punto 2, [N].

R_3 = Reacción horizontal en el punto 1, [N].

R_4 = Reacción horizontal en el punto 2, [N].

q = Carga distribuida, [2143.64 N/m].

L = Longitud entre columnas, [0.5m].

Se analiza la estructura por tramos.

Tramo A-B.

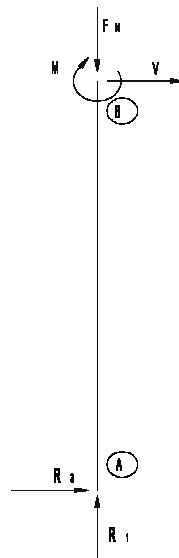


FIG. 4.31 DIAGRAMA DEL TRAMO A-B DE LA ESTRUCTURA.

Se realizan sumatoria de fuerzas y momentos y se obtienen las siguientes valores:

$$F_N = -R_1 \quad (40)$$

F_N = Fuerza normal, [N].

R_1 = Reacción vertical en el punto 1, [1071.82 N].

$$\mathbf{F_N = -1071.82\ N}$$

$$V = -R_3 \quad (41)$$

V = Fuerza cortante, [N].

R_3 = Reacción horizontal en el punto 1, [N].

$$\mathbf{V = 0}$$

$$M = R_3 h \quad (42)$$

M = Momento, [N.m].

R_3 = Reacción horizontal en el punto 1, [N].

h = Altura de la estructura, [1 m].

$$\mathbf{M = 0}$$

Tramo B-C.

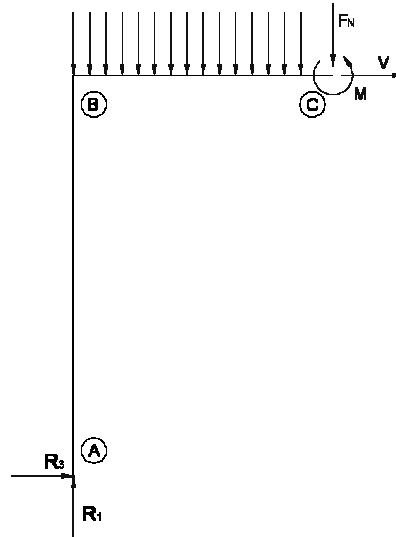


FIG. 4.32 DIAGRAMA DEL TRAMO B-C DE LA ESTRUCTURA.

Se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector para determinar los valores máximos de los mismos.

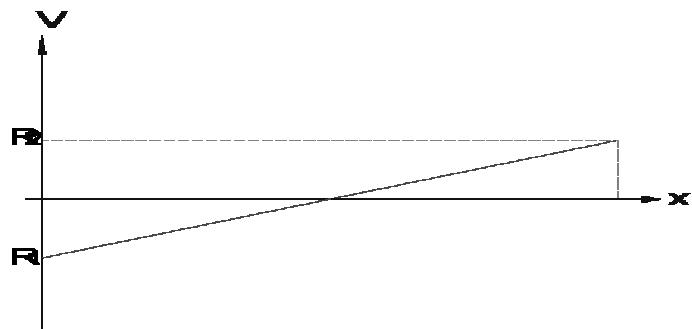


FIG. 4.33 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE.

$$V_{\text{máx}} = R_1 \quad (43)$$

$V_{\text{máx}}$ = Fuerza cortante máxima, [N].

R_1 = Reacción vertical en el punto 1, [1071.82 N]

$$V_{\text{máx}} = 1071.82 \text{ N}$$

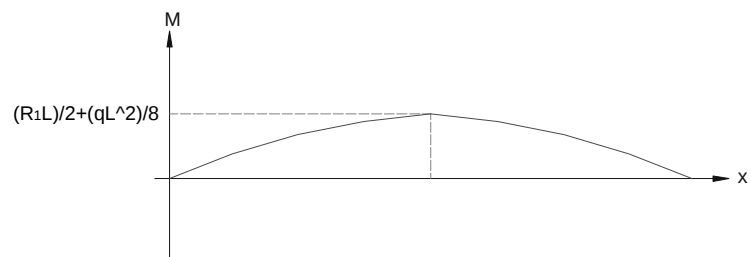


FIG. 4.34 DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR.

$$M_{\text{máx}} = \frac{R_1 L}{2} - \frac{q L^2}{8} \quad (44)$$

$M_{\text{máx}}$ = Momento flector máximo máxima, [N].

R_1 = Reacción vertical en el punto 1, [1071.82 N]

L = Longitud entre columnas, [0.5 m].

q = Carga distribuida, [2143.64 N/m].

$$M_{\text{máx}} = 261.26 \text{ N}$$

Diseño de columnas.

Se determina la carga axial de compresión que es:

$$V = R_1 = 1071.82 \text{ N}$$

Del Catálogo de Perfiles estructurales de DIPAC (Apéndice 4) se selecciona un perfil tipo ángulo doblado que presenta las siguientes características:

TABLA 06

CARACTERÍSTICAS DEL ÁNGULO DOBLADO 50X50X5 MM [13]

A [m²]	I_{xx} = I_{yy} [m⁴]	W_{xx} = W_{yy} [m³]
4.59x10 ⁻⁴	10.88x10 ⁻⁸	3.09x10 ⁻⁶

Se calcula el esfuerzo de compresión en la columna.

$$f_a = \frac{V}{A} \quad (45)$$

f_a = Esfuerzo de compresión de la columna, [MPa].

V = Carga axial de compresión, [1071.82 N].

A = Área del perfil seleccionado, [4.59x10⁻⁴ m²]

$$f_a = 2.33 \text{ MPa}$$

Se procede a determinar el factor de apoyo k.

$G_1 = 10$, recomendado por apoyo simple.

$$G_2 = \frac{L_1}{L_2} = \frac{650}{1000} = 0.65 \quad (46)$$

Por lo tanto $k = 1.8$ [12]

Se calcula el radio de giro de la columna para posteriormente calcular su esbeltez.

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} \quad (47)$$

$r_{\min}$ = Radio de giro mínimo de la columna, [m].

I_{yy} = Inercia en el eje y, [$10.88 \times 10^{-8} \text{ m}^4$]

A = Área del perfil seleccionado, [$4.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2$]

$$r_{\min} = 0.015 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{kh}{r_{\min}} < 200 \quad (48)$$

λ = Esbeltez de la columna.

k = Factor de apoyo, 1.8

h = Altura de la columna, [1 m].

$r_{\min}$ = Radio de giro mínimo de la columna, [0.015 m].

$$\lambda = 116.91 < 200$$

Se determina el índice de trabajo de la columna.

$$I_a = \frac{f_a}{F_a} < 1 \quad (49)$$

I_a = Índice de trabajo de la columna.

f_a = Esfuerzo de compresión de la columna, [2.33 MPa].

F_a = Esfuerzo permisible de compresión, [MPa]

$$I_a = < 1$$

Entonces se determina que la columna trabaja de forma correcta.

Diseño de vigas.

Las vigas se diseñan por flexión mediante la siguiente ecuación:

$$W = \frac{M_{\max} N}{S_y} \quad (50)$$

W = Módulo de la sección en flexión, [m^3].

$M_{\max}$ = Momento máximo, [261.26 N.m].

N = Factor de seguridad, 2.5

S_y = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa].

$$W = 2.62 \times 10^{-6} m^3$$

El perfil seleccionado si cumple con las condiciones de resistencia a la flexión requerida.

4.7 Diseño de uniones empernadas [6].

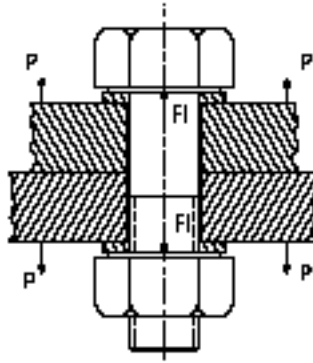


FIG. 4.35 UNIÓN EMPERNADA.

Para el cálculo de las dimensiones y tipo de pernos se tiene que asumir un diámetro de perno y se realiza todo el cálculo de diseño para comprobar si ese perno cumple con todos los requerimientos de soporte de cargas. Los pernos se encuentran ubicados en los soportes de las chumaceras.

Especificaciones: M12x1.5

Grado métrico: 8.8

$S_{ut} = 830 \text{ MPa}$

$S_p = 600 \text{ GPa}$

$A_{NR} = 84.3 \text{ mm}^2$

$A_R = 76.3 \text{ mm}^2$

$$E_{m1} = 100 \text{ GPa}$$

$$E_{m2} = 207 \text{ GPa}$$

Carga a soportar: 40 Kg

La longitud del perno está dada por la suma de los espesores de las placas donde serán ubicados.

$$L_p = L_{ch} + L_{placa} + h_{tuerca} + 2h_{arand} \quad (51)$$

L_p = Longitud del perno, [mm].

L_{ch} = Espesor de la placa de la chumacera, [16 mm].

L_{placa} = Espesor de la placa, [6.35 mm].

h_{tuerca} = Ancho de la cabeza de la tuerca hexagonal, [10.8 mm].

h_{arand} = Ancho de la arandela, [3.5 mm].

$$L_p = 54.2 \text{ mm}$$

El valor de la longitud final del perno tiene que ser mayor a este tamaño, por lo que se escoge una longitud comercial de 60 mm.

