

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

Título del Proyecto:

“Diseño de una máquina para prueba de fatiga rotativa”

Alumnos:

**Farrera Moguel Enrique
Santos López Tomas de Jesús**

Nombre de los revisores:

Carrera:

Ingeniería Mecánica



Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. Diciembre 2011



Índice

Capítulo 1 Introducción	6
1.1 Justificación.....	7
1.2 Objetivos.....	7
1.3 Caracterización del área de trabajo	7
1.4 Problemas a resolver.....	8
1.5 Alcances y limitaciones.....	8
Capítulo 2 Fundamento teórico	10
2.1 Importancia económica de la factura.....	10
2.2 El enfoque del diseño.....	10
2.3 Enfoque de mecánica de factura.....	10
2.4 Probetas para el ensayo de flexión rotativa.....	11
2.5 Diseño de transmisión.....	12
2.6 Método del esfuerzo.....	12
2.7 Factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga.....	14
2.8 Caracterización de esfuerzos fluctuantes.....	17
2.9 Diseño de ejes para cargas estáticas.....	18
2.9.1 Diseño de ejes para cargas dinámicas.....	19
2.10 Procedimiento para el cálculo de ejes.....	20
2.10.1 Selección de rodamientos para cargas radiales.....	20
2.11 Potencia del motor.....	22
2.11.1 Diseño de chavetas.....	23
2.11.2 Selección del acoplamiento semiflexible.....	25
2.11.3 Dimensionamiento del acople.....	25
2.12 Diseño de placas.....	26



2.12.1	Diseño de la placa de fuerza.....	26
2.12.2	Resistencia real estimada para las probetas.....	27
2.13	Uniones empernadas.....	28
2.14	Sistema de carga.....	28
2.14.1	Descripciones de lo que se usara para el sistema de carga.....	28
2.14.2	Elementos del sistema de carga.....	29
2.14.3	Funcionamientos.....	29
2.15	Sistema de control.....	30
2.15.1	Descripciones de lo que se usara para el sistema de control.....	30
2.15.2	Fundamentos.....	31
2.15.3	Funcionamientos.....	32
2.16	Estudio y análisis de nuestra propuesta.....	32
2.16.1	Criterios de valoración de mayor importancia para el sistema de carga.....	32
2.16.2	Criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el sistema de control.....	33
2.16.3	Criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el aspecto estético.....	33
Capítulo 3 Procedimiento y descripción de las actividades realizadas.....		32
3.1	Diseño de nuestra propuesta.....	33
3.2	Diseño y selección de los elementos mecánicos para la máquina de fatiga.....	33
3.2.1	Cálculo de la placa de fuerza.....	33
3.2.2	Diseño de la estructura para la máquina de fatiga.....	38
3.3	Cálculo del eje para cargas estáticas.....	40
3.3.1	Cálculo del eje para cargas dinámicas.....	41
3.4	Selección de soportes con rodamientos tipo Y (chumaceras).....	44



3.5 Cálculo para la potencia del motor.....	45
3.6 Dimensiones del acople.....	47
3.7 Cálculo de la chaveta.....	48
3.8 Diseño del sistema de control.....	50
3.8.1 Ubicación del sensor de contacto.....	52
3.8.2 Ubicación del sensor contador de revoluciones.....	52
3.9 Proceso de manufactura de la máquina de fatiga con viga rotatoria.....	52
3.10 Análisis para la probeta que se usara en la maquina.....	53
3.10.1 Análisis de la probeta a usar y comprobación de la misma.....	56
3.10.2 Cálculo del esfuerzo cortante torsional.....	56
Capítulo 4 Conclusiones y recomendaciones.....	54
Referencias bibliográficas y virtuales.....	59
CAPITULO 5 Anexos.....	63



Capítulo 1



1.- introducción

El dispositivo más empleado para realizar los ensayos de fatiga, es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R. R. Moore. Esta somete a la probeta a esfuerzos de flexión alternada (flexión pura) por medio de pesas.

El procedimiento para realizar el ensayo es sencillo y consiste en someter a una probeta de sección circular a una carga específica, y por acción de la carga W la parte central de la probeta queda sometida a un momento flexionante puro al hacer girar la probeta mediante el motor M , una fibra que inicialmente estuviera en la parte superior y, por lo tanto comprimida, pasa a la parte inferior y queda sometida a tensión, de nuevo a compresión y así sucesivamente, de manera que en cada vuelta se produce una inversión completa de esfuerzos.

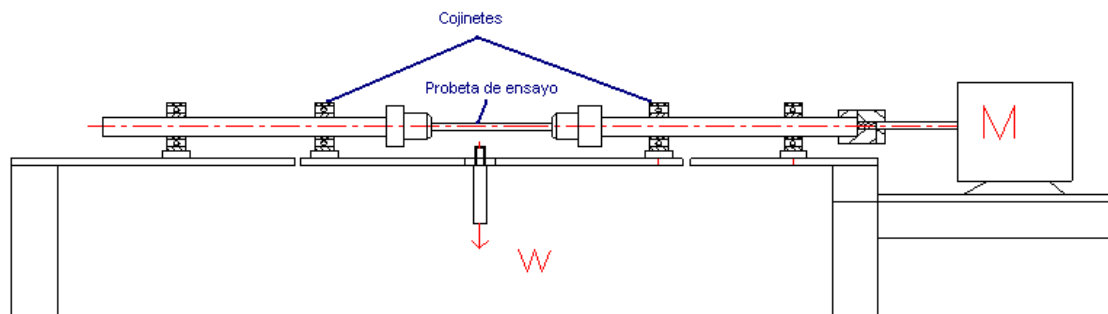


Fig 1. Esquema de la máquina de viga rotatoria de R.R. Moore

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario realizar un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de este fenómeno. En el caso del ensayo con viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y mediante el contador de revoluciones se registra el número de ciclos (inversiones sucesivas) de esfuerzo que se requieren para la falla.

Aunque no existe ninguna relación definida entre el límite de fatiga y el esfuerzo último obtenido en pruebas estáticas, la experiencia indica que en la mayoría de los materiales, este límite suele estar comprendido entre el 40 y 50 % del esfuerzo último de tracción según NORTON R., (1999), "*Diseño de Máquinas*", Ed. Prentice Hall, México.

Si el componente sea del material que fuese está sujeto a cargas cíclicas, esto es, que un punto que en un momento dado está sometido a una fuerza de compresión en otro está sometido a una fuerza de tensión la fractura se hace presente más rápido porque se ha llegado a la fatiga, de alguna forma puede llamarse crítica se alcanza antes, esta parte de la mecánica puede calcular el número de ciclos que puede soportar este componente antes de romperse. En fin que el trabajo de esta rama es predecir la vida útil de algún componente.



Hasta la actualidad se han construido un gran número de dispositivos y máquinas de ensayo. En un principio cada experimentador tenía su tipo de máquina y tipo de probeta, lo que durante mucho tiempo hizo confusos los resultados obtenidos ya que no existía ningún patrón de comparación. Por tal motivo se insistirá en el método de ensayo por flexión rotativa, ya que al constituir una máquina muy sencilla y debida a que sus resultados son relativamente fáciles de determinar, ha permitido reunir la mayor parte de los datos numéricos actuales sobre fatiga; la de mayor importancia constituye la máquina de ensayo a fatiga por flexión rotativa, por su simplicidad y lo acertado de sus resultados. Por esta razón, focalizaremos nuestra atención a éste tipo de máquinas y al tipo de probetas que se utilizan para el mismo

1.1 Justificación

La elaboración del diseño de la máquina para pruebas de fatiga, se pretende poder estudiar el fallo de algunas piezas mecánicas con la construcción del mismo y saber cómo operar las piezas y su vida útil de ellas para evitar posibles fallas a futuro.

- Se tomara un estudio de los principios fundamentales para realizar un ensayo con fatiga rotatoria.
- Se estudiara todas las ideas necesarias para poder llevar a cabo el diseño de la maquina
- Habrá que plantear componentes para facilitar el manejo y operación de la máquina.
- Se elaboraran planos diseños para su construcción
- Se elaborara un plan de construcción

1.2 Objetivo

Objetivos generales

Diseñar la máquina priorizando los costos, seleccionando el material adecuado y considerando el ahorro de material para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión Con viga rotatoria para su futura construcción.

Objetivos específicos

- Diseñar un prototipo que proporcione una mejora a los sistemas de carga y Electrónico.
- Utilizar SolidWorks o autocad para mostrar el diseño en tres dimensiones.
- Elaborar una guía de prácticas que permita facilitar la utilización de la máquina al realizar el ensayo de resistencia a la fatiga.
- Elaborar un plan de mantenimiento de la misma para su conservación

1.3 Caracterización del área de trabajo

Se estuvo trabajando en el departamento de Metal-Mecánica en el Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, con la colaboración del M.C. Ignacio Arriola Cárdenas, en donde se realizaron los cálculos pertinentes y con el diseño de los mismos se elaboró el diseño de la mesa en Autocad en el centro de cómputo.



1.4 Problemas a resolver

Los laboratorios de materiales de algunas instituciones educativas, requieren de un equipo para realizar el ensayo de resistencia a la fatiga de metales, con la finalidad que los estudiantes se familiaricen, experimenten y tengan una clara idea de que tan importante es el analizar y considerar el fenómeno de fatiga, al realizar trabajos de diseño de elementos estructurales y mecánicos.

En la actualidad en el instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez Chiapas no cuenta con un equipo para realizar ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, Por este motivo se ve la necesidad de diseñar un equipo que cuente con determinados elementos relevantes que debe tener esta y además cumpla con los requerimientos y expectativas del cliente. Entendiéndose por cliente no solo al comprador del producto final, sino a todas las personas que se ven inmersas en el desarrollo y uso del producto.

1.5 Alcance y limitaciones

Dentro de las limitaciones para el diseño de la máquina, se encuentran principalmente, los cálculos de los materiales, chumaceras, motor etc. Para su futura elaboración. Otra limitación del equipo es que si se va a construir, es que los valores obtenidos del mismo podrán ser utilizados con fines pedagógicos y mas no para realizar una estimación exacta del límite de resistencia a la fatiga.

La carga máxima a la que se puede someter las probetas será de 40 kg, ya que el medidor de fuerza (dinamómetro) a utilizar a futuro está diseñado para censar y transmitir 40 kg como carga máxima.



Capítulo 2



2.-Fundamento teórico

2.1 Importancia económica de la fractura

- Costos totales por fractura de materiales en E.U. 4% del PIB. 119,000 millones de dólares (U.S. Departamento of Commerce)
- Incluyendo desgastes y corrosión, 10% del PIB
- 1/3 pudo eliminarse aplicando tecnología actual
- sectores con mayor incidencia

2.2 El enfoque del diseño tradicional

El enfoque tradicional de diseño, está basado en el hecho de comparar el esfuerzo aplicado contra el esfuerzo de fluencia para predecir el momento en que la rotura se iba a presentar; el esfuerzo aplicado debía ser menor que el esfuerzo de fluencia, pero esto a veces se cumplía en la práctica pero aun así la rotura se presentaba.

2.3 Enfoque de mecánica de fractura

Este nuevo enfoque toma en cuenta no solo el esfuerzo aplicado sino también el tamaño de la grieta como se mencionó anteriormente es uno de los parámetros que vigila para la predicción de la vida útil de un componente o dispositivo, y también relaciona estos dos parámetros con la tenacidad de la fractura, que da una mayor seguridad en la predicción y control.

Entre los parámetros fundamentales que califican el comportamiento característico ante la fatiga de los materiales están:

A- La cinética de la carga aplicada en el tiempo, figura 2

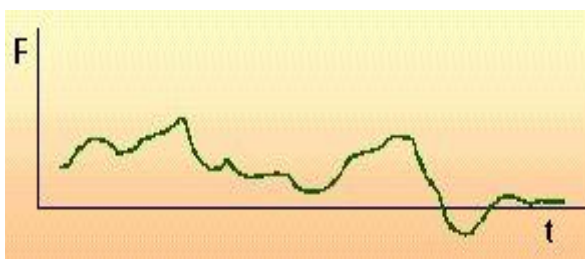


Fig 2.1.- Cinética de la carga aplicada en el tiempo

B - Tipo de tensiones generadas en la pieza, como consecuencia de la aplicación de la carga.

Entre ellas citaremos:

- . Axiales originadas por tracción o compresión.
- . Axiales originadas por flexiones.
- . Cortantes causadas por torsión.
- . Combinadas.

C - Tipo de trabajo característico del conjunto de la pieza en la máquina. Entre ellos citamos:

- . Tracción.
- . Flexión plana.
- . Flexión rotativa.
- . Torsión.