Se procede a calcular los valores de longitud roscada del perno, longitud no roscada mediante las siguientes expresiones:

$$L_R = \begin{cases} 2d + 6 ; & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 ; & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 3d + 25 ; & L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad (52)$$

L_R = Longitud roscada del perno, [mm].

d = Diámetro nominal, [12 mm].

L = Longitud del perno, [60 mm].

$$\mathbf{L_R = 30 \text{ mm}}$$

$$L_{NR} = L_p - L_R \quad (53)$$

L_{NR} = Longitud no roscada del perno, [mm].

L_R = Longitud roscada del perno, [30 mm].

L_p = Longitud del perno, [60 mm].

$$\mathbf{L_{NR} = 30 \text{ mm}}$$

Se calcula los valores de la resistencia del material y del perno.

$$K_b = \frac{A_{NR}A_RE}{A_{NR}L_R + A_R L_{NR}} \quad (54)$$

K_b = Resistencia del perno.

A_{NR} = Área no roscada del perno, [84.3 mm²].

A_R = Área roscada del perno, [76.3 mm²].

E = Módulo de elasticidad, [207 GPa].

L_R = Longitud roscada del perno, [30 mm].

L_{NR} = Longitud no roscada del perno, [30 mm].

$$\mathbf{k_b = 2.76 \times 10^{11}}$$

$$K_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left[5 \left(\frac{0.5774 L_p + 0.5 d}{0.5774 L_p + 2.5 d} \right) \right]} \quad (55)$$

K_m = Resistencia del material.

E = Módulo de elasticidad, [100GPa, 207 GPa].

d = Diámetro nominal, [12 mm].

L_p = Longitud del perno, [60 mm].

Los materiales que unen los pernos son de dos tipos diferentes:

- Chumacera: Fundición gris. $\rightarrow E = 100 \text{ GPa}$ (k_{m1}).
- Placa: Acero. $E = 207 \text{ GPa}$ (k_{m2})

De esta manera se tiene:

$$k_{m1} = 9.5 \times 10^{11}$$

$$k_{m2} = 1.97 \times 10^{12}$$

Se procede a calcular una resistencia del material equivalente:

$$K_{tm} = \frac{K_{m1} K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}} \quad (56)$$

k_{tm} = Resistencia del material total.

k_{m1} = Resistencia del material 1.

k_{m2} = Resistencia del material 2.

$$k_{tm} = 6.4 \times 10^{11}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (57)$$

C = Fracción de carga.

K_b = Resistencia del perno.

K_m = Resistencia del material equivalente.

$$C = 0.3014$$

El análisis del factor de seguridad se lo va a efectuar por dos criterios diferentes de cálculos: uniones a tensión cargada en forma estática con precarga y por teoría de fallas.

Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga.

Se tiene una expresión para el cálculo de la carga que actúa sobre cada perno.

$$P = \frac{Q}{N} \quad (58)$$

P = Carga resultante, [N].

Q = Carga aplicada, [392.4 N]

n = Número de pernos, 4.

$$P = 98.1 \text{ N}$$

Se calcula el valor de la precarga necesario para determinar el factor de seguridad de los pernos escogidos mediante la ecuación:

$$F_p = A_R S_p \quad (59)$$

F_p = Carga de prueba, [N].

A_R = Área roscada del perno, [76.3 mm²].

S_p = Resistencia de prueba, [600 MPa].

$$F_p = 4.58 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p, & \text{reutilizable} \\ 0.90 F_p, & \text{permanente} \end{cases} \quad (60)$$

F_i = Precarga, [N].

F_p = Carga de prueba, [45.8 KN].

$$F_i = 4.12 \times 10^4$$

Se reemplazan los valores obtenidos en la ecuación (61):

$$N = \frac{S_p A_R - F_i}{CP} \quad (61)$$

N = Factor de seguridad.

S_p = Resistencia de prueba, [600 MPa].

C = Fracción de carga, [0.30145]

P = Carga resultante, [98.1 N].

A_R = Área roscada del perno, [76.3 mm²].

F_i = Precarga, [41.2 KN].

$$N = 1.5$$

Teoría de fallas.

Se emplea el criterio de Goodman para obtener una expresión del factor de seguridad de los pernos seleccionados.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (62)$$

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_R} \quad (63)$$

σ_a = Esfuerzo alternante, [MPa].

C = Fracción de carga, [0.30145].

P = Carga resultante, [98.1 N].

A_R = Área roscada del perno, [76.3 mm²].

$$\sigma_a = 194 \text{ KPa}$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_R} + \frac{F_i}{A_R} \quad (64)$$

σ_m = Esfuerzo medio, [MPa].

C = Fracción de carga, [0.30145].

P = Carga resultante, [98.1 N].

A_R = Área roscada del perno, [76.3 mm²].

F_i = Precarga, [41.2 KN].

$$\sigma_m = 540 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e} \quad (65)$$

N = Factor de seguridad.

S_e = Resistencia a la fatiga, [129 MPa].

S_{ut} = Resistencia última a la tracción, [830 MPa].

σ_a = Esfuerzo alternante, [194 KPa].

σ_m = Esfuerzo medio, [540 MPa].

$$N = 1.5$$

4.8 Diseño de juntas soldadas.

Soldadura de juntas a filete:

Se determina el valor del momento de inercia unitario, los valores de las constantes dependen del tipo de cordón de cordón que se vaya a emplear (Apéndice 5).

$$I_u = \frac{d^2}{12} (6b + d) \quad (66)$$

I_u = Momento de inercia unitario, [m³]

d = Distancia vertical del cordón, [0.05 m]

b = Distancia horizontal del cordón, [0.05 m]

$$I_u = 7.29 \times 10^{-5} m^3$$

Se calcula la altura de la garganta mediante la combinación de fórmulas de esfuerzo en el cordón de soldadura. Se debe de tomar en cuenta las siguientes tablas.

TABLA 07

ESFUERZOS PERMISIBLES PARA EL METAL DE APORTE [6]

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	N
Tensión	A tope	$0.6 S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.9 S_y$	1.11
Aplastamiento	A tope	$0.6 - 0.66 S_y$	1.2 - 1.67
Compresión simple	A tope	$0.6 S_y$	1.67
Cortante	A tope o filete	$0.4 S_y$	

TABLA 08

PROPIEDADES MÍNIMAS DEL METAL DE APORTE [6]

Número de electrodo AWS	Sut [MPa]	Sy [MPa]	Elongación [%]
E60xx	427	345	17 - 25
E70xx	482	393	22
E80xx	551	462	19
E90xx	620	531	14 - 17
E100xx	689	600	13 - 16
E120xx	827	737	14

El electrodo que se va a utilizar es el E60 xx.

$$h \geq \frac{M_{\text{máx}}c}{0.4242S_y I_u} \quad (67)$$

h = Altura de la garganta de soldadura, [m].

$M_{\text{máx}}$ = Momento máximo que resiste la soldadura, [261.26 N.m]

c = Mitad distancia vertical de cordón, [0.025 m]

S_y = Resistencia de fluencia, [345 MPa].

I_u = Momento de inercia unitario, [$7.29 \times 10^{-5} \text{ m}^3$]

$$h = 0.61 \text{ mm}$$

Se escoge una altura de garganta de soldadura de 4 mm.

4.9 Análisis de potencia del motor.

Para calcular la potencia requerida del motor se necesita de valor de los torques de los rodamientos presentes para evitar que se muevan. Reemplazando esos valores en la ecuación y con un motor de 2000 rpm se tiene:

$$Pot = \frac{TW}{746} \quad (68)$$

T = Torque en los rodamientos, [0.01472 N.m]

W = Velocidad angular, [209.44 rad/s]

Pot = Potencia del motor, [HP]

$$Pot = 0.0041 \text{ HP}$$

Se escoge un motor de 0.25 HP que es el que existe de manera comercial.

4.10 Análisis y selección de rodamientos [3].

La selección de rodamientos consiste en determinar básicamente el tipo, tamaño y horas de funcionamiento, para una determinada aplicación. Se procede a utilizar para la selección de rodamientos el CATÁLOGO GENERAL SKF.

Se consideran los siguientes factores para la elección del tipo de rodamiento a emplearse:

Espacio disponible

Disposición y magnitud de las cargas

Desalineación angular

Velocidad

Funcionamiento silencioso

Rigidez

Desplazamiento

Observando cada una de las características para los diferentes tipos de rodamientos, así como el aspecto económico y disposición de cargas que son exclusivamente radiales se determina como más adecuado el **Rodamiento rígido de bolas** (Apéndice 6)

El tamaño del rodamiento se selecciona en base a la capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos de fiabilidad y duración.

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos, se concluye que el rodamiento B es el más crítico.

$$F_r = R_1 = 196.2 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

Donde:

F_r = Carga radial aplicada, [N]

F_a = Carga axial aplicada, [N]

Capacidad estática de carga.

$$C_o = P_o S_o \tag{69}$$

C_o = Capacidad estática de carga, [N].

S_o = Coeficiente de seguridad relativa a la carga estática

P_o = Carga estática equilibrada, [N].