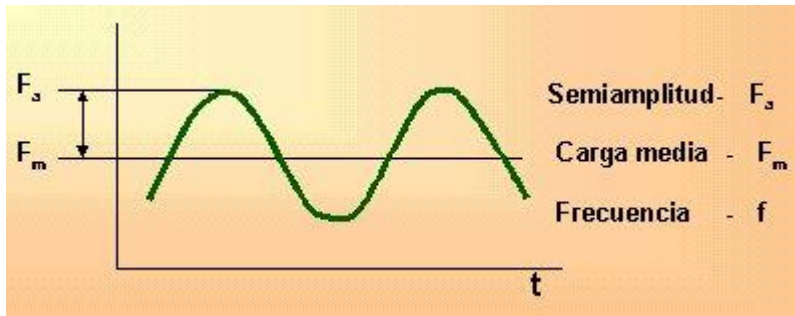


Fig 2.2.- Cinética de la carga normalizada

El tipo de trabajo, tipo de tensiones y cinética de la carga determina una gran variedad de ensayos de fatiga. Se consigue reducir esta gran variedad:

- a) Normalizando la cinética de la carga a una aplicación senoidal definida por la carga media, F_m , la semiamplitud, F_a y la frecuencia, f , figura 3
- b) Reduciendo los estados de tensiones de la probeta a los que suceden en los casos descritos en C, tracción, flexión plana y flexión rotativa, para el tipo de probeta seleccionado.

2.4 Probetas para el ensayo de flexión rotativa

Las probetas utilizadas por los diferentes experimentadores que han estudiado la flexión rotativa son muy diversas, tanto desde el punto de vista de la forma como el de sus dimensiones. Unos han empleado probetas cilíndricas o cónicas; otras probetas tóricas; algunos han adoptado débiles radios en las uniones de las partes empotradas y en las flejadas, y otros han elegido radios de acuerdo importantes en determinados lugares de la probeta.

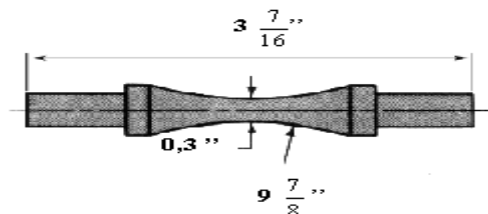


Fig 2.3.- Probeta estandarizada del ensayo de fatiga

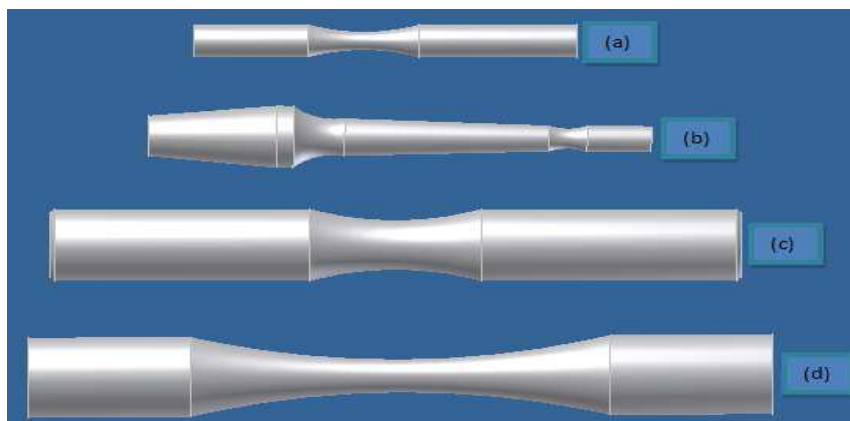


Fig 2.4.-Tipos de probetas para ensayos de fatiga de flexión rotativa: (a) Probeta

Caquot, (b) ProbetaFotiadi, (c) ProbetaSchenck, (d) Probeta R.R. Moore

2.5 Diseño de transmisión

Los ejes de transmisión son elementos de sección circular que pueden estar o no en movimiento y se los utiliza generalmente para transmitir potencia o movimiento.

Sobre ellos se pueden encontrar engranajes, rodamientos, poleas, chumaceras, acoples o cualquier tipo de elemento que permita transmitir movimiento o potencia.

Los ejes están sometidos en forma general a esfuerzos de tracción, compresión, torsión, flexión o una determinada combinación en ellos.

Para el presente caso, los ejes motriz y conducido se encuentran sometidos a esfuerzos puros de flexión ya que los esfuerzos de torsión generados son muy pequeños (despreciables).

A continuación se realizará el diseño de los ejes tanto para el estado de carga estático y dinámico.

2.6 Método del esfuerzo-vida

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

El dispositivo de ensayo a la fatiga que se usa con más frecuencia, es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. En esta máquina la muestra se somete a flexión pura mediante pesos.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material.

El segundo ensayo se realiza con un esfuerzo que es menor que el primero; este proceso continúa y los resultados se grafican como un diagrama *S-N* como se muestra en la figura 2.6

En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzos durante un cierto número de ciclos. La ordenada del diagrama se llama resistencia a la fatiga s_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N . En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio de dirección en la gráfica se llama límite de resistencia S_e o límite de fatiga.

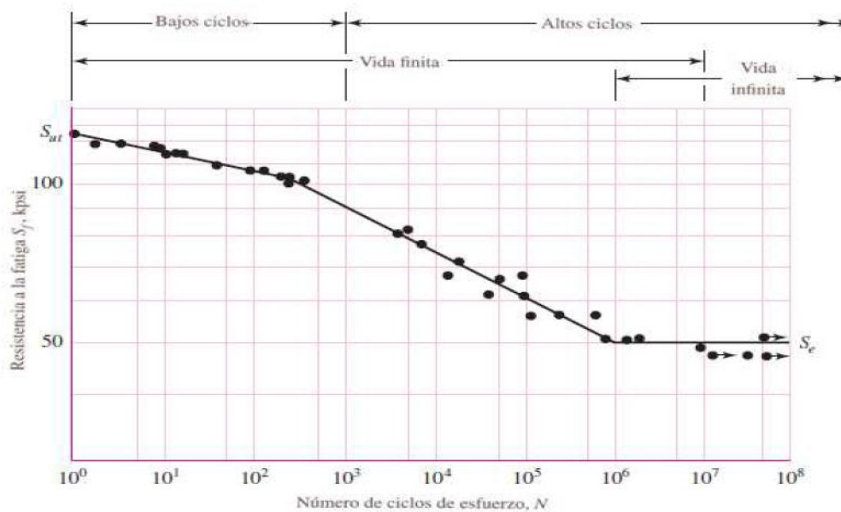


Fig 2.5.- Diagrama S-N obtenido a partir de ensayos a fatiga axial completamente invertidos

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en una probeta de viga rotatoria.

La determinación experimental del límite de fatiga toma mucho tiempo y es muy costosa. Algunos valores recomendables para aceros con carga de flexión son:

$$S'_e = \begin{cases} 0.504S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{kpsi}(1400\text{MPa}) \\ 100\text{kpsi} & S_{ut} > 200\text{kpsi} \\ 700\text{MPa} & S_{ut} > 1400\text{MPa} \end{cases}$$

EC. 1

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N=1$ hasta $N=1000$ ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos, como se indica en la figura 2.6.

Como consecuencia, la *fatiga de altos ciclos* se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzo mayores que 10^3 ciclos.

En la figura 2.5 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las dos regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros.



Como se describió anteriormente, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayos sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufactura. Esto, de hecho es un requisito, no es una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga.

A pesar de esto, existe una razón importante del por qué el estudio de la falla por fatiga, y es el deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga, de manera que se puedan utilizar los métodos más eficaces para mejorar la resistencia a la fatiga.

De ésta forma, el propósito principal cuando se estudia la fatiga es entender por qué ocurren las fallas. Por ésta razón, los resultados obtenidos de métodos analíticos, como el de esfuerzo-vida no son precisos, y los mismos deben tomarse como una guía, como algo que indica lo que es o no importante cuando se diseña para evitar la falla por fatiga.

2.7 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Tomando en cuenta el límite de resistencia a la fatiga, se propone la siguiente expresión:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_r S'_e$$

EC. 2

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico.

k_a = Factor de acabado de la superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de carga.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor diverso.

k_r = Factor de confiabilidad.

Factor de acabado de la superficie k_a .

Este factor toma en cuenta la calidad del acabado del elemento mecánico y la resistencia a la tensión. Este factor se determina mediante la expresión:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

EC. 3



Los valores de a y b se obtienen de la tabla siguiente:

Acabado de superficie	Factor a Kpsi (MPa)	Exponente b
Esmerilado (rectificado)	1.34(1.58)	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70(4.51)	- 0.265
Laminado en caliente	14.4(57.7)	- 0.718
Forjado	39.9(272)	- 0.995

Tabla (1).- Factores de acabado de superficie.

Factor de tamaño k_b .

Este factor toma en cuenta la sección transversal del elemento. Para secciones circulares se tiene:

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3pul < d < 10pul \\ 1 & d \leq 0.3pul(8mm) \\ 1.189d^{-0.112} & 8mm < d \leq 250mm \end{cases}$$

EC.4

Para cargas axiales: $k_b = 1$

Para tamaños mayores, k_b varía de 0.6 a 0.75 en flexión y torsión.

Para secciones rectangulares usar un diámetro efectivo $d_e = 0.808(bh)^{1/2}$.

Factor de carga k_c .- Este factor depende de la forma en que se aplica la carga. Los valores que se sugieren se dan en la siguiente tabla:

Tipo de carga	k_c	Resistencia última (S_{ut})
Carga axial	0.923	≤ 220 Kpsi (1520 MPa)
Carga axial	1	>220 Kpsi (1520 MPa)
Flexión	1	-----
Torsión y cortante	0.577	-----

Tabla (2).- Factores de carga.

Factor de temperatura k_d .



Este factor depende de la temperatura de operación de los elementos mecánicos, ya que cuando esta temperatura es menor que la de trabajo, la fractura por fragilidad es una posibilidad latente; y cuando la temperatura es mayor debemos investigar la fluencia del material debido a que esta disminuye con la temperatura.

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo, entonces úsese la siguiente expresión:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \dots\dots\dots EC. 5$$

S_T = resistencia a la rotura por tensión a la temperatura de operación.

S_{RT} = resistencia a la rotura por tensión a la temperatura del lugar de trabajo.

La siguiente tabla nos da algunos valores de k_d para diferentes temperaturas:

Temperatura $^{\circ}C$	k_d	Temperatura $^{\circ}F$	k_d
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872

Tabla (3).- Factores de temperatura.

Factor de efectos diversos k_e .

Este factor toma en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debido a efectos tales como:

- a).- Procesos de manufactura.
- b).- Esfuerzos residuales.
- c).- Recubrimientos.
- d).- Corrosión.

Un enfoque utilizado con frecuencia consiste en emplear el factor de efectos diversos como un factor de reducción de la resistencia. Con este enfoque se define mediante la expresión

$$k_e = \frac{1}{k_f} \text{ Ec.6}$$

Para elementos sin muescas $k_f = k_e = 1$ EC. 7



Factor de confiabilidad k_r .

Este factor se refiere a la probabilidad de supervivencia de un material para un esfuerzo en particular. La siguiente tabla nos da la probabilidad de supervivencia de los aceros y está basada en el límite de fatiga con una desviación estándar de 8 %.

Probabilidad de supervivencia, %	Factor de confiabilidad, k_r
50	1.00
90	0.90
95	0.87
99	0.82
99.9	0.75
99.99	0.70

Tabla (4).- Factores de confiabilidad para seis probabilidades de supervivencia.

2.8 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

De manera frecuente es necesario determinar la resistencia de elementos mecánicos, correspondiente a un estado de esfuerzos diferentes al caso en el que hay inversión completa sucesiva de cargas, ya que muchas veces los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero.

Debido a la naturaleza de algunas máquinas rotativas, los esfuerzos fluctuantes que actúan sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal, aunque en otros casos adoptan patrones de formas muy irregulares. De estos patrones resulta importante conocer los valores máximo y mínimo, ya que la forma de la onda no resulta fundamental. En la **figura 2.7** se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren.

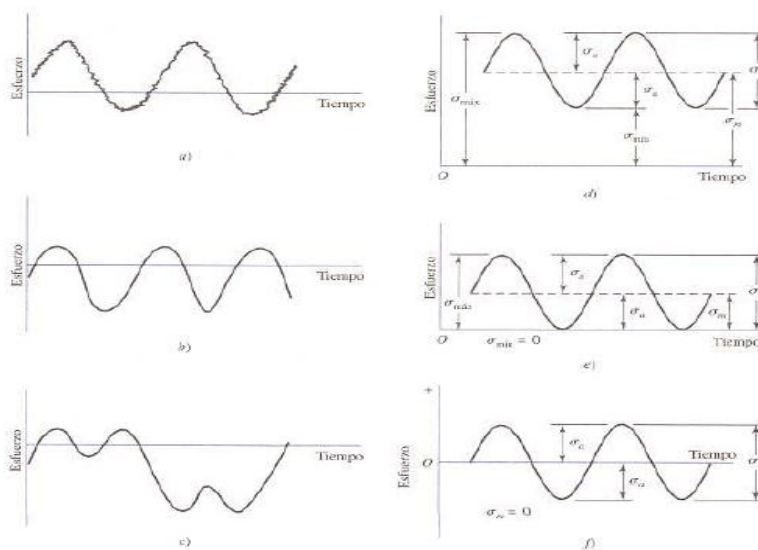


Figura 2.7.- Relaciones esfuerzo alta frecuencia; b) y c) Esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido

Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la **figura 2.7** son:

- $\sigma_{\text{máx}}$ = esfuerzo máximo
- $\sigma_{\text{mín}}$ = esfuerzo mínimo
- σ_a = componente de la amplitud
- σ_m = componente de esfuerzo
- σ_r = intervalo de esfuerzo
- σ_s = esfuerzo estático o constante

El esfuerzo estático puede tener cualquier valor entre $\sigma_{\text{mín}}$ y $\sigma_{\text{máx}}$ y no es igual al esfuerzo medio. El estado constante existe debido a que una carga o precarga fija constante en el tiempo es aplicada a la pieza.

De la figura 7 resultan evidentes las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ec. 8.1}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ec. 8.2}$$

Además, de estas relaciones se obtiene:

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} \quad \text{Ec. 8.3}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Ec. 8.4}$$

Que corresponden a la *relación de esfuerzo* y a la *razón de amplitud* respectivamente.

Por lo general, en trabajos de diseño pueden determinarse la amplitud de la fuerza y la fuerza media, aunque a veces también se trabaja con momentos flexionante o torsionantes, con lo cual se puede calcular la amplitud de momento y el momento medio. Estos valores están relacionados con la amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio, mediante la relación de amplitud A.



$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{F_a}{F_m} = \frac{M_a}{M_m}$ **Ec. 8.5**

$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$ **Ec. 8.6**

$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$ **Ec. 8.7**

$M_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right|$ **Ec. 8.8**

$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$ **Ec. 8.9**

2.9.- Diseño de ejes para cargas estáticas

Los principales esfuerzos que se generan en la superficie de un eje circular que se encuentran sometido a cargas y momentos de flexión y torsión son:

FLEXIÓN. $\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$ **Ec. 9**

TORSIÓN $\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$ **Ec. 9.1**

Dónde:

σ_x = Esfuerzo de Flexión [Kpsi]
SHIGLEY J. – MITCHELL L., Ibidem, pp. 728 - 737

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión [kpsi]
 M = Momento flector de la sección crítica [kg.mm]
 T = Momento Torsor en la sección crítica [kg.mm]
 d = Diámetro del eje [mm]

De la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$ **EC.10**

$s_{sy} = \frac{s_y}{2} \quad FS = \frac{s_{sy}}{\tau_{max}}$ **E.C 11**

Dónde: s_y = Resistencia al corte

Por tanto reemplazando las ecuaciones (10) y (11) en la ecuación (12) se

Obtiene:

$\tau_{max} = \frac{s_y}{2FS} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$ **EC 12**

Para determinar el diámetro de un eje de transmisión se utiliza la siguiente ecuación:



$$D = \left[\left(\frac{32FS}{\pi s_y} \right) (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 13}$$

Para el caso de la máquina de fatiga, en vista de que los ejes motriz y conducido giran libremente sobre los rodamientos, el momento Torsor (T) se vuelve despreciable por lo que la ecuación anterior queda de la siguiente manera.

$$d = \left(\frac{32FS \cdot M}{\pi s_y} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \text{Ec. 14}$$

2.9.1.- Diseño de ejes para cargas dinámicas

Este análisis se lo realiza debido a que los ejes de la máquina van a estar sometidos a esfuerzos variables; el estado de cargas da lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante y a un esfuerzo torsional invariable en el tiempo.

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 15}$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 16}$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo a flexión alternante [kpsi]

M_a = Momento Flexionante alternante [lb.pulg]

τ_m = Esfuerzo de Torsión medio [Kpsi]

T_m = Momento torsor medio [lb.pulg]

Teoría de Siner: "La resistencia a la fatiga por flexión no varía por la existencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que $\tau_m = 0.75 s_y$ "

Por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{FS} \dots \text{Ec. 17}$$

Y al remplazar en la ecuación (4.6) se obtiene:

$$FS = \frac{s_e \pi d^3}{32M_a} \dots \text{Ec. 18}$$

$$d = \left(\frac{32M_a \cdot FS}{\pi s_e} \right)^{\frac{1}{3}} \dots \text{Ec. 19}$$

Generalmente en aplicaciones industriales típicas, utilizar un factor de seguridad $FS = 2$ es lo recomendable.



2.10 Procedimiento para el cálculo de ejes

Para el cálculo y diseño de ejes se debe seguir los siguientes pasos:

1. Realizar el diagrama de cuerpo libre del problema.
2. Determinar las fuerzas aplicadas a los ejes.
3. Calcular las reacciones en los puntos de apoyo.
4. Realizar los diagramas de corte y momento flector.
5. Analizar los momentos máximos para determinar la reacción crítica.
6. Elegir el material a utilizar (propiedades).
7. Realizar los cálculos para el estado de carga estática (Determinar el diámetro mínimo aceptable y el factor de seguridad).
8. Realizar los cálculos para el estado de cargas dinámico.

2.10.1 Selección de rodamientos para cargas radiales

En la selección de un rodamiento se considera la capacidad de carga, duración, límites de velocidad, lubricación, etc.

Para la selección de rodamientos que trabajaran con carga radiales, normalmente se selecciona el rodamiento después de haber avanzado en el diseño del eje, hasta el punto donde se ha determinado su diámetro mínimo.

Los pasos a seguir para la selección de rodamientos son los siguientes:

- 1.- Calcular la carga radial de diseño que va a actuar sobre el rodamiento.
- 2.- Determinar el diámetro aceptable del eje, que limitara el tamaño del diámetro interior en el rodamiento.
- 3.- Especifique la duración de diseño del rodamiento, en la cual se especifica el tipo de máquina a diseñar.

Clases de máquinas

L10h
Horas de servicio

Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos
Para uso médico. 300 a 3 000

-Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción. 3 000 a 8 000

-Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores, grúas para mercancías embaladas. 8 000 a 12 000

-Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias. 10 000 a 25 000

-Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo De imprenta, separadores y centrifugas. 20 000 a 30 000



-Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.40 000 a 50 000

Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos.60 000 a 100 000

Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de eje de transatlánticos. 100 000

Tabla 5 Horas de servicio de acuerdo al tipo de máquinas

Fuente: Catálogo General SKF

La duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) es:

$$L_{10h} = \frac{\text{limite inferior}-\text{limite superior}}{2} \dots\dots\dots \text{Ec. 20}$$

4.- Calcular la capacidad de carga dinámica básica requerida, C, mediante la ecuación:

$$c = p_d \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \dots\dots\dots \text{Ec. 21}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

$p = 3$ para los rodamientos de bolas

Seleccionar el rodamiento que tenga las dimensiones adecuadas, considerando la capacidad de carga básica requerida y el tamaño del diámetro interior limitado por el eje.

Además se deberá cumplir que $C_r > C$, donde C_r = Capacidad de carga dinámica obtenida de datos de tablas.

2.11 Potencia del motor

Para calcular la potencia mínima requerida en el motor, se procederá calcular por los datos de la chumacera donde conocemos los siguientes datos

Carga radial sobre el cojinete F, en general en lb o N

Velocidad de giro n, en general en rpm

Diámetro nominal del eje en el muñón, al cual a veces se le especifica como el diámetro mínimo aceptable con base en la resistencia y rigidez.

1.-Especifique un valor tentativo para el diámetro D y e radio $R=D/2$

2.-Especifique una presión nominal de operación, en general de 200 a 500 psi

(1.4 a 3.4 Mpa), donde $p=F/LD$. Despeje L:

$L=F/Pd$ **Ec. 22**



A continuación calcule L/D sería preferible redefinir L/D para que tenga un valor adecuado entre 0.25 y 1.5 para usar las tablas y graficas de diseño disponibles. Por último, especifique el valor real de diseño de L/D y de L, calcule la $p=F/LD$ real

3.-De acuerdo con la figura del anexo especifique la holgura diametral C_d con base en los valores de D y n. A continuación calcule $C_r=C_d/2$ μ pulg, y la relación R/Cr.

4.-Especificar el acabado superficial deseado para el muñón y el cojinete, también con base en la aplicación. Un valor típico es de 16 a 32 μ pulg promedio (o.40 a 0.80 μ m).

5.-Calcule el espesor mínimo de película con la ecuación

$$h_o = 0.00025D \dots \dots \dots \text{Ec.23}$$

6.-Calcule h_o /C_r , la relación de espesor de espesor de película

7.-De acuerdo con la figura del **anexo G3** determine el valor del número de sommerfeld para relación de espesor de película seleccionada, y la relación L/D. tenga cuidado al interpolar en esta gráfica, porque los ejes son logarítmicos y la dispersión entre las curvas no es lineal. Para $L/d \geq 1$, solo se pueden obtener datos aproximados. Para $L/D = 1.5$, interpole aproximadamente con la cuarta parte del distancia entre las curvas de $L/D = 1$ y $L/D = \infty$ para $L/D = 2$, ir aproximadamente a la mitad

8.- Calcule la velocidad de giro n_s , en revoluciones por segundo:

$$n_s = n/60 \dots \dots \dots \text{Ec.24} \quad \text{Donde } n_s \text{ está en rpm}$$

9.-una vez que se conoce cada factor del número de sommerfeld, excepto la viscosidad del lubricante, μ , despeje la viscosidad mínima requerida que se produzca el espesor mínimo de película que se desee:

$$\mu = \frac{Sp}{n_s (R/C_r)^2} \dots \dots \dots \text{Ec. 25}$$

10.-especifique una temperatura máxima aceptable en el lubricante, la cual es en general de 160 F o 70 C seleccione un lubricante en la figura del anexo que tenga al menos la viscosidad mayor que la calculada en el paso 9, recalculé S para el nuevo valor de la viscosidad. El valor resultante del espesor mínimo de película será algo mayor el de diseño, lo cual en general es preferible. Consulte otra vez la figura del anexo para determinar el nuevo valor del espesor mínimo de película, si se desea.

11.- En la figura del anexo obtenga la variable de coeficiente de fricción, $f(R/C_r)$

12.- Calcule el par torsional de fricción. El producto del coeficiente de fricción por la carga F es la fuerza de fricción en la superficie del muñón. Ese valor, multiplicado por el radio, da como resultado el par torsional.

$$T_f = F_f R = f F R \text{Ec.26}$$

14.- Calcule la potencia disipada en el cojinete, con la ecuación para potencia, par torsional y velocidad que se ha empleado tantas veces:

$$P_f = T_f n / 63\ 000 \text{ hp Ec.27}$$

Con la ayuda de las gráficas y ecuaciones obtendremos el valor cercano del motor a usar para nuestra maquina

2.11.1.- Diseño de chavetas

Existe dos modos básicos de falla potencial de las chavetas que transmiten momentos torsionales:

- a.- Corte a través de la interface eje-cubo, y
- b.- Falla por compresión o aplastamiento, debido a la acción del empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje.

Para analizar cada uno de estos modos de falla, es necesario realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la cuña. En la figura 2.17 se idealiza la forma en que actúan las fuerzas sobre la chaveta, ya que no se conoce con exactitud la posición de la fuerza F.

SHIGLEY J., Ibidem, pp. 378-381

JUTZ Herman, (1984), "Prontuario de Metales", Ed. Reverté, pp. 139

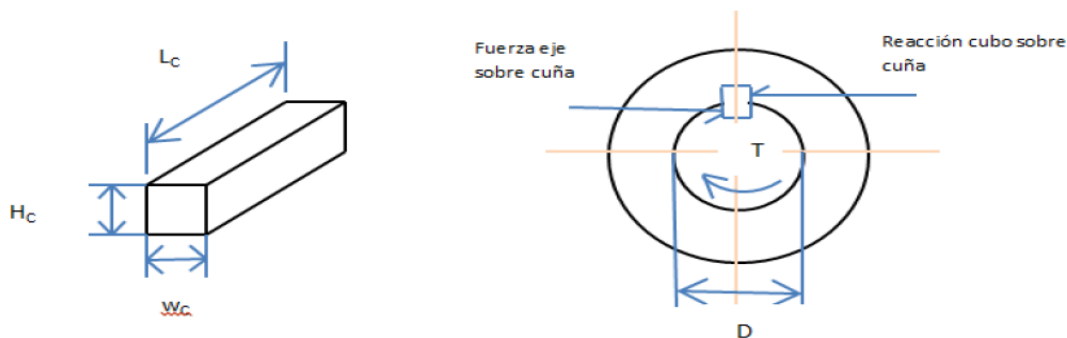


Figura 2.8 Esquema de la chaveta

Dónde: Wc= Ancho de la chaveta, [pulg]

Hc= Altura de la chaveta, [pulg]

Lc= Longitud de la chaveta, [pulg]

Entonces el par transmitido se lo puede calcular con la ecuación:

$$T = F \frac{D}{2} \dots \text{Ec. 28}$$

Y el esfuerzo cortante, mediante la ecuación

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)(W_c * L_c)} \dots \text{Ec. 29}$$

$$\tau = \frac{2T}{D * W_c * L_c} \dots \text{Ec. 30}$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante admisible y el esfuerzo cortante de diseño, entonces para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo se tiene:



$$\tau_d \geq \frac{0.5s_y}{FS} \dots\dots\dots \text{Ec. 31}$$

Por tanto la longitud necesaria de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2T FS}{0.5 s_y DW_c} \dots\dots\dots \text{Ec. 32}$$

Dónde: τ = Esfuerzo cortante admisible, [lb/pulg²]
 τ_d = Esfuerzo cortante de diseño, [lb/pulg²]
 A_c = Área de corte, [pulg²]
 s_y = Esfuerzo de fluencia, [lb/pulg²]
FS= Factor de seguridad

La falla por aplastamiento se relaciona con el esfuerzo de compresión que se produce en el costado de la chaveta, al encontrarse en contacto con el lado del chavetero en el eje, o con el lado del chavetero en el cubo. Por lo que el esfuerzo de compresión admisible es:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_a} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)(L_c)(H_c/2)} \dots\dots\dots \text{Ec. 33}$$

$$\sigma_c = \frac{4T}{DL_c H_c} \dots\dots\dots \text{Ec. 34}$$

Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión; al igualar el esfuerzo por compresión de diseño con el esfuerzo de compresión admisible, se tiene:

$$\sigma_d = \frac{s_y}{FS} = \frac{4T}{DL_c H_c} \dots\dots\dots \text{Ec. 35}$$

Entonces, la longitud de la chaveta para este modo de falla es:

$$L_c = \frac{4TFS}{D H_c s_y} \dots\dots\dots \text{Ec. 36}$$

Dónde:
 σ_c = Esfuerzo de compresión admisible, [lb/pulg²]
 σ_d = Esfuerzo de compresión de diseño [lb/pulg²]
 A_a = Área de Aplastamiento, [pulg²]

Generalmente en aplicaciones industriales típicas, utilizar un factor de seguridad FS = 3 es lo recomendable.