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la carga estática equivalente:

$$P_o = F_r \tag{70}$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (70), se obtiene:

$$P_o = 192.6 \text{ N}$$

$S_o = 3$, para casos de elevada exigencia.

Reemplazando estos valores en la ecuación (69), se obtiene:

$$C_o = 588.6 \text{ N}$$

Capacidad dinámica de carga.

$$C = P(L_{10})^{1/p} \quad (71)$$

C = Capacidad dinámica de carga, [N].

P = Carga dinámica equivalente, [N].

L_{10} = Vida del cojinete en millones de revoluciones.

$p = 3$, para los rodamientos de bolas.

La carga dinámica equivalente es:

$$P = F_r, \quad \text{cuando } \frac{F_a}{F_r} < e$$

$$P = 196.2 \text{ N}$$

Por facilidad en el cálculo se toma el promedio de los valores dados en el catálogo de rodamientos SKF (Apéndice 7).

$$L_{10} = \frac{3000 + 8000}{2} = 5500 \text{ h}$$

Reemplazando valores en la ecuación (71), se obtiene:

$$C = 3463.27 \text{ N}$$

Con los datos anteriormente determinados y para un diámetro interno de 25 mm se selecciona rodamientos rígido de bolas SKF6205 (Apéndice 8), con chumaceras del tipo Y con prisioneros de fijación con designación SY 25TF (Apéndice 9).

Las tablas con las dimensiones de los rodamientos y chumaceras seleccionados se resumen a continuación:

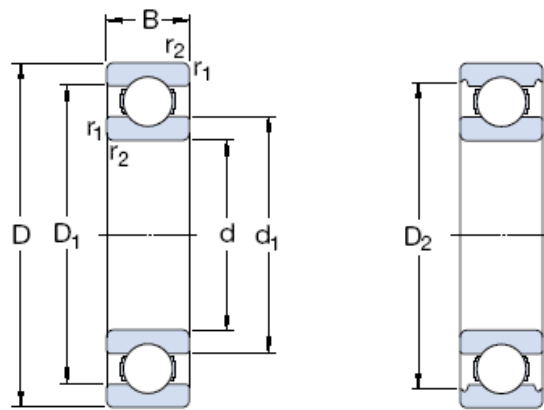


FIG. 4.36 RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS.

TABLA 9

CARACTERÍSTICAS DEL RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS [3]

d	D	B	C	C₀
[mm]	[mm]	[mm]	[KN]	[KN]
25	52	15	14.8	7.8

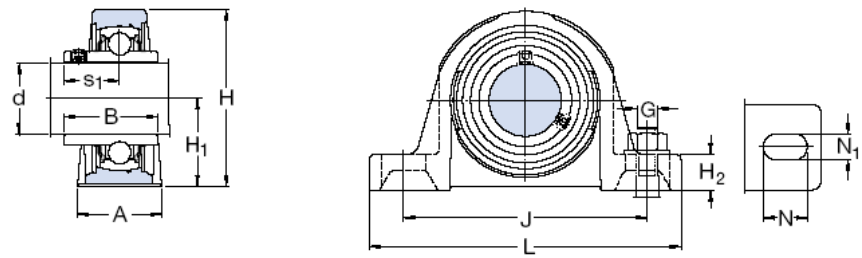


FIG. 4.37 CHUMACERA TIPO Y.

TABLA 10

CARACTERÍSTICAS DE LA CHUMACERA TIPO Y [3].

Medidas en [mm].

d	A	B	H	H₁	H₂	J	L	N	N₁	G	S₁	Co
25	36	34.1	70	36.5	16	102	130	19.5	11.5	10	19.8	7.8

Lubricación en los rodamientos.

Se determina primeramente el diámetro medio, mediante la ecuación:

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad (72)$$

d_m = Diámetro medio [mm].

D = Diámetro externo del rodamiento, [52 mm].

d = Diámetro interno del rodamiento, [25 mm].

$$d_m = 38.5 \text{ mm}$$

Mediante las gráficas del Apéndice 10 se obtiene la viscosidad cinemática que es de 5.25 mm²/s. El lubricante que cumpla con este requerimiento es el adecuado para usarse en la máquina.

Torque en los rodamientos.

El torque producido en los rodamientos es necesario para determinar la potencia requerida en el motor.

$$T = \mu F \frac{d}{2} \quad (73)$$

T = Torque en el rodamiento, [N.m].

μ = Coeficiente de fricción, [0.0015], (Apéndice 11).

F = Reacción en el rodamiento, [196.2 N].

d = Diámetro del eje, [0.025 m].

$$T = 0.00368 \text{ Nm}$$

Este par es el mismo en los cuatro rodamientos de las chumaceras.

El torque total en los cuatro rodamientos es de 0.01472 N.m.

4.11 Selección del sistema de control.

Sistema de control de la máquina.

El sistema de control permite un correcto desenvolvimiento de cualquier máquina con la mayor efectividad y seguridad facilitando de esta manera la labor del operario.

El sistema de control de la máquina tiene que ser lo más simple posible y que brinde seguridad al momento de realizar un ensayo.

Contador de ciclos y switch.

Consiste en el empleo de un contador de revoluciones digital ubicado cerca del eje que lleve una cuenta de los ciclos de los ejes durante la prueba y un switch ubicado debajo de la placa de fuerza de la máquina para que al momento de la rotura del a probeta de ensayo active el switch y detenga el giro del motor.

La principal desventaja es que la duración del límite switch está dada por la resistencia que tenga que soportar la carga de impacto dada por las pesas y es susceptible al desgaste a sus contactos.

Sistema de adquisición de datos.

Esta alternativa consiste en el desarrollo de un programa de adquisición de datos que por medio de sensores tome los datos del ensayo y los aya graficando directamente en la computadora.

Selección de la alternativa de sistema de control de la máquina.

Debido a nuestro requerimiento de bajo costo en los mecanismos de diseño de la máquina se escoge la opción del programa de adquisición de datos ya que existe en los laboratorios de la facultad y sólo se lo tendría que programar.

Capítulo 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.

Se presenta un presupuesto general de los costos de los materiales empleados y costo de mano de obra, con el objetivo de que se tenga una idea más general de la producción de este tipo de máquina. Presentando de esta manera, un análisis comparativo de precios y eficiencia de máquinas similares.

5.1 Análisis de costos de las máquinas.

Al concluir el análisis y diseño de las partes que constituirán la máquina se tiene como fin elaborar un listado de materiales y equipos con que se va a construir la máquina de ensayos Moore.

Costos de materiales.

En la siguiente tabla se detalla los materiales necesarios para la construcción de la máquina de Ensayos Moore, señalando la cantidad y su costo.

Es relevante indicar, que los valores indicados en esta tabla, son precios referenciales a la fecha de terminado el presente proyecto y no deben ser considerados como definitivos.

TABLA 11

COSTO DE MATERIALES

Descripción	Cant.	C. unitario [\$]	C. total [\$]
Motor 1/4 HP; trifásico; 2000 rpm	1	65,00	95,00
Eje SAE 1018: Ø25 mm; L= 260 mm	2	10,96	21,92
Chaveta	2	1,50	3,00
Mandriles de sujeción	2	25,80	51,60
Chumacera SKF SY 25TF	4	15,50	62,00
Plancha ASTM A36: e= 6,35 mm; A=0,5m ²	1	37,09	37,09
Plancha ASTM A36: e= 5 mm; A=0,125m ²	1	6,13	6,13
Plancha ASTM A36: e= 6,35 mm; A=0,023m ²	1	2,49	2,49

Acoplamiento	1	25,00	25,00
Varilla de carga	1	2,00	2,00
Ángulo doblado 50x50x5 mm, L= 11 metros	1	64,15	64,15
Pernos M20x1.5 grado 8.8	8	1,00	8,00
			\$ 378,39

Costo de mano de obra.

En la siguiente tabla se detalla el costo de mano de obra, incluyendo el costo de maquinado, ensamblaje y dirección técnica.

TABLA 12

COSTO DE MANO DE OBRA

	Ítem	Cant.	Precio [\$]	Total [\$]
Maquinado	hora/hombre	4	30	120
Ensamblaje	hora/hombre	5	25	125
Dirección Técnica	hora/hombre	3	20	60
			TOTAL	\$305

Sumando el costo de los materiales y la mano de obra necesaria, se tiene una inversión equivalente de **\$683.39**

5.2 Análisis comparativo con máquinas similares.

Las diferentes máquinas existentes en el mercado cuentan con complejos sistemas de control para la adquisición de los datos de las pruebas además de poseer sistemas de carga sobre los ejes de mayor complejidad. Los precios fluctúan entre los \$12000.00 y \$25000.00. Además poseen un mayor tamaño y la capacidad de aumentar las cargas de prueba con el fin de poder realizar ensayos a la mayor parte de los aceros existentes.

La máquina diseñada es sólo con fines didácticos por lo cual no necesita suministrar demasiada carga a las probetas de ensayo, ya que sólo se limita a realizar ensayos a aceros principales con los que se fabrican las máquinas, es decir con un valor de $S_{ut} < 1400$ MPa. El sistema de adquisición de datos del mismo no se lo realiza en el presenta trabajo pero se enfoca en el empleo de un programa de computadoras. Su diseño es ergonómico y compacto, para brindar una mayor facilidad de operación.