2.11.2.- Selección del acoplamiento semiflexible

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

Para las condiciones de servicio de la máquina es necesario seleccionar el tipo de acoples flexibles que admitan cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular, debido a que en la máquina se crean distorsiones provocadas por la vibración y desgaste de los cojinetes. Por esta razón el tipo de acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada (se le conoce también como de estrella). Este tipo de acople es el más sencillo y puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorber la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes.

2.11.3.- Dimensionamiento del acople

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento en los acoplamientos de ejes y en las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n} \dots \dots \dots \text{Ec. 37}$$

Dónde: C= Par nominal a transmitir, [Nm]

H= Potencia nominal del motor, [HP]

n= velocidad de rotación, [rpm]

Además para la elección de un acoplamiento con el tamaño correcto, se debe tomar en cuenta el diámetro de los ejes y la severidad del servicio que debe absorber, para lo cual es necesario aplicar un factor de corrección o de servicio según el **anexo D** y es el producto de tres coeficientes que se encuentran en función de:

- *Las irregularidades del par Torsor, debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1).
- *Las frecuencias de arranque (k_2).
- *El número de horas de funcionamiento por día (k_3).

Estos coeficientes se los obtiene de las tablas que se encuentra en el anexo G1.

El par nominal efectivo del acoplamiento (C_e) se determina mediante la siguiente ecuación:

$$C_e = K \cdot C \text{Ec. 38}$$

2.12.-Diseño de placas

Para el diseño y cálculo de placas se considera a las mismas como si fuesen vigas de sección constante, y algunas consideraciones que idealizan al problema que se tenga en cuestión.

2.12.1.- Diseño de la placa de fuerza

Consideraciones para el diseño:

- *A la placa se le considera como un continuo, no posee agujeros.
- *Para el diagrama de un cuerpo libre y el análisis, se considera como una viga simplemente apoyada.
- *La carga aplicada en el centro de la placa corresponde a la de peso propio, las barras de carga y la carga a transmitir.

Para continuar con el diseño, primero es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza, tal como se muestra en la siguiente figura.

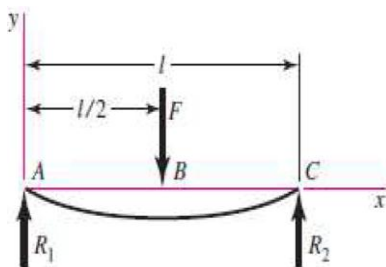


FIG. 2.9 Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza

Luego se realiza un análisis de reacciones y momentos flectores. Para este caso en particular se tiene que las ecuaciones que describen el comportamiento de la fuerza cortante y el momento flector son:

$$R_1 = R_2 = \frac{W_T}{2} \quad \text{Ec.39}$$

$$V_{AB} = R_1; \quad V_{BC} = -R_2 \quad \text{..... Ec. 40}$$

$$M_{AB} = \frac{W_T * x}{2} \quad M_{BC} = \frac{W_T}{2} (l - x) \quad \text{..... Ec. 41}$$

$$Y_{\text{máx}} = \frac{F * l^3}{48EI} \quad \text{..... Ec. 42}$$

Con estas ecuaciones se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector, estos diagramas se encuentran en la siguiente figura.

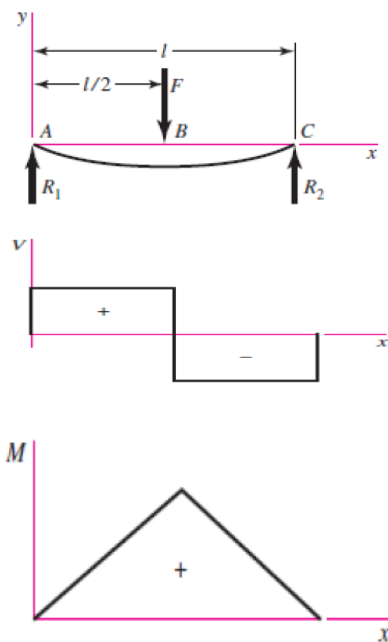


Fig 2.9 Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.

Para determinar el espesor de la placa, es necesario establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo que será necesario utilizar la siguiente ecuación:

2.12.2.- Resistencia real estimada para probetas

$$S_n' = S_n (C_m) (C_{st}) (C_r) (C_s) \text{ Ec. 43}$$

S_n = resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión.

C_m = factor de material

C_{st} = factor de tipo esfuerzo

C_r = factor de confiabilidad

C_s = factores de tamaño

2.13.-Uniones empernadas

Uno de los objetivos más importantes del diseño actual de la manufactura, es reducir al mínimo el número de sujetadores. Sin embargo siempre habrá necesidad de ellos para facilitar el desmontaje con fines diversos. En la **figura 2.29** se muestra a los elementos que intervienen en una conexión empernada.

Para el presente proyecto se utiliza juntas empernadas para la sujeción de la placa soporte principal, placa soporte del motor y chumaceras.

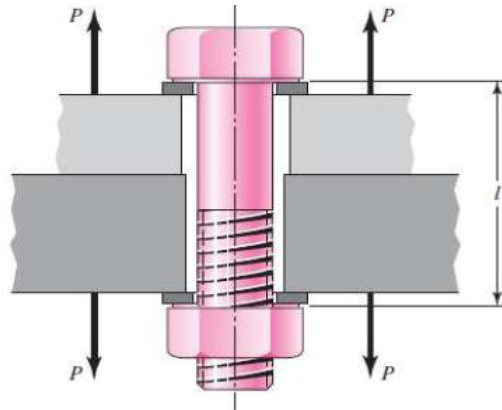


Figura 10 Conexión emperrada. Cargas a tensión P.

2.14.- Sistema de carga

Para el sistema de carga se consideran muchas cosas como es el de dejar de usar las pesas tipo balanza, ya que son pesos ya establecidos, donde no se pueden variar el mismo para el análisis de la máquina, de ahí; es que se busca principalmente es que el mecanismo para la transmisión de la carga sea de fácil operación, y se pueda construir y montar sin dificultad.

2.14.1.- Descripción de lo que se usará para el sistema de carga

Las barras de carga son elementos sólidos en forma de cilindros o prismas, además dependiendo de la aplicación poseen o no corrugado en la superficie externa.

Las barras tienen amplios usos en la industria, ya sea para la fabricación de autopartes y piezas para la agroindustria, carrocerías, ornamentación, etc.

Dependiendo de la aplicación éstas poseen determinadas características de resistencia mecánica y, generalmente trabajan con la gran mayoría de esfuerzos transmitiendo las fuerzas y momentos que se generan en las mismas.

El dinamómetro digital es un tipo de balanza, cuya función principal es determinar y registrar una determinada carga, en su interior cuenta con bandas extensométricas resistentes al desgaste, que permiten obtener valores precisos de un muy alto rango de medición y con una muy buena resolución, además cuenta con una función que permite fijar valores.

Esta balanza para colgar puede utilizarse tanto en el sector industrial, en la oficina, en el hogar, o en lugares donde se desee determinar cargas específicas.

Una peculiaridad del dinamómetro es que cada vez que se lo enciende, éste realiza una puesta a cero automática, la cual garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medición.

Los principales elementos a utilizar pueden ser observados en la figura 4.3.

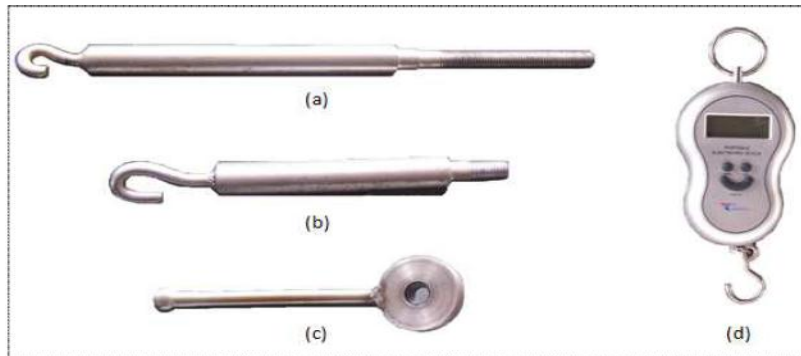


Fig 2.11 Componentes del sistema de carga para la solución B: (a) Barra de carga móvil; (b) Barra de carga fija; (c) Manivela de ajuste; (d) Dinamómetro digital.

2.14.2.- Elementos del sistema de carga

Barras de carga fija y móvil, manivela de ajuste, dinamómetro digital de bandas extensométricas, placa guía.

2.14.3.- Funcionamiento

En la **figura 12** se muestra la forma en que se montan los elementos del sistema de carga en la máquina, y su carga a la placa de fuerza por medio de las barras de carga y el dinamómetro digital, la carga es generada por el movimiento de la manivela en la barra de carga móvil, que se encuentra roscada en su parte inferior.

La carga que se aplica a la placa de fuerza se transmite a la probeta por medio de las chumaceras autoalineantes que se encuentran unidas a los ejes motriz y conducido. El medidor de carga digital es el encargado de transmitir y evaluar la fuerza aplicada entre las barras fuerza.

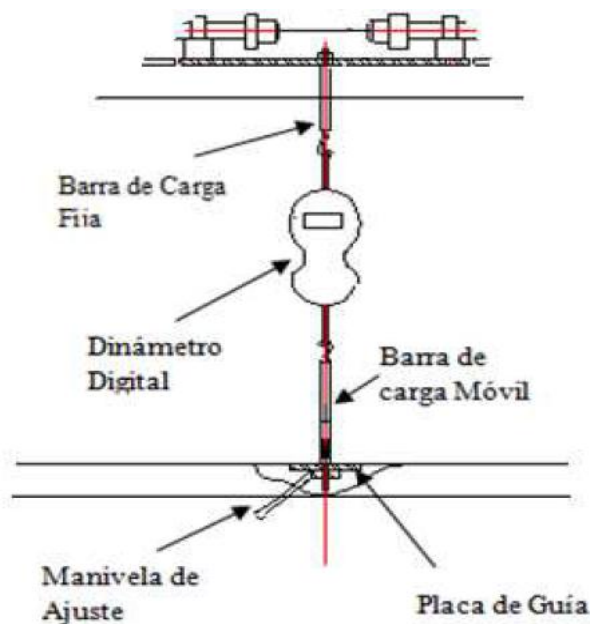


Fig. 2.12 de las barras ya colocadas con dinamómetro



Ventajas

- *Con las barras de carga y la placa guía es posible obtener un posicionamiento preciso del movimiento vertical.
- *Con el dinamómetro digital es posible determinar casi de forma exacta la fuerza que se desea transmitir a la probeta.
- *Cada vez que se enciende el medidor digital, éste realiza una puesta a cero automática lo cual garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medida.
- *Facilidad en la construcción y montaje del sistema.
- *Fácil obtención del medidor digital.
- *Fácil mantenimiento.
- *Fácil de operar
- *Bajo costo

Desventajas

- *La vibración que se genera al momento de poner en marcha al motor, dificulta la aplicación de la carga requerida.
- *El dinamómetro requiere de una cuidadosa manipulación para que funcione correctamente.
- *Relativa dificultad en la estabilización de valores al momento de aplicar la carga, cuando se encuentra en funcionamiento la máquina.
- *Requiere de una precarga antes de poner en funcionamiento a la máquina.
- *En caso de dañarse el medidor, es indispensable remplazarlo por uno nuevo.

2.15.-Sistema de control

Para el sistema de control se busca principalmente que este se encargue de registrar el número de revoluciones hasta que se produzca la falla en la probeta, a la vez que, cuando se rompa la probeta o se desee dar un paro repentino, automáticamente que se detenga el motor y se fije el valor en el contador de revoluciones.