5.3 Rentabilidad del proyecto.

Al comparar mi proyecto con otras máquinas existentes en el mercado, puedo indicar que la máquina diseñada posee las características útiles, concluyendo así de esta manera que mi proyecto es rentable por lo siguiente:

- La máquina ahorra mucho espacio físico por su diseño compacto y ergonómico.
- El precio es más económico que en el mercado.
- La capacidad de la máquina para realizar ensayos a los principales materiales cubre la exigencia de ser empleado para fines de prácticas de laboratorio.
- El resto de características que posee la máquina de ensayos Moore son similares a las máquinas existentes.

Capítulo 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 CONCLUSIONES.

1. El presente tema de tesis, tuvo como objetivo principal, realizar el diseño de una máquina para ensayos de fatiga siendo seguro, eficiente y práctico, de manera que la máquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida; por lo que el diseño de esta máquina se ha realizado para las condiciones más críticas de funcionamiento.

2. Con respecto a la selección de los materiales, éstos se los puede encontrar fácilmente en el mercado nacional, utilizando materiales accesibles y facilitando la compra de componentes.

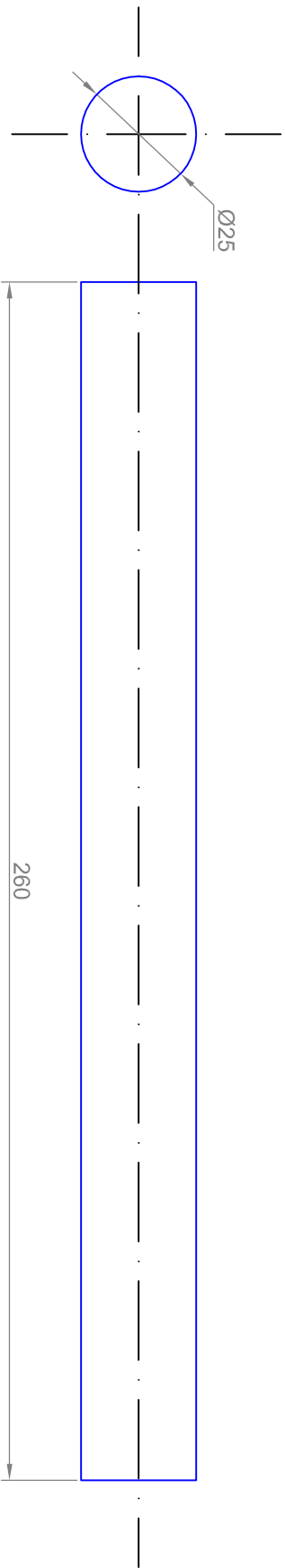
3. Se demuestra también, que el diseño de esta máquina es totalmente factible, con un precio por debajo de los \$1000.00, en

comparación con las otras máquinas que superaban esta cantidad, con costos de operación y mantenimientos bajos.

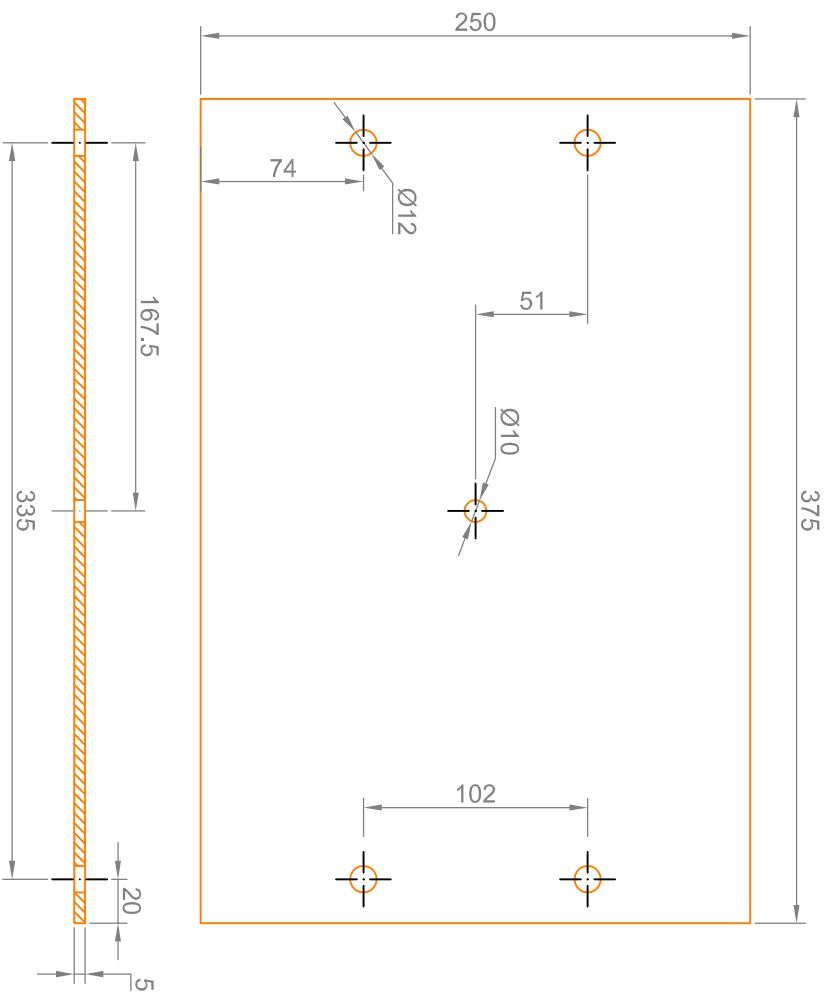
4. Para la realización de un buen diseño se debe considerar todos los parámetros y detalles que pueden afectar la posterior construcción de la máquina.

6.2 RECOMENDACIONES.

1. Se debe realizar las prácticas con mucho cuidado y teniendo en cuenta todas las normas de seguridad para evitar posibles accidentes durante su operación, se recomienda un protector de acrílico para evitar que los fragmentos de probeta golpeen a las personas alrededor de la máquina.
2. Para realizar cualquier ensayo de acuerdo a las operaciones, se preparará la máquina y que las probetas cumplan con las dimensiones establecidas en la norma.
3. Se debe realizar un chequeo periódico de todos los componentes de la máquina con fines de establecer un mantenimiento preventivo para que la máquina tenga mayor vida útil.
4. Los pesos de prueba se los tiene que ubicar cuidadosamente para evitar la precarga inicial de los componentes que afecten los resultados de los ensayos.
5. Se recomienda un sistema de adquisición de datos para obtener las gráficas directamente de las prácticas realizadas sobre las probetas estandarizadas.



FIMCP-ESPOL		Dibujó:	19/02/2010	FECHA:
PROYECTO:		Revisó:	22/02/2010	
MÁQUINA DE ENSAYOS MOORE		PLANO No.:		
	ESCALA:	CONTIENE:	2	
	X0.7	EJE 2 PARA TRANSMISIÓN		
MEDIDAS EN:	MATERIALES:		MASA (kg):	
mm	Acero AISI 1018		1.002	



FIMCP-ESPOL

PROYECTO:

MÁQUINA DE ENSAYOS MOORE

ESCALA:

X0.3

MEDIDAS EN:

mm

CONTIENE:

PLACA DE FUERZA

MATERIALES:

Acero ASTM-A36

FECHA:

Dibujó: 19/02/2010

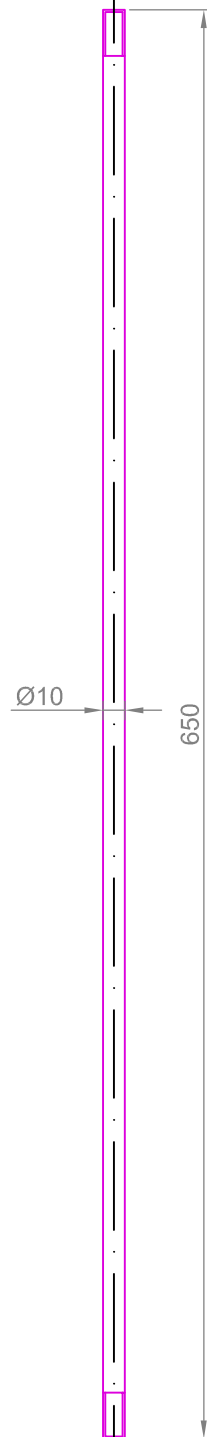
Revisó: 22/02/2010

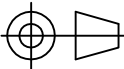
PLANO No.:

4

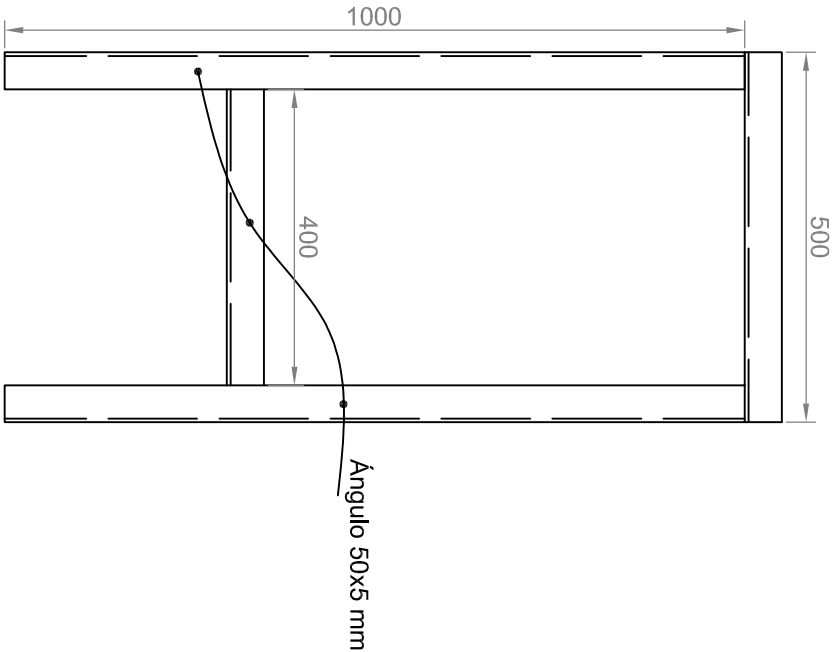
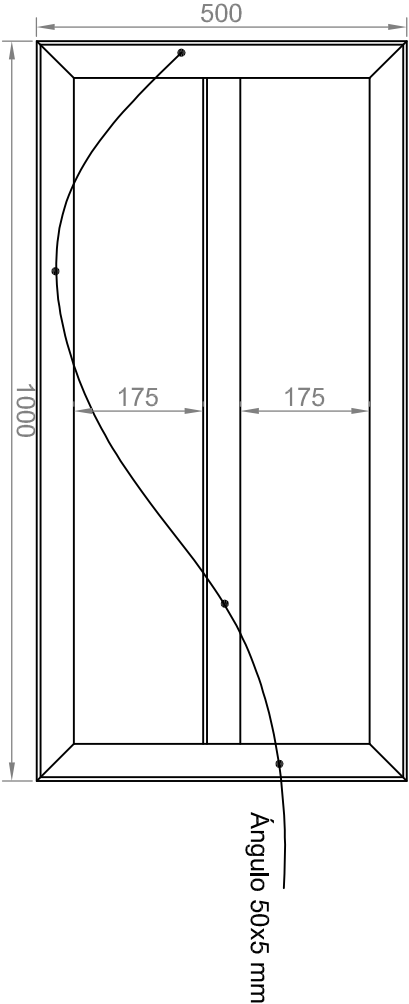
MASSA (kg):

3.29

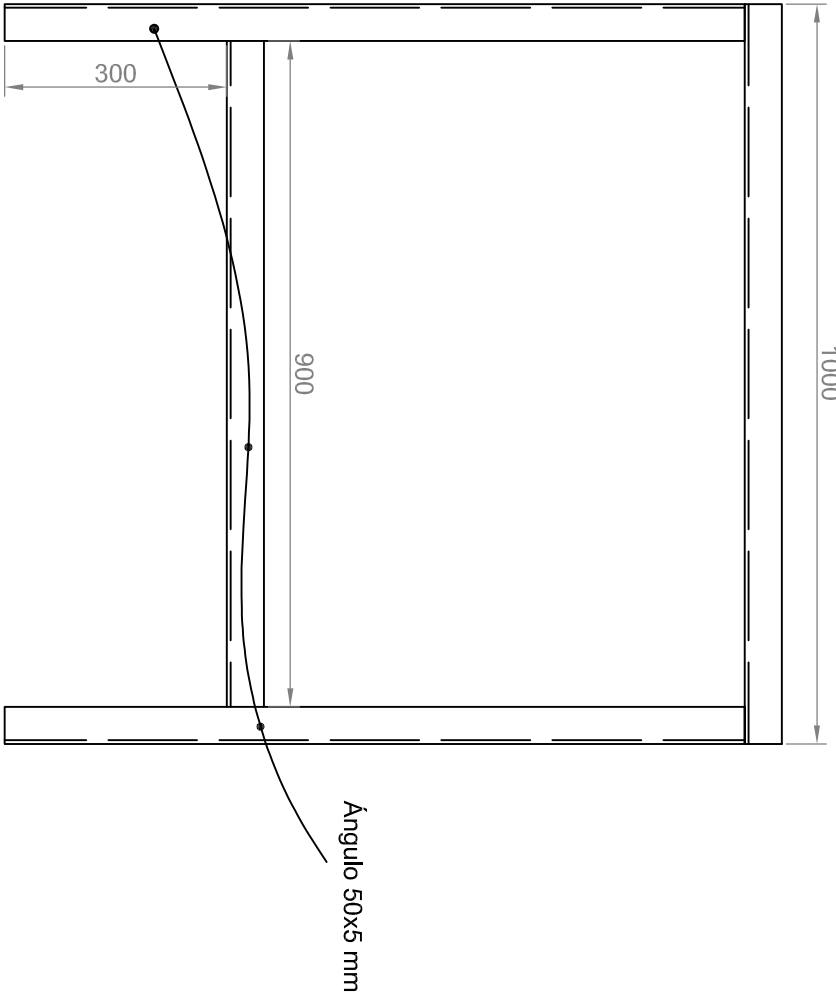


FIMCP-ESPOL PROYECTO: MÁQUINA DE ENSAYOS MOORE  ESCALA: x0.3 MEDIDAS EN: mm CONTIENE: VARILLA DE CARGA MATERIALES: Acero ASTM-A36			FECHA:
			Dibujó: 19/02/2010
			Revisó: 22/02/2010
			PLANO No.: 5
			MASA (Kg): 0.401

VISTA SUPERIOR

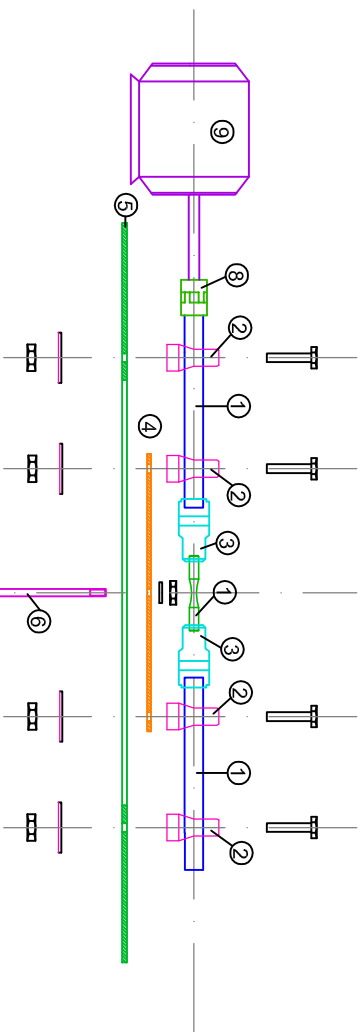


VISTA LATERAL

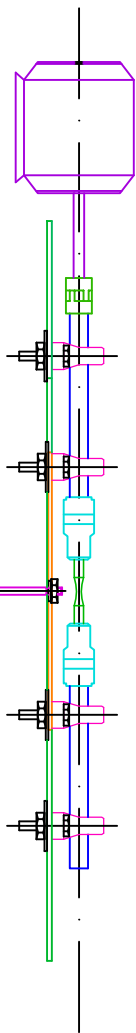


VISTA FRONTAL

FIMCP-ESPOL			FECHA:	
PROYECTO:			Dibujó:	19/02/2010
MÁQUINA DE ENSAYOS MOORE			Revisó:	22/02/2010
CONTENÉ:			PLANO No.:	
ESTRUCTURA DE SOPORTE			6	
ESCALA:	X0.1	MATERIALES:	MASA (Kg):	
MEDIDAS EN:	mm	Acero ASTM-A36	39.6	



- 1. Ejes para transmisión.
- 2. Chumaceras tipo Y
- 3. Mandril.
- 4. Placa de fuerza.
- 5. Placa de soporte.
- 6. Varilla de carga.
- 7. Placa portapezas.
- 8. Acoplamiento.
- 9. Motor.



FIMCP-ESPOL		FECHA:	
PROYECTO:		Dibujó:	19/02/2010
MÁQUINA DE ENSAYOS MOORE		Revisó:	22/02/2010
CONTENIDO:		PLANO No.:	
DETALLE DE ENSAMBLAJE		7	
ESCALA:	X0.1	MASA (Kg):	
MEDIDAS EN:	mm	108.87	
MATERIALES:			
Acero ASTM-A36			

APÉNDICE 1

NORMA ISO 1143:1975.

1 SCOPE

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

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

2 FIELD OF APPLICATION

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

3 REFERENCES

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

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

4 PRINCIPLE OF TEST

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

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

5 SYMBOLS AND DEFINITIONS

In this International Standard the following symbols are used :

Symbol	Definition
D	Diameter of the gripped or loaded end of the test piece
d	Diameter of the test piece where the stress is a maximum
r	Radius ¹⁾ at the ends of the test section which starts the transition from the test diameter d

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

6 SHAPE AND SIZE OF TEST PIECE

6.1 Forms of test section

The test section may be

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

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

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

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

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

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

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

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

6.2 Diameter of test pieces

All the test pieces employed for a fatigue determination shall have the same nominal diameter, $d \pm 0,05$ mm (0.002 in).

The nominal value of the diameter, d , shall be between 5 mm (0.2 in) and 12,5 mm (0.5 in). The recommended values of d are 6 mm (0.25 in), 7,5 mm (0.3 in), and 9,5 mm (0.375 in).

For the purpose of calculating the load to be applied to obtain the required stress, the actual minimum diameter of each test piece shall be measured to an accuracy of 0,01 mm (0.000 5 in). Care shall be taken during the measurement of the test piece prior to testing to ensure that the surface is not damaged.

On cylindrical test pieces subject to constant bending moment (see figures 4 and 5) the parallel test section shall be parallel within 0,025 mm (0.001 in). For other forms of cylindrical test pieces (see figure 1) the parallel test section shall be parallel within 0,05 mm (0.002 in). The transition fillets at the ends of the test section shall have a radius not less than $3d$. For toroidal test pieces, the section formed by the continuous radius shall have a radius not less than $5d$.

7 PREPARATION OF TEST PIECE

7.1 Method of machining

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

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

7.2 Turning

It is recommended that the following procedures should be adopted :

7.2.1 In rough turning the test piece from a diameter $x + 5$ mm ($x + 0.2$ in) (x will generally be the diameter, d , plus a suitable allowance for surface finishing) to $x + 0,5$ mm ($x + 0.02$ in), a succession of cuts of decreasing depth should be made, the recommended depths of cuts being as follows :

1,25 mm	(0.05 in)
0,75 mm	(0.03 in)
0,25 mm	(0.01 in)

7.2.2 From a diameter of $x + 0,5$ mm ($x + 0.02$ in) to x , a further succession of cuts of decreasing depth should be made, the recommended depths of these cuts being as follows :

0,125 mm	(0.005 in)
0,075 mm	(0.003 in)
0,05 mm	(0.002 in)

For these finishing cuts, a feed not exceeding 0,06 mm (0.002 5 in) per revolution should be used.

7.3 Grinding

For test pieces in material which cannot be readily turned, it is recommended that the finishing operations be carried out by grinding. Where the strength properties of the material are developed in heat treatment, this heat treatment may be carried out after rough turning to a diameter of $x + 0,5$ mm ($x + 0.02$ in).

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

- 0,030 mm (0.001 2 in) depth of cut to 0,1 mm (0.004 in) oversize;
- 0,005 mm (0.000 2 in) depth of cut to 0,025 mm (0.001 in) oversize;
- 0,002 5 mm (0.000 1 in) depth of cut to size.

7.4 Surface finishing

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

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

7.5 Storage prior to testing

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

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

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

8 MOUNTING OF TEST PIECE

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

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

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

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

9 SPEED OF TESTING

It is recommended that tests be carried out within the

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

10 APPLICATION OF LOAD

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

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

11 ENDURANCES

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

12 TEST REPORT

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

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

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

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

12.4 The frequency of the stress cycles.

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

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

12.7 The criterion of the end of the test, i.e. its duration (for example 2×10^6 cycles), or complete failure of the test piece, or some other criterion (see note 1).

12.8 Any deviations from the required conditions during the test.

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

NOTES

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

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

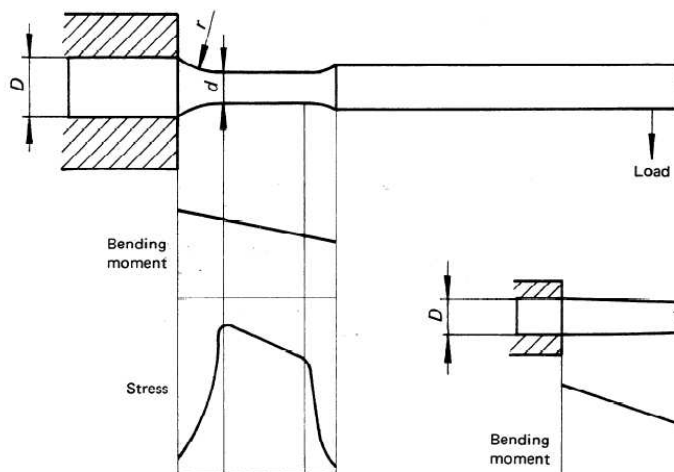


FIGURE 1 – Parallel test piece – single-point loading

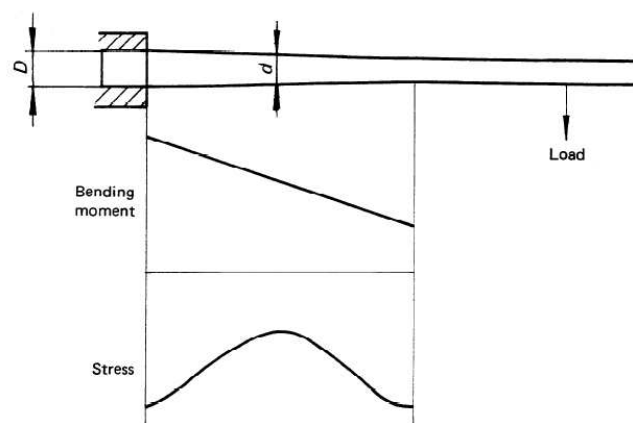


FIGURE 2 – Tapered test piece – single-point loading

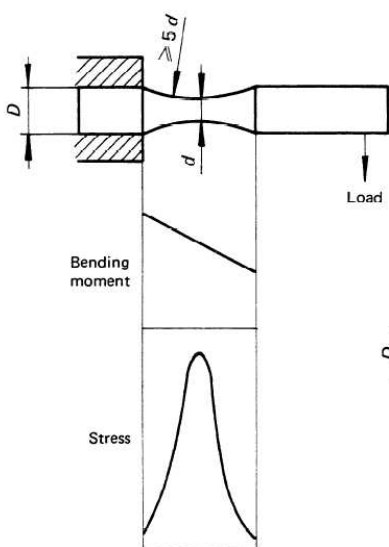


FIGURE 3 – Toroidal test piece – single-point loading

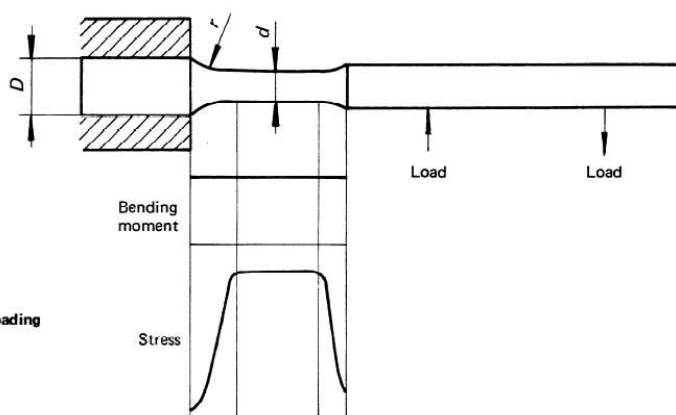


FIGURE 4 – Parallel test piece – two-point loading

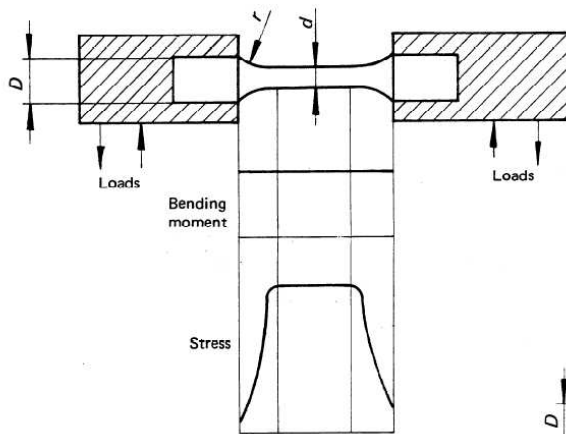


FIGURE 5 – Parallel test piece – four-point loading

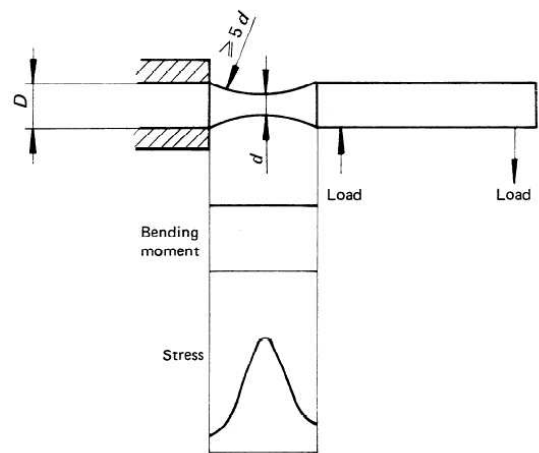


FIGURE 6 – Toroidal test piece – two-point loading

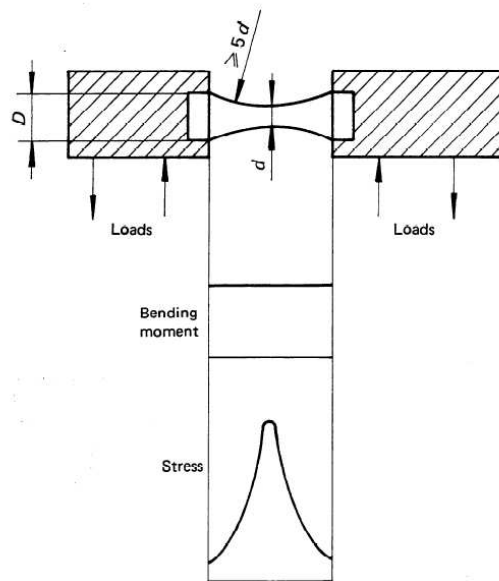
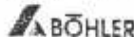


FIGURE 7 – Toroidal test piece – four-point loading

APÉNDICE 2

ACEROS ESPECIALES PARA MAQUINAR: BOHLER.