Los elementos eléctricos y electrónicos deben ser fáciles de conseguir en el mercado nacional y sus precios ser asequibles, ya que se debe diseñar y construir a un bajo costo. Su forma de operar debe ser fácil y legible.

Además todos sus componentes deben ser pequeños, de fácil operación, precisos y confiables.

2.15.1 Descripción de lo que se usara para el sistema de control:

Interfaz para medición mediante sensor óptico basado en el PIC16F877

Un sensor es un dispositivo diseñado para recibir información de una magnitud del exterior, para después transformarla en energía o impulsos eléctricos. Por ahora nos ocuparemos de los sensores ópticos, los cuales están basados en la emisión de un haz de luz y en la detección de la misma por parte de un receptor o del mismo sensor.

Las principales características de los sensores ópticos son las siguientes:
-La luz como medio detector y distancia de actuación.

- Refracción de la luz.
- Conducción de luz por reflexión.

Un microcontrolador es un circuito integrado programable que contiene todos los componentes necesarios para controlar el funcionamiento de una tarea determinada, por ejemplo: impresora, teclado, alarma, etc.

El sistema de un microcontrolador debe disponer de memoria donde almacena el programa que se encarga del que el mismo funcione.

Los PIC (Peripheral Interface Controller) son una familia de microcontroladores gracias a sus características de bajo precio, consumo de energía, tamaño pequeño.

2.15.2.- Fundamentos

Sensor CNY70 es un sensor de infrarrojos de corto alcance basado en un emisor de luz y un receptor, ambos apuntando en la misma dirección, y cuyo funcionamiento se basa en la capacidad de reflexión del objeto, y la detección del rayo reflejado por el receptor. Este sensor tiene cuatro pines de conexión. Dos corresponden con el ánodo y cátodo del emisor, y los sobrantes corresponden al colector y al emisor del receptor. Los valores de las resistencias son 10K ohmios para el receptor y 220 ohmios para el emisor.



Fig.2.13 Sensor CNY70

LCD (Pantalla de Cristal Líquido)

La pantalla LCD está constituida por un circuito impreso en el que están integrados los controladores del display y los pines para la conexión del mismo. Sobre el circuito impreso se encuentra el LCD en sí, rodeado por una estructura metálica que lo protege.



Fig 2.14 LCD H6PCB131206

PIC 16F877

El microcontrolador PIC16F877 (*figura 15*) de Microchip pertenece a una gran familia de microcontroladores de 8 bits (bus de datos) que tienen las siguientes características que los distinguen de otras familias:

- Arquitectura Harvard
- Tecnología RISC
- Tecnología CMOS

Estas características se conjugan para lograr un dispositivo altamente eficiente en el uso de la memoria de datos y programa y por lo tanto en la velocidad de ejecución.



Fig 2.15 pic 16f877

2.15.3.- Funcionamiento

El principal elemento de esta alternativa constituye el microcontrolador PIC, puesto que este es el que se encargará de recibir la señal de aviso emitida por el sensor optoacoplador para realizar el conteo del número de revoluciones, y también tiene que estar preparado para detener el funcionamiento total de la máquina. Ya sea de forma automática cuando se termine de realizar el ensayo de fatiga y la probeta se fracture (mediante fin de carrera), o cuando se desee dar un paro emergente a la máquina.

En los microcontroladores PIC la memoria del programa es interna puesto que se encuentra integrada en el propio chip. Se aplica la técnica de segmentación (“pipeline”) en la ejecución de las instrucciones. La segmentación permite al procesador realizar al mismo tiempo la ejecución de una instrucción y la búsqueda del código de la siguiente. De esta forma se puede ejecutar cada instrucción en un ciclo.

2.16.- Estudio y análisis de nuestra propuesta

El planteamiento de las alternativas de diseño para la máquina de ensayos de resistencia a la fatiga por flexión, se lo ha realizado considerando los principales sistemas y el aspecto estético de la máquina, y serán evaluados de forma separada para escoger la mejor solución al problema en cuestión. Los principales sistemas que se han tomado en cuenta para el rediseño de la máquina de fatiga son los siguientes sistema de carga y sistema de control; además se consideran los diferentes aspectos para el mejoramiento estético de la máquina.

Es así que los principales criterios que se han tomado en cuenta en cada una de las alternativas son: disponibilidad de materiales, eficiencia, costos, capacidad de carga, control del contador de ciclos, métodos de variación de la carga a aplicar, movimientos del sistema de sujeción de probetas, ergonomía y facilidad en la operación y cambio de elementos mecánicos.

Cada uno de estos criterios será tomado en cuenta de acuerdo al tipo de sistema que se vaya a tratar, con la finalidad de determinar en forma efectiva la mejor alternativa para el rediseño de la máquina.

2.16.1.- criterios de valoración de mayor importancia para el sistema de carga son:

*Bajo costo.- puesto que en las limitaciones a tomarse en cuenta, se considera al costo como un factor muy relevante para la fabricación del equipo.

*Fácil mantenimiento.- debido a que los elementos de la máquina deben ser de fácil acceso y el remplazo de alguno de ellos no debe presentar dificultad.

*Confiable transmisión de la carga.- La carga a aplicar debe ser lo más aproximada posible a la carga teórica, y su variación se puede realizar manualmente.

*Fácil operación y montaje.- ya que no debe presentar dificultad al momento de colocar la carga, y sus componentes puedan ser removidos fácilmente.



*Alta durabilidad.- ya que se espera que la máquina pueda trabajar un largo periodo de tiempo hasta ser remplazada por otra.

*Seguridad.- porque las personas que operan este tipo de máquinas deben tener confianza del correcto funcionamiento de la misma.

*Excelente presentación.- debido a que todos los sistemas y elementos que componen el equipo deben brindarle un adecuado aspecto estético a la máquina.

2.16.2.- criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el sistema de control son:

· *Bajo costo.*- Debido a que los elementos a utilizar en el sistema de control deben ser de bajo costo.

· *Fácil mantenimiento.*- Puesto que los circuitos electrónicos pueden sufrir daños por variaciones de corriente o recalentamiento y es necesario que los elementos puedan ser fácilmente sustituidos.

· *Fácil diseño y construcción.*- No se necesita de profundos conocimientos sobre electrónica para realizar el diseño y construcción del sistema de control.

· *Fácil operación.*- El operador debe comprender fácilmente el funcionamiento del sistema.

· *Excelente presentación.*- Es necesario que el sistema sea lo más pequeño posible y ocupe el menor espacio.

· *Disponibilidad.*- Todos los elementos que constituyen el sistema de control deben conseguirse fácilmente en el mercado local.

· *Confiabilidad.*- Porque los valores que se obtengan de este sistema deben ser precisos y el tiempo de respuesta de los elementos electrónicos debe ser el mínimo posible.

2.16.3.- Los criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el aspecto estético son:

**Disponibilidad.*- Todos los materiales a utilizar deben conseguirse fácilmente en el mercado local.

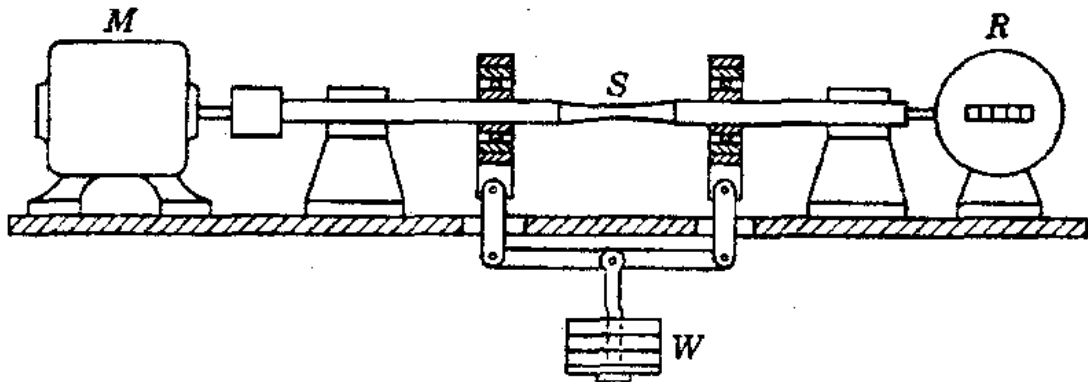
**Fácil mantenimiento.*- Puesto que la máquina estará expuesta a contaminantes como polvos y aceites, y estos deben ser fácilmente removidos

**Fácil construcción.*- El conformado de los materiales a utilizar debe ser fácil de realizar y las herramientas para el montaje deben disponerse en cualquier taller.

**Bajo costo.*- los materiales a utilizar para mejorar el aspecto estético deben estar dentro de un porcentaje relativo al precio final de la máquina.

**Excelente presentación.*- Es necesario que la máquina tenga una excelente apariencia ya que de esta depende su comercialización.

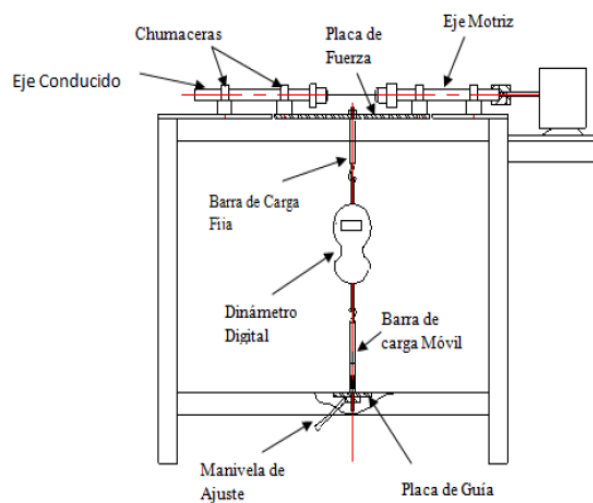
Capítulo 3



3.- Procedimiento y descripción de las actividades

3.1.- Diseño de nuestra propuesta

En la siguiente figura se muestra el esquema de la alternativa para realizar el diseño y futura construcción de la máquina de fatiga.



3.2.- Diseño y selección de los elementos mecánicos para la máquina de fatiga

En este capítulo se procede a realizar cálculos para el diseño y la selección de los diferentes elementos mecánicos que forman parte de la máquina de fatiga.

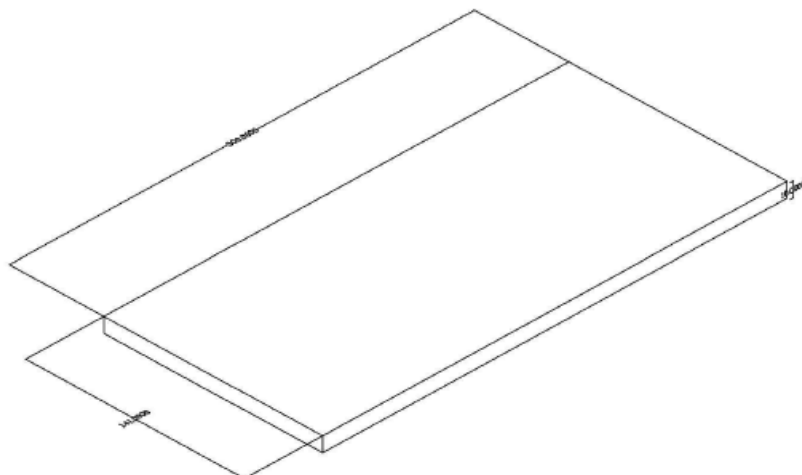
3.2.1.- Cálculo de la placa de fuerza

La placa fuerza de la que va a estar provista la máquina de fatiga posee las siguientes dimensiones generales.

$$l=300 \text{ (mm)}$$

$$b=141 \text{ (mm)}$$

$$e=10 \text{ (mm)}$$



Para determinar la carga total aplicada será necesario tomar la siguiente consideración.

WT= peso propio + peso de barras + carga aplicada

W peso propio= $\rho \cdot e \cdot b \cdot l$

W barras de carga= $\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot (L1 + L2)$

Donde L1 y L2 son las longitudes de las barras de carga.