BOHLER

TRANSISI

Tipo de Aleación:	C 0.17	Si 0.25	Mn 0.40	%
Color de identificación:	Amarillo			
Estado de suministro:	Trefilado			
Largo standar:	6 metros			

Aceros de cementación no aleado para piezas pequeñas, exigidas principalmente al desgaste y donde la dureza del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.

APLICACIONES: Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 3, ejes de transmisión con baja exigencia al torque.

INSTRUCCIONES PARA EL TRATAMIENTO TERMICO:

Forjar:	1150 - 850 °C
Normalizar:	890 - 920 °C
Recocer:	650 - 700 °C
Enfriamiento lento en el horno	
Cementar:	880 - 950 °C
Templar después de cementar:	770 - 800 °C al agua

Dureza obtenible en la capa cementada: 58 - 60 Rc

Revenir: 150 - 200 °C

Soldadura: Acero fácilmente Soldable con electrodos

BOHLER FOX SPE

CARACTERISTICAS MECANICAS EN ESTADO RECOCIDO					RESIST A LA TRACCION EN ESTADO TEMPLADO
DUREZA BRINELL	LMITE DE FLUENCIA	RESISTENCIA A LA TRACCION	ELONGACION	RESIST AL CHOQUE	
HB	N/mm ²	N/mm ²	L = 5d % LONG. TRANSV	DM J/CM ² LONG. TRANSV.	N/mm ²
143 max.	235	410 - 520	26 19	48 31 24	480 - 620

INSTRUCCIONES PARA EL TORNEADO CON METAL DURO				
CALIDAD BOEHLERIT : SB 30				
PROFUNDIDAD DE CORTE	0.5 ± 1	1 ± 1	4 ± 0	> 8
AVANCE mm/R	0.1 ± 0.3	0.2 ± 0.4	0.3 ± 0.6	0.5 ± 1.2

APÉNDICE 3

FACTORES DE SEGURIDAD PARA LA SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS.

TABLA DE COEFICIENTE K1 PARA MÁQUINA MOTRIZ Y RECEPPTORA

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq de piston 4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	① Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrifugo ..
1,2	1,4	1,7	② Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	③ Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Homos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	④ Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	⑤ Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	⑥ Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mam-postería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

TABLA DE COEFICIENTE K2 PARA FRECUENCIA DE ARRANQUE.

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
Ver cuadro K ₁	1	10	30	60	120
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

**TABLA DE COEFICIENTE K3 PARA NÚMERO DE HORAS DE
FUNCIONAMIENTO DIARIO**

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

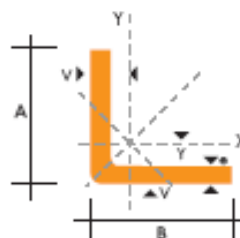
APÉNDICE 4

PERFILES DE ÁNGULOS DOBLADOS.



PERFILES ESTRUCTURALES ÁNGULOS "L" DOBLADO Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 423: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1,5 hasta 12 mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS			EJE X-X = EJE Y-Y					
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	I	W	I	Xc-Yc	EJEU	EJEV
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.06
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	2.35	2.11	2.99	1.43
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.06	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.46
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43
80	80	12	81.78	13.63	16.83	97.05	17.87	2.40	2.57	3.10	1.38

APÉNDICE 5

PROIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS A FILETE.

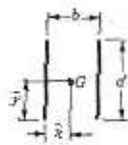


$$A \approx 0.707kd$$

$$\bar{x} = 0$$

$$I_x = \frac{d^3}{12}$$

$$\bar{y} \approx d/2$$

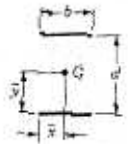


$$A = 1.414bd$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$I_x = \frac{d^3}{6}$$

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

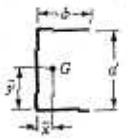


$$A = 1.414bb$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$I_x = \frac{bd^3}{2}$$

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

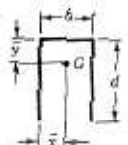


$$A = 0.707h(2b + d)$$

$$\bar{x} \approx \frac{b^2}{2b + d}$$

$$I_x = \frac{a^3}{12}(6b + d)$$

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

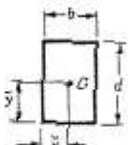


$$A \approx 0.707h(b + 2d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

$$\bar{y} \approx \frac{d^2}{b + 2d}$$



$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$I_x \approx \frac{d^3}{6}(3b + d)$$

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

APÉNDICE 6

CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO

The matrix can only provide a rough guide so that in each individual case it is necessary to make a more qualified selection referring to the information given on the preceding pages or the detailed information in the text preceding each table section. If several designs of the bearing type are shown adjacent to each other, the relevant information is indicated by the same small letter used to identify the individual design. Symbols: +++ excellent – poor ++ good -- unsuitable + fair ← single direction ↔ double direction		Bearing types – design and characteristics					Characteristics Suitability of bearings for														
		Design																			
Bearing type		tapered bore	shields or seals	self-aligning	non-separable	separable	purely radial load	purely axial load	combined load	moment load	high speed	high running accuracy	high stiffness	quiet running	low friction	compensation for misalignment in operation	compensation for errors of alignment (initial)	locating bearing arrangements	non-locating bearing arrangements	axial displacement possible in bearing	
Deep groove ball bearings		 a	 b				+	↔	↔	–	+++	+++	+	+++	+++	–	–	↔	+	--	
Angular contact ball bearings, single row							+	↑	↑↑	–	++	+++	+	++	++	–	–	↑	--	--	
matched single row, double row		 a	 b	 c		a, b	++	↔	↔	+	+	++	++	+	+	--	--	↔	+	--	
four-point contact							–	↑↑	↔	+	++	+	+	+	+	--	--	↔	–	--	
Self-aligning ball bearings							+	–	–	--	+++	++	–	++	+++	+++	+++	↔	+	--	
Cylindrical roller bearings, with cage							++	--	--	--	++	++	++	++	++	–	–	--	+++	+++	
full complement, single row		 a	 a	 b	 b		++	a↑ b↔	a↑ b↔	--	++	++	++	+	++	–	–	↑↑ b↔	a↑	a↑	
full complement, double row		 a	 a	 b	 c	a	+++	–	a↑ b↔	+	–	+	+++	–	–	--	--	a↑ b↔	↑	↑	
Needle roller bearings, with steel rings		 a	 b	 c		a	++	--	--	--	+	a++	a+++ b+++	+	–	--	C++	--	+++	+++	
assemblies/drawn cups		 a	 b	 c		b, c	++	--	--	--	+	+	++	+	–	--	--	--	+++	+++	
combined bearings		 a	 b	 c		b, c	+	C++	↑	–	+	+	++	+	–	--	--	↑	--	--	
Taper roller bearings, single row							++	↑↑	↑↑↑	–	+	+	++	+	+	–	–	↑↑↑	--	--	
matched single row		 a	 b				+++	↔	↔	+	+	+	+++	+	+	–	--	↔	–	--	
Spherical roller bearings							+++	↔	↑↑↑	--	+	+	++	+	+	+++	+++	↔	+	--	
CARB toroidal roller bearings, with cage							+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++	
full complement							+++	--	--	--	–	+	+++	+	+	+++	+++	--	+++	+++	
Thrust ball bearings		 a	 b				--	a↑ b↔	--	--	–	++ a	+	–	+	–	--	↑↑ b↔	--	--	
with sphered housing washer		 a	 b				--	a↑ b↔	--	--	–	+	+	–	+	–	++	↑↑ b↔	--	--	
Needle roller thrust bearings			 a	 b			--	↑↑	--	--	–	a b++	++	–	–	--	--	↑↑	--	--	
Cylindrical roller thrust bearings			 a	 b			--	↑↑	--	--	–	a b++	++	–	+	+++	+++	↑↑	--	--	
Spherical roller thrust bearings							--	↑↑↑	↑	--	–	+	++	–	+	+++	+++	↑↑	--	--	

APÉNDICE 7

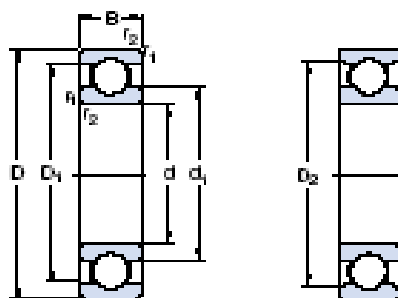
VIDA NOMINAL DEL RODAMIENTO.