Si sabemos que $\rho = \frac{m}{v}$, la carga máxima que se utilizara es de 40 kg.

$$v = L \cdot L \cdot L = 0.3 \cdot 0.141 \cdot 0.01 = 4.23 \times 10^{-4} m^3$$

$$\rho \text{ acero} = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho \cdot v = 7850 \frac{kg}{m^3} \cdot 4.23 \times 10^{-4} m^3 = 3.32055$$

m = 3.32055 kg ← Peso de la placa

W barras de carga= $\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot (L1 + L2) = \rho \cdot v$

Calculando volumen de la barra superior

$$v = \pi \cdot 0.008^2 \cdot 0.202 = 4.0614 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = 4.0614 \times 10^{-5} \cdot 7850 \frac{kg}{m^3}$$

m = 0.3188 kg ← Masa superior de la barra

r=8 mm



r= 8 mm

Calculando el volumen de la barra inferior

$$v = \pi \cdot 0.008^2 \cdot 0.125 = 2.5132 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = 2.5132 \times 10^{-5} m^3 \cdot 7850 \frac{kg}{m^3} = 0.1972$$

125 mm





$m = 0.1972$ ← Masa inferior de la barra

Masa de las barras = masa barra superior + masa barra inferior

Masa de las barras = 0.516 kg

W carga aplicada = 40 kg

Por lo tanto WT será:

WT = 3.32055 + 0.516 + 40 = 43.8365 kg

WT = 43.8365 kg

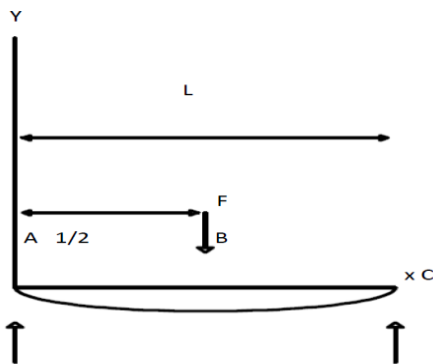


Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza

$$R1 = R2 = \frac{43.8365}{2} = 21.9182 \text{ KG}$$

$$VAB = 21.9182 \text{ kg}; VCB = -21.9182 \text{ kg}$$

$$MAB = \frac{WT \cdot X}{2} \quad \left. \begin{array}{l} x=0 \\ x = \frac{1}{2} \end{array} \right\} \begin{array}{l} MAB = 3\ 289.23 \text{ kg} \cdot \text{Mm} \\ MAB = 0 \end{array}$$

$$MAB = \frac{WT(L-x)}{2} \quad \left. \begin{array}{l} x = \frac{L}{2} \\ x = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} MBC = 3\ 289.23 \text{ kg} \cdot \text{mm} \\ \end{array}$$

Se observa que el momentomáximo se encuentra en el centro de las placas y se tiene que:

$$M_{\max} = \frac{WT \cdot l}{2} = 3\ 289.23 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

El espesor e se determina de la siguiente manera



$$e = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{b S Y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{12 * 3289.23}{141 * 25.3}}$$

$$e = 3.3263 \text{ (mm)}$$

Por facilidad de construcción y disponibilidad de material se escoge una placa con 10 (mm) de espesor.

$$F_s = \frac{S_y * b * e^2}{G * M_{max}}$$

$$F_s = \frac{25.3 * 141 * 10^2}{6 * 3289.23} = 18.0756$$

Este factor de seguridad es admisible por los aspectos de facilidad constructiva, disponibilidad y economía, ya que el aumentar el factor de seguridad no afecta notablemente en los costos de placas.

Procediendo a calcular la deflexión máxima $Y_{m\acute{a}x}$;

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W T * L^3}{48 * E * I}$$

$$I = \frac{b * e^3}{12} = \frac{141 * 10^3}{12} = 11750 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$E = 2 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} = 2000 \frac{kg}{mm^2} \quad \longleftarrow \text{ Acero estructural (ASTM -A36)}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{43.8365 * 300^3}{48 * 20000 * 11750} = 0.1049 \text{ (mm)}$$

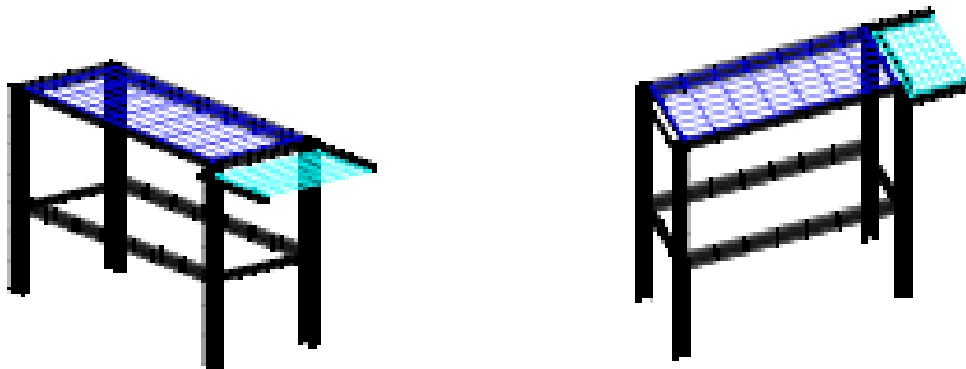
$$Y_{m\acute{a}x} = 0.1049 \text{ m}$$

3.2.2.- Diseño de la estructura para la máquina de fatiga

Para el diseño del bastidor de la máquina de fatiga se realiza el cálculo y análisis de cada uno de los elementos que componen la estructura soporte.

Las dimensiones generales de los marcos rígidos, vigas, voladizos y rigidizadores se muestran en la figura.

Fig 3.1 de la Mesa.



De la figura anterior se puede observar que las dimensiones principales son:

Longitud de las vigas = 950 (mm)

Alto de las columnas = 900 (mm)

Luz de los marcos = 340 (mm)

Longitud del voladizo = 250 (mm)

Altura de los rigidizadores = 365 (mm)

Debido a la facilidad constructiva, bajo costo y disponibilidad en el mercado, se utilizara un perfil estructural de canal tipo "c" para todos los elementos que componen las estructuras de la máquina. Estos están unidos por conexiones rígidas mediante soldaduras a tope y de filete.

*cálculos y dimensiones de marcos rígidos

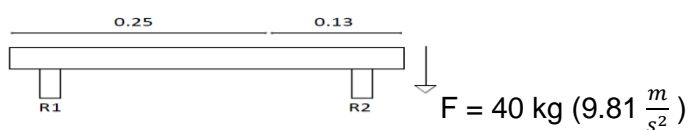
Los cálculos que deben soportar los marcos rígidos están determinados por el pesos de todos los elementos que componen la máquina y por la carga máxima a aplicarse durante el ensayo.

El peso total de los elementos que componen la maquina más la carga máxima a aplicarse se determina en la parte de diseño de placas es:

WT = 92.52 (kg)

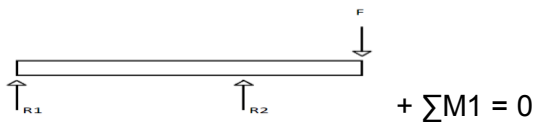
Por seguridad aumentamos el 10% del peso total aplicado y el peso de las protecciones a la máquina.

Por lo tanto podemos observar que la carga total que se va aplicar en los marcos rígidos es de:





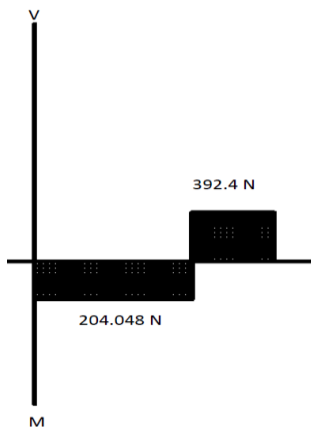
$F = 392.4 \text{ N}$



$R_2 (0.25) - (392.4 \text{ N}) (0.38 \text{ m}) = 0$

$R_2 = 596.448 \text{ N}$

$R_2 = 60.8 \text{ kg}$



$\Sigma F_y = 0$

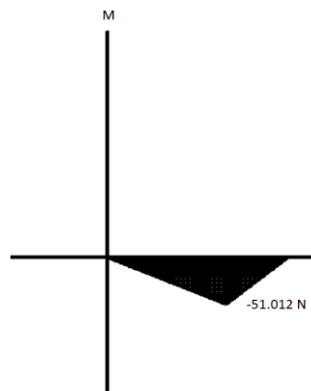
$R_1 + R_2 - F = 0$

$R_1 = F - R_2$

$R_1 = 392.4 \text{ N} - 596.448 \text{ N}$

$R_1 = 204.048 \text{ N} \downarrow$

$R_1 = 20.8 \text{ kg} \downarrow$



Tomando

1 a 2 $\rightarrow V_1 = -204.048 \text{ N}$

2 a F $\rightarrow V = -204.048 \text{ N} + 596.448 \text{ N} = 392.4 \text{ N}$

Áreas del diagrama

1 a 2 $\rightarrow (-204.048 * 0.25) = -51.012 \text{ N.m}$

2 a F $\rightarrow (392.4 * 0.13) = 51.012 \text{ N.m}$

$M_1 = 0$

$M_2 = M_1 + (-51.012) \text{ N.m}$

$M_2 = -51.012 \text{ N.m}$

$M_f = M_2 + 51.012$

$M_f = 0$



$$M_{\max} = 51.012 \text{ N.m} \frac{1 \text{ lb.pulg}}{0.1130 \text{ N.m}} = 451.4336 \text{ lb.pulg}$$

$$M_{\max} = 51.012 \text{ N.m}$$

3.3 Cálculos del eje para cargas estáticas

Diámetro para un factor de seguridad de $F_s = 2$

Se usó acero aisi 1018 por su aplicación según el anexo i para ejes motrices

$$S_y = 54 \text{ Kpsi}$$

$$d = \left(\frac{32 * m * F_s}{\pi * S_y} \sqrt{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{32 * 451.4336 * 2}{\pi * 54 * 10^3} \sqrt{\frac{1}{3}} \right) (0.2554)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.554298 \text{ pulg}$$

$$1 \text{ pulg} \longrightarrow 25.4 \text{ mm}$$

$$0.554298 \text{ pulg} \xrightarrow{X}$$

$$X = 16.11538 \text{ mm}$$

$$d = 0.554298 \text{ pulg} \left. \begin{array}{l} \text{Acero} \\ \text{AISI (1018 cd) rolado en frio} \end{array} \right\}$$

$$d = 16.11538 \text{ mm}$$

Entonces el diámetro resultante para cargas estáticas es aproximadamente 9/16 [pulg] considerando el mínimo factor de seguridad, al recalcar con el nuevo diámetro del eje se tiene que.

$$F_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * m} = \frac{\pi * \left(\frac{9}{16}\right)^3 * 54 * 10^3}{32 * 451.4336} = 2.0901$$

$$F_s = 2.0901$$

Para una mayor confiabilidad utilizamos un diámetro comercial de 5/8 de pulgada con lo que el factor de seguridad se incrementa a:

$$F_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * m} = \frac{\pi * \left(\frac{5}{8}\right)^3 * 54 * 10^3}{32 * 451.4336} = 2.86708$$

$$F_s = 2.86708$$



3.3.1 Cálculos del eje para cargas dinámicas:

Los cálculos para determinar el diámetro de un eje para un estado de cargas dinámico, se lo realiza mediante la Ec. 19

La ecuación para determinar es:

$$d = \left(\frac{32 * m * F_s}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

Es necesario considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga, para calcular el valor de resistencia a la fatiga S_e

De la Ec. 2 se tiene que:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_f K_e S'_e$$

$$S'_e = 0.504 \text{ sut} = 0.504 (64 \text{ Kpsi}) = 32.256 \text{ Kpsi}$$

De la ecuación (2-7) se determina que los factores modificadores de la resistencia a la fatiga son:

$$K_a = a * sut^b$$

$$a = 2.7$$

$$b = -0.265$$

$$S_{ut} = 64 \text{ Kpsi}$$

$$K_a = 2.7 * 64^{-0.265} = 0.8968$$

$K_a = 0.8968$ ← Factor de superficie

$$K_b = 0.869 d^{-0.112}$$

Utilizando $d = 3/4$ pulg

$$K_b = 0.869 \left(\frac{3}{4}\right)^{-0.112} = 0.8974 \quad \mathbf{K_b = 0.8974}$$
 ← Factor de tamaño

Para la carga axial cuando $S_{ut} \leq 220 \text{ Kpsi}$ (1520 Mpa) se toma que la $K_c = 0.923$

$$\mathbf{K_c = 0.923}$$

$$T = \leq 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{K_d = 1}$$

Para la K_f se considerara a 1 puesto que es una muesca milimétrica que es casi nula para el diámetro de nuestro eje



$$K_f = 1$$

Entonces la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 0.8968 \times 0.8974 \times 0.923 \times 1 \times 1 \times 32.256$$

$$S_e = 23.9603 \text{ Kpsi} = 23\,960.3896 \text{ psi}$$

*El momento alternante m_a se calcula de la Ec. ;

$$m_a = \left| \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \right|$$

$$m_a = \left| \frac{51.012 - 0}{2} \right| = 25.506 \text{ N.m}$$

$$m_a = 25.506 \text{ N.m}$$

Conversión para poder usar la fórmula de la ec.19

$$1 \text{ lb.pulg} \longrightarrow 0.1130 \text{ N.m}$$

$$X \longrightarrow 25.506 \text{ N.m}$$

$$m_a = 225.7168 \text{ lb.pulg}$$

Por lo tanto el diámetro del eje para carga dinámica es;

$$d = \left(\frac{32 * 225.7168 * 3}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 225.7168 * 3}{\pi * 23.9603 \text{ kpsi}} \right)^{1/3} = (0.2878)^{1/3} = 0.6602 \text{ pulg}$$

$$d = 16.7690 \text{ mm}$$

Recalculando el factor de seguridad de tamaño para el diámetro calculado $K_b = (0.6602)^{-0.112}$

$$K_b = 0.9103$$

Por lo que el valor recalculado para la resistencia a la fatiga será;



$$Se = 0.8968 \times 0.9103 \times 0.923 \times 1 \times 1 \times 32.256 \text{ Kpsi}$$

$$Se = 24.3048 \text{ Kpsi}$$

Por lo tanto el diámetro del eje;

$$d = \left(\frac{32 \times 225.7168 \times 2}{\pi \times 24.3048 \text{ kpsi}} \right)^{1/3} = (0.170306)^{1/3} = 0.574073 \text{ pulg}$$

$$d = 0.574073 \text{ pulg} = 14.5815 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado para el diseño es de 5/8 de pulgadas con este el factor de seguridad para el estado de cargas alternantes es;

$$F_s = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot Se}{32 \cdot M_a}$$

$$F_s = \frac{\pi \cdot (5/8)^3 \cdot 24.3048 \text{ kpsi}}{32 \cdot 225.7168} = 2.5808$$

$$F_s = 2.58088$$

EL DIAMETRO DEL EJE ES DE 15.875 MM

3.4 Selección de soportes con rodamientos tipo Y (chumacera)

Del diagrama de cuerpo libre para el diseño de los ejes motriz y conducido se determina que la carga a soportar en cada uno de los rodamientos es.

$$P_b = 40 \text{ kg} = 392.4 \text{ N}$$

De los cálculos en el diseño de los ejes, se determinó que el diámetro aceptable del eje es de; $D = 5/8 \text{ pulg}$ (15.875mm)

De acuerdo con la tabla (5) y la ecuación (20), se tiene que la duración de diseño o la duración nominal en horas de servicio son:

$$L_{10h} = \frac{8000 + 12000}{2} = 10\ 000 \text{ h}$$

Se determinó la duración nominal realizando un promedio entre los valores de 8000 a 12000 que corresponde al tipo de máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos de tiempo o intermitentemente.



Entonces, reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (21) se tiene que la capacidad de carga dinámica es:

$$c = 392.4 \left(\frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 2500}{10^6} \right)^{1/3}$$

c = 4492 N

Entonces del catálogo general skf, se selecciona un rodamiento tipo Y con prisioneros de fijación cuyas características son las siguientes.

Dimensiones (mm)										
H	L	J	A	N	N1	H1	H2	L1	B	S
30.48	127	82.55	38.1	12.7	15.875	14.2875	61.9125	42.068	1.2205	0.5

Debido a que la capacidad de des alineamiento es una consideración importante, es necesario utilizar rodamientos montados ya que estos poseen las condiciones necesarias para esta aplicación.

Además proporciona un medio de sujetar la unidad del rodamiento al armazón de la máquina.

Es así que del mismo catálogo de rodamientos se obtienen las siguientes características para la unidad completa.

TABLA PARA CARGAS DINAMICAS					
Dimensiones (mm)				Capacidad de carga dianmica (N)	Designación
d	D	B	C	9560N	YAT 203-010
15.875	40	22.5	12		

Estas características corresponden a la unidad completa del soporte del pie con rodamientos tipo Y, de designación: Sy 1.7F cuya capacidad de carga dinámica es:

Cr = 9560 N

Al comparar la relación $Cr > c$, se determina que la unidad completa (chumacera) de designación SY 1.7F es la correcta para nuestro diseño " UCP 202 - 01001" Ver **anexo C**



3.5.- Cálculo para la potencia del motor

El eje es parte de una máquina que se requiere bastante precisión, así que por medio de las chumaceras encontraremos la potencia requerida para el eje

Selección de nuestro diámetro es de 5/8 pulg. Entonces $r=5/16$ para $p=200$ psi. Que es una presión nominal de operación

Por la ecuación $L = F / pD$

Donde la fuerza es de 596.448 N aplicada en la chumacera R2

$$L = 1.0727 \text{ pulg}$$

$$\frac{L}{D} = 1.7163$$

$$D = 5/8 \text{ pulg}$$

$$F = 596.448 \text{ N} = 134.087 \text{ lb.f}$$

$$r = 5/16 \text{ pulg}$$

Donde se encontrara la presión real

$$\frac{F}{L} = \frac{134.087}{3.9} = \frac{134.087}{1.2205 * 5/8} = 175.7797 \text{ psi} = P \text{ máx.} \leftarrow \text{Presión}$$

$$\frac{\pi * D * r * \text{rpm}}{12} = \frac{\pi * \frac{5}{8} * 2500}{12} = 409.06 \text{ pie/min} \leftarrow \text{Velocidad}$$

$$\text{Factor } P_b = 175.7797 * 409.06 = 71\,904.4696 \text{ psi.pie/min}$$

$$\text{Valor del diseño } P_b = 2 P_b = 143\,808.9392 \text{ psi.pie/min}$$

De la figura del **anexo G** se toma el valor de:

$$C_d = 0.002$$

$$C_r = \frac{C_d}{2} = 0.001 \text{ pulg. También}$$

$$\frac{r}{c_r} = 312.5 \text{ Este valor se maneja más adelante}$$

Espesor mínimo de la película

$$H_o = 0.00025D = 0.00015625 \text{ pulg. Aproximado}$$

Variables de espesor $\frac{H_o}{c_r} 0.15625$ de acuerdo al **anexo G3**

De acuerdo a la ecuación 24



$$n_s = 41.66 \text{ rev / seg}$$

Despeje la viscosidad del número de sommerfeld según **Ec. 25**:

$$\mu = \frac{SP}{n_s \left(\frac{R}{Cr} \right)^2} = \frac{0.02 * 200}{41.666 * \left(\frac{5}{16} \right)^2} = 0.9830 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

Se usara un Aceite 5W de acuerdo al **anexo G2** para a la viscosidad real, el número de sommerfeld seria:

$$S = \frac{N * n_s * \left(\frac{R}{Cr} \right)^2}{p} = \frac{41.666 * 0.7 \times 10^{-6} * \left(\frac{5}{16} \right)^2}{200}$$

$$S = 0.0142392$$

El coeficiente de fricción se sacara del **anexo G4** $f(R/Cr) = 0.6$ y $\frac{r}{Cr} = 312.5$

$$f = \frac{0.6}{312.5} = 0.00192$$

Par torsional de fricción de acuerdo a la **Ec. 26**:

$T_f = fFR = 0.00192 * 134.087 * 5/16 = 0.0804522$ se multiplicara por 4 chumaceras que son el número que ocuparemos

$$T_f = 4 (f Fr) = 0.3218 \text{ lb.pulg}$$

La potencia de nuestro motor será de acuerdo por la **Ec. 27** la sig.

$$P_f = \frac{T_f n}{63000} = \frac{0.3218 * 2500}{63000} = 0.01277 \text{ hp}$$

Pero para ser más exacto para su compra en el mercado será de $\frac{1}{4}$ de hp ya que es la más cercana y recomendable para nuestra aplicación que le daremos

3.6.- Dimensiones del acople

A continuación se determina el par nominal que deberá transmitir el acople seleccionado, mediante la **Ec. 37**

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

Donde C= Par nominal a transmitir (N.m)

H = Potencia nominal del motor (Hp)

n = Velocidad de rotación (rpm)

$$C = \frac{7160 * 0.25}{2500} = 0.716 \text{ N.m}$$

$$C = 0.716 \text{ N.m}$$

Coefficientes de factor de corrección obtenidos de tabla del anexo D



$K1 = 1$ Maquina motriz y receptora

$K2 = 1.2$ Frecuencia de arranque

$K3 = 1$ Horas de funcionamiento

Con esto se determina el factor de corrección o de servicio multiplicando los tres factores de corrección.

$$K = K1 * K2 * K3$$

$$K = 1 * 1.2 * 1$$

$$K = 1.2$$

Con el factor de corrección obtenido; se calcula el par nominal efectivo del acoplamiento. De acuerdo a la **Ec. 38**

$$C_e = K * C$$

$$C_e = 1.2 * 0.716$$

$$C_e = 0.859 \text{ (N.m)} = 7.6035 \text{ lb.pulg}$$

Con el valor obtenido para el par nominal efectivo y el diámetro de los eje, del catálogo de lovejoy se selecciona el tipo de acople L -090 que tiene la capacidad de transmitir una potencia de hasta 4 (hp) un par nominal efectivo de 144 lb.pulg absorbe desalineamiento angular en 1 °C y puede alojar ejes de diámetro que van desde 1/4 hasta 1 pulg.

3.7.- Cálculo de la chaveta

Para esto inicialmente se selecciona del prontuario de metales una chaveta de sección rectangular para el diámetro del eje establecido estándar, como las siguientes dimensiones. Según el **anexo E**

$$W = 4.7625 \text{ mm} = 0.1875 \text{ pulg}$$

$$H = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ pulg}$$

Utilizando como material un Acero St 60, el diseño se basara en una resistencia de frecuencia $S_y = 48\,500 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$. El momento Torsor T se obtiene usando la potencia de motor seleccionado ($H = 0.25 \text{ Hp}$).

$$T = \frac{63000H}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 0.25}{2500} = 6.3 \text{ lb.pulg}$$



Usando el modo de falla por corte máximo, mediante la **Ec.32** se determina que la longitud de las chavetas es:

$$L_c = \frac{2TF_s}{0.5S_yDW}$$

$$L_c = \frac{2 * 6.3 * 3}{0.5 * 48\,500 * \frac{5}{8} * 0.1875}$$

$$L_c = 0.0133 \text{ pulg} = 0.3378 \text{ mm}$$

$$L_c = 0.3378 \text{ mm}$$

Usando el modo de falla por compresión, se determina que la longitud de la chaveta por medio de la **Ec. 34**:

$$L_c = \frac{4TF_s}{DH_cS_y}$$

$$L_c = \frac{4 * 6.3 * 3}{\frac{5}{8} * 0.125 * 48\,500}$$

$$L_c = 0.0199 \text{ pulg} = 0.5067 \text{ mm}$$

$$L_c = 0.5067 \text{ mm}$$

NOTA: Generalmente en aplicaciones industriales típicas, utiliza un factor de seguridad

FS = 3 es lo recomendable.

Como los valores calculados de la longitud de la chaveta (LC) son muy bajos, se considera la longitud del cubo del acople semiflexible como criterio de diseño para estimar el largo de la chaveta. Es así que la longitud de la chaveta deberá ser:

Lc = 18 mm



3.8.- Diseño del sistema de control

Interfaz para medición mediante sensor óptico basado en el PIC16F877

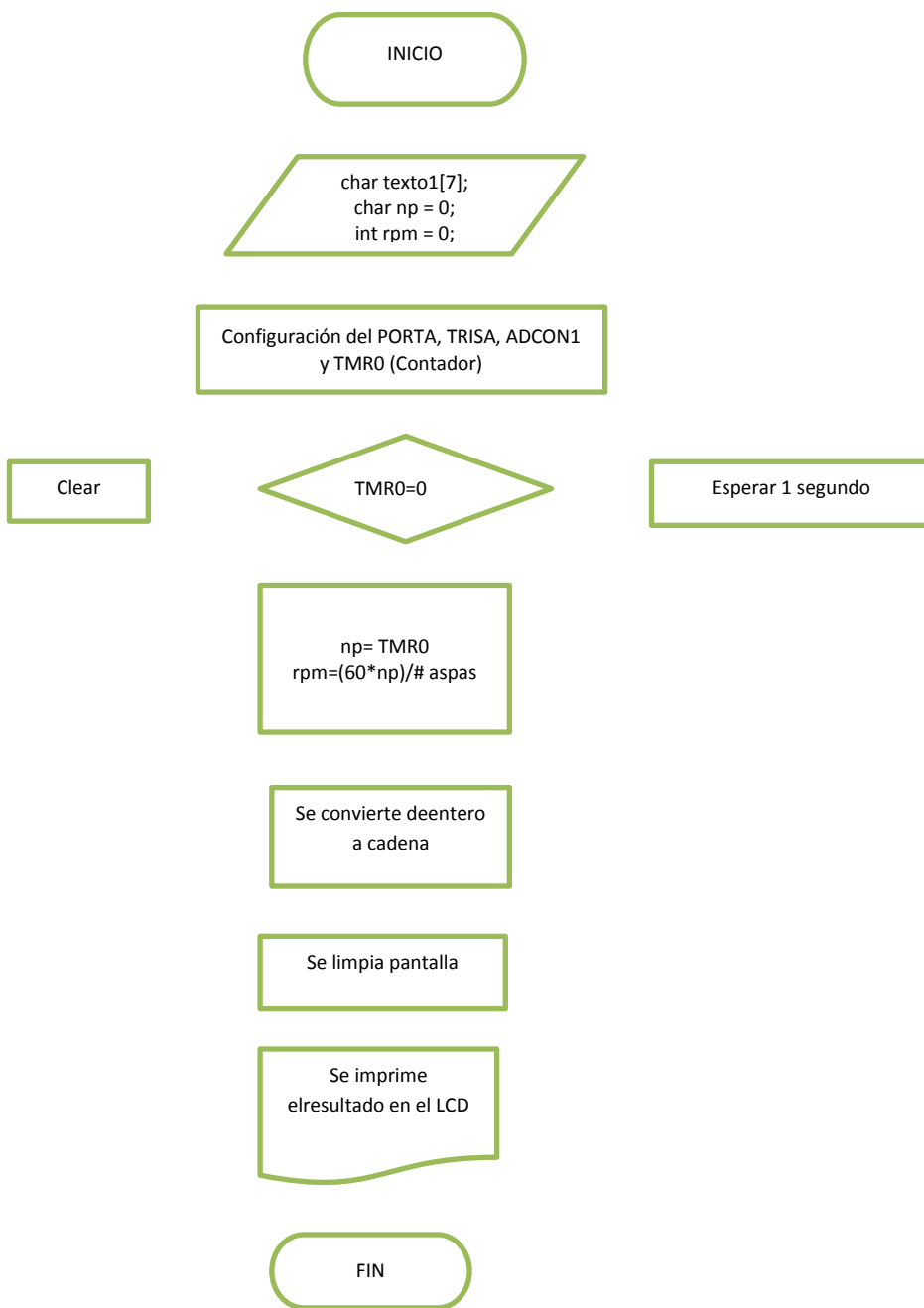


Diagrama de flujo del funcionamiento del circuito

Con este diagrama se proceden a seleccionar todos y cada uno de los elementos de control que intervendrán en el circuito de control.