Table 8

Guideline values of specification life for different types of machine	
Machine type	Specification life Operating hours
Household machines, agricultural machines, instruments, technical equipment for medical use	300 ... 3 000
Machines used for short periods or intermittently: electric hand tools, lifting tackle in workshops, construction equipment and machines	3 000 ... 8 000
Machines used for short periods or intermittently where high operational reliability is required: lifts (elevators), cranes for packaged goods or slings of drums etc.	8 000 ... 12 000
Machines for use 8 hours a day, but not always fully utilized: gear drives for general purposes, electric motors for industrial use, rotary crushers	10 000 ... 25 000
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000
Machines for continuous 24 hour use: rolling mill gear units, medium-sized electrical machinery, compressors, mine hoists, pumps, textile machinery	40 000 ... 50 000
Wind energy machinery, this includes main shaft, yaw, pitching gearbox, generator bearings	30 000 ... 100 000
Waterworks machinery, rotary furnaces, cable stranding machines, propulsion machinery for ocean-going vessels	60 000 ... 100 000
Large electric machines, power generation plant, mine pumps, mine ventilator fans, tunnel shaft bearings for ocean-going vessels	> 100 000

APÉNDICE 8

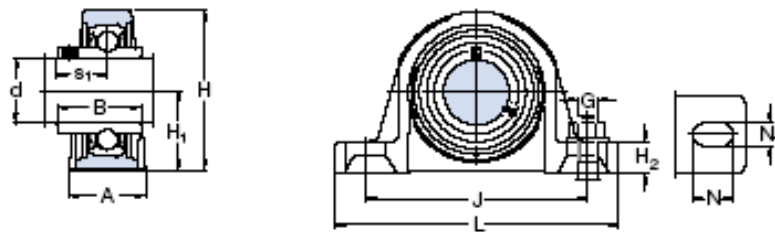
CARACTERÍSTICAS DE RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS.



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_L	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C_0		Preference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	—
25	37	7	4,35	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	+ 18005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	+ 6005
	62	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	6205
	62	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	+ 6205
	62	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETH9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	+ 6205
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6205 ETH9
	80	21	35,2	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
	88	16	16,2	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	68/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	68/28
30	42	7	4,40	2,9	0,145	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	+ 18006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	+ 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	6206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	+ 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETH9
	72	19	29,5	16	0,67	20 000	13 000	0,35	+ 6206
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6206 ETH9
	90	23	43,5	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	8,65	5,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
35	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	+ 18007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	+ 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	+ 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETH9
	80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	+ 6207
	100	25	55,3	31	1,29	15 000	10 000	0,95	6407

APÉNDICE 9

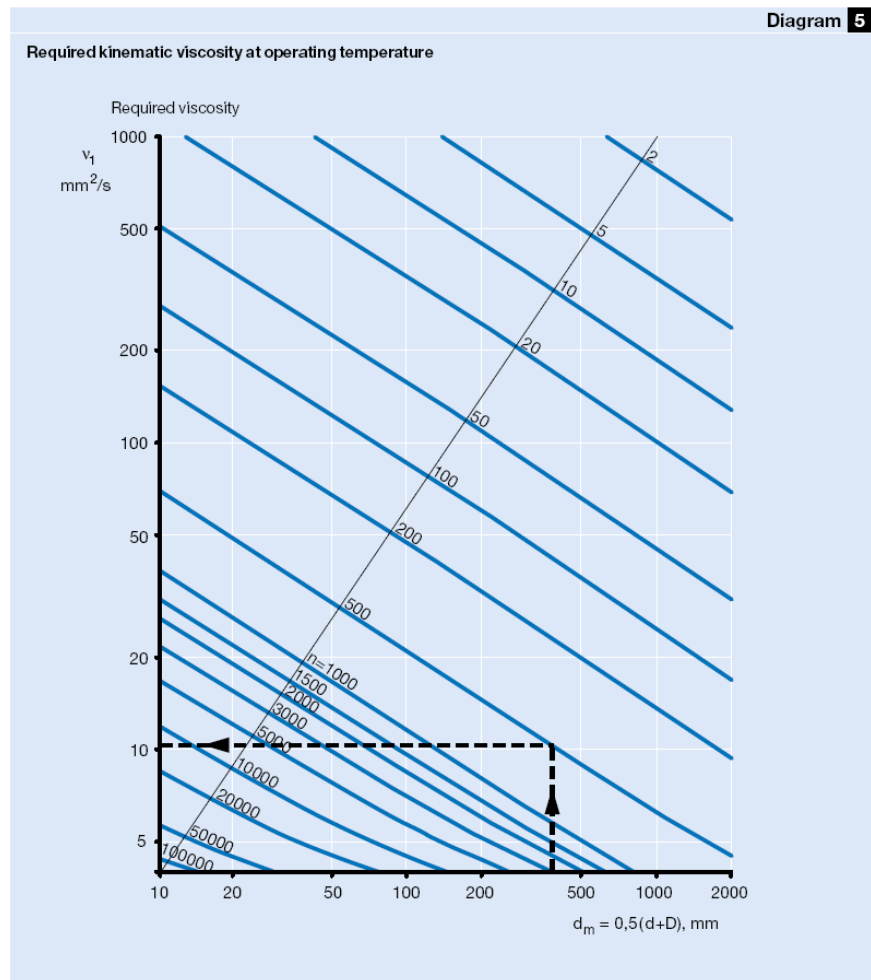
CARACTERÍSTICAS DE CHUMACERAS TIPO Y.



Dimensions													Basic static load rating C ₀	Mass	Designations	
d	A	B	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G	s ₁				Y-bearing unit with pressed steel cage	one-piece "coronet" cage of graphite
mm													kN	kg	-	
20	32	31	64	33,3	14	97	127	20,5	11,5	10	18,3	6,55	0,57	0,57	SY 20 TF/VA201	SY 20 TF/VA228
25	36	34,1	70	36,5	16	102	130	19,5	11,5	10	19,8	7,8	0,73	0,73	SY 25 TF/VA201	SY 25 TF/VA228
30	40	38,1	82	42,9	17	117,5	152	23,5	14	12	22,2	11,2	1,10	1,10	SY 30 TF/VA201	SY 30 TF/VA228
35	45	42,9	93	47,6	19	126	160	21	14	12	25,4	15,3	1,45	1,45	SY 35 TF/VA201	SY 35 TF/VA228
40	48	49,2	99	49,2	19	135,5	175	24,5	14	12	30,2	19	1,80	1,80	SY 40 TF/VA201	SY 40 TF/VA228
45	48	49,2	107	54	21	143,5	187	22,5	14	12	30,2	21,6	2,20	2,20	SY 45 TF/VA201	SY 45 TF/VA228
50	54	51,6	114	57,2	22	157	203	26	18	16	32,6	23,2	2,70	2,70	SY 50 TF/VA201	SY 50 TF/VA228
55	60	55,6	125	63,5	24	171,5	219	27,5	18	16	33,4	29	3,60	3,60	SY 55 TF/VA201	SY 55 TF/VA228
60	60	65,1	137	69,9	26,5	190,5	240	29,5	18	16	39,7	36	4,45	4,45	SY 60 TF/VA201	SY 60 TF/VA228

APÉNDICE 10

VISCOSIDAD CINEMÁTICA REQUERIDA PARA OPERACIONES A TEMPERATURAS.



APÉNDICE 11

CONSTANTES DE FRICCIÓN PARA LOS RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS.

Table 1	
Constant coefficient of friction μ for unsealed bearings	
Bearing type	Coefficient of friction μ
Deep groove ball bearings	0,0015
Angular contact ball bearings	
– single row	0,0020
– double row	0,0024
– four-point contact	0,0024
Self-aligning ball bearings	0,0010
Cylindrical roller bearings	
– with cage, when $F_a = 0$	0,0011
– full complement, when $F_a = 0$	0,0020
Taper roller bearings	0,0018
Spherical roller bearings	0,0018
CARB toroidal roller bearings	0,0016
Thrust ball bearings	0,0013
Cylindrical roller thrust bearings	0,0050
Spherical roller thrust bearings	0,0018

BIBLIOGRAFÍA

1. Norma ISO 1143:1975.
2. PIOVAN MARCELO DR. ING., Catálogo de descripción y selección de acoplamientos.
3. SKF, Catálogo de Rodamientos.
4. BOHLER, Catálogo de aceros especiales para maquinar.
5. BRINGAS JOHN, Handbook of Comparative World Steel Standarads, USA, Tercera Edición.
6. SHIGLEY,MISCHKE, Diseño de Ingeniería Mecánica, Editorial McGraw-Hill.
7. SINGER PYTEL, Resistencia de materiales, México.

8. P.A. STIOPIN, Resistencia de materiales, Editorial Mir Moscú.
9. LARBURU, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, S.A Madrid.
10. QUILODRÁN VIRGILIO, Catálogo de Acoplamientos Mecánicos.
11. NORTON ROBERT L., Diseño de máquinas, Prentice Hall Inc. México, Primera Edición.
12. AISC, Load & Resistance Factor Design, Segunda Edición.
13. DIPAC, Catálogo de perfiles estructurales.
14. QUIMIS PASTOR, "Diseño, Construcción y Evaluación de una Máquina de Ensayos Biaxiales, para Uso Didáctico en el Laboratorio de Análisis Experimental de Esfuerzo" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1991).
15. PAZMIÑO TYRONE, "Diseño de una Máquina para Cepillar y Machihembrar Madera" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2008).