La distribución de todos y cada uno de los elementos que conforman el sistema de control se lo realizó utilizando el paquete informático de simulación PROTEUS, el mismo que nos permite visualizar y simular de forma correcta el funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema de control.

Simulación por medio del programa proteus para ver su funcionamiento

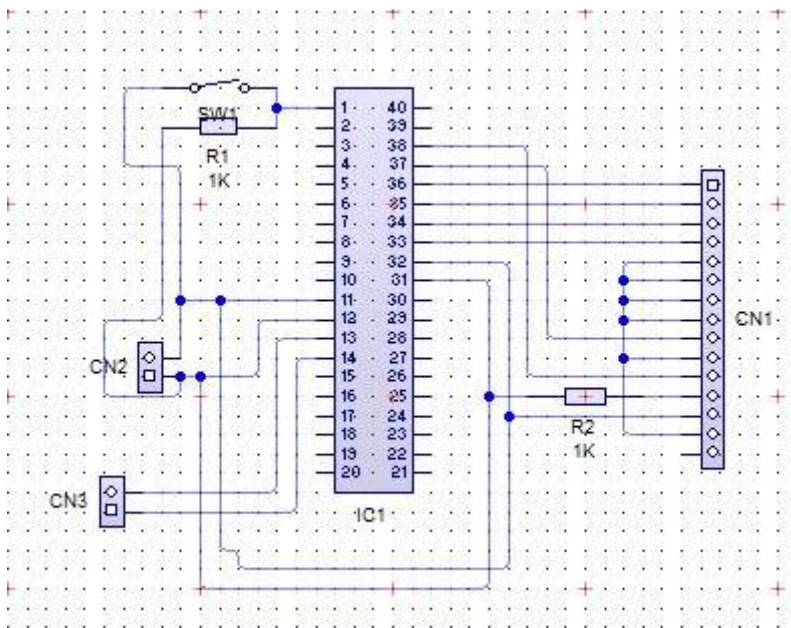
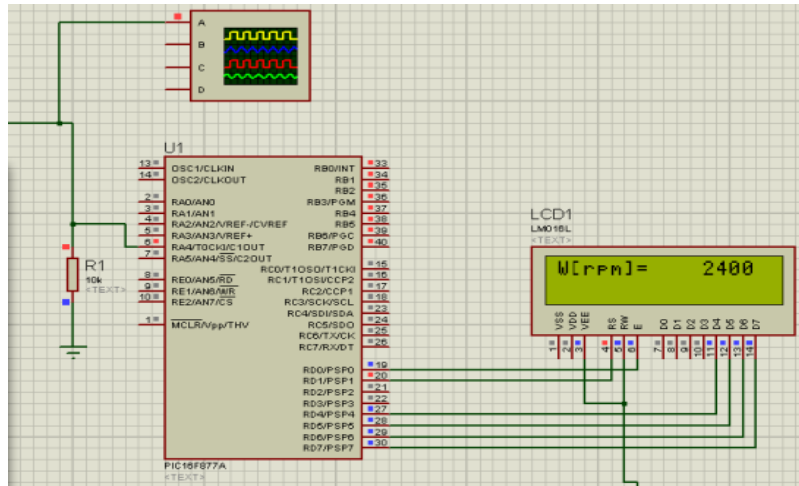


Diagrama del microcontrolador PIC16F877y distribución de los componentes de la tarjeta del microcontrolador

3.8.1.- Ubicación del sensor de contacto

Se encuentra ubicado en la parte inferior de la placa de fuerza, montado a un costado de los perfiles travesaños centrales. Se lo ubicó en esta parte de la máquina puesto que ahí es donde la placa de fuerza se desplaza verticalmente hacia abajo en el momento en que la probeta se rompe, de esta forma el sensor se activa en ese momento por el contacto entre la placa y el rodillo del sensor y envía la señal de aviso al microcontrolador para que realice automáticamente el apagado o paro del motor.

3.8.2.- Ubicación del sensor contador de revoluciones

Este sensor optoacoplador se encuentra ubicado sobre la placa soporte principal, debajo del disco que corta o deja pasar la señal emitida por el sensor. El sensor posee un emisor que todo el tiempo emite una señal hacia el receptor, esta señal es cortada por el disco ubicado sobre el eje conducido en cada revolución hasta el momento en que deja pasar la señal a través de un orificio que posee el disco, la cual hace que el sensor cambie de estado (voltaje) y a la vez transmita la señal de aviso al microcontrolador y este cuente la vuelta en forma ascendente.

3.9.- Proceso de manufactura de la máquina de fatiga con viga rotatoria

Para los marcos rígidos, las vigas longitudinales y los rigidizadores que componen al bastidor o estructura soporte, se utilizó el perfil tipo canal en C de 50x25x3 cuyas características brindan facilidad constructiva y cumplen con las propiedades mecánicas requeridas.

Para su unión se usará un proceso de soldadura manual (SMAW), el cual ofrece todas las ventajas para realizar soldaduras en aceros al carbono de baja aleación.

Luego se realiza el montaje de las placas soporte principal y soporte del motor sobre el bastidor utilizando la tornillería seleccionada; después se montan las chumaceras en la placa soporte principal mediante pernos, arandelas y tuercas, para seguido a esto realizar la alineación de los ejes.

Se procederá a colocar el sistema de carga de la máquina (manivela de ajuste, barra de carga móvil y barra de carga fija)

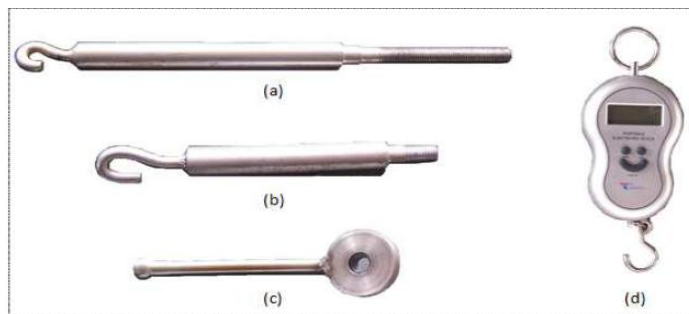


Fig 3.2 Manivela de ajuste, barra de carga móvil y barra de carga fija



Después con la ayuda de una prensa hidráulica conjuntamente con la ayuda de un torno, colocar los mandriles sujetadores en los ejes, ya que se requiere que los dos elementos permanezcan perfectamente alineados y sujetos el uno al otro.

Luego de guiar al eje en las dos chumaceras se monta el acople semiflexible para luego sujetar a cada una de las chumaceras sobre su respectiva placa soporte después se acoplan todos los elementos que van a interactuar para la realización del ensayo de fatiga. Como son: motor, acople semiflexible, placa de fuerza, placa guía, barras de carga fija y móvil, dinamómetro digital.

Finalmente se instalan los elementos electrónicos como son: el sensor optoacoplador, límite switch (fin de carrera), circuito integrado programable PIC, LCD, y el circuito de control

3.10.- Análisis para la probeta que se usara en la maquina

1040 cd

Diámetro para probetas con factor de seguridad 1

Sy = 71 Kpsi

$$d = \left(\frac{32 * m * Fs}{\pi * Sy} \right)^{1/3} = \left(\frac{32 * 451.4336 * 1}{\pi * 71 * 10^3} \right)^{1/3} = 0.4015 \text{ pulg}$$

$$d = 10.2002 \text{ mm}$$

ACERO AISI (1040CD) ROLADO EN FRIO

Como nuestro diámetro se acerca al diámetro comercial de 7/16 recalculamos el factor de seguridad.

$$Fs = \frac{\pi * d^3 * Sy}{32m} = \frac{\pi * \left(\frac{7}{16}\right)^3 * 71 * 10^3}{32 * 451.4336} = 1.2930$$

$$Fs = 1.2930$$

Calculo eje para cargas dinámicas

$$d = \left(\frac{32mFs}{\pi Se} \right)^{1/3}$$

Donde es necesario considerar factores a la resistencia a la fatiga Se. De la **ec.2**

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kf * Ke * Se'$$

$$Se' = 0.504 \text{ sut} = 0.504 (85 \text{ Kpsi}) = 42.84 \text{ Kpsi}$$



De la Ec. 3 se calcula el factor de superficie

$$a = 2.7$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = a S_{ut}^b = (2.7) (85)^{-0.265}$$

$K_a = 0.8318$ ← Factor de superficie

$$K_b = 0.869d^{-0.112}$$

Utilizando un 7/16 pulg

$$K_b = 0.869 \left(\frac{7}{16}\right)^{-0.112} = 0.9533$$

$K_b = 0.9533$ ← Factor de tamaño

Para carga axial cuando $S_{ut} \leq 220$ Kpsi (1520 Mpa) se toma que la $k_c = 0.923$

$K_c = 0.923$ ← Factor de carga

$$K_d = 1$$

$K_f = 1 + q (k_t - 1) =$ Por que se sale de la gráfica " es muy grande" y pequeña la pieza es decir una muesca milimétrica será considerada con el valor de 1 para el análisis.

$$K_f = 1$$

$$\frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.0692}{3.1424}} = 0.9784$$

$$90 \leftarrow \text{-----} 0.070$$

$$91 \times \leftarrow \text{-----} = 0.0692$$

$$100 \leftarrow \text{-----} 0.062$$

$$D = 7/16$$

$$d = 3/10$$

$$r = 9.875$$

$$D/d = 1.45$$

$$r/d = 32$$

Entonces la resistencia a la fatiga es

$$S_e = 0.8318 * 0.9533 * 0.923 * 1 * 1 * 42.84 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 31.3544 \text{ Kpsi} = 31\,354.4850 \text{ psi}$$



El momento alternante m_a se calcula a partir de la **Ec. 8.8**

$$m_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right| =$$

$$m_a = \left| \frac{51.012 - 0}{2} \right| = 25.500 \quad m_a = 25.506 \text{ N.m}$$

Por lo tanto el diámetro del eje para carga dinámica es:

$$d = \left(\frac{32mFs}{\pi Se} \right)^{1/3} =$$

$$d = \left(\frac{32 * 225.7168 * 1}{\pi * 31354.4850} \right)^{1/3} = 0.41855$$

$$d = 0.41855 \text{ pulg}$$

$$d = 10.6313 \text{ mm}$$

Recalculando el factor de tamaño para el diámetro calculado

$$K_b = 0.869 (0.41855)^{-0.112}$$

$$K_b = 0.9580$$

Por lo que el valor recalculado para la resistencia a la fatiga será

$$S_e = 0.8169 * 0.9580 * 0.923 * 1 * 1 * 42.84 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 30.9446 \text{ Kpsi}$$

Y el diámetro de la probeta es:

$$d = \left(\frac{32 * 225.7168 * 1}{\pi * 30944.6495} \right)^{1/3} = 0.420396 \text{ pulg.}$$

$$d = 10.6780 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado para el diseño es de 7/16 de pulg con este el factor de seguridad para el estado de cargas alternantes es:

$$F_s = \frac{\pi * d^3 * S_e}{32m_a} =$$

$$F_s = \frac{\pi * \left(\frac{7}{16}\right)^3 * 30944.6495}{32 * 225.7168} = 1.12$$

$$F_s = 1.12$$

El diámetro de la probeta es de 7/16 pulg. El cual por el factor de seguridad sabremos que va a fallar ya que es muy pequeño.



3.10.1.- Análisis de la probeta a usar y comprobación de la misma

CALCULAR LA RESISTENCIA A LA FATIGA REAL ESTIMADO PARA EL MATERIAL DEL EJE.

$$S_n' = S_n (C_m) (C_{st}) (C_r) (C_s)$$

Tipos de esfuerzo: flexión repetida e invertida

AISI 1040 CD ESTIRADO EN FRIO D = 0.30 pulgadas de los datos del **anexo H**

$$S_u = 80 \text{ Kpsi}$$

$$S_n = 25 \text{ Kpsi}$$

Factor por material, para acero forjado: $C_m = 1$

Factor de tipo para flexión invertida: $C_{st} = 1$

Confiabilidad deseada de 0.999 entonces $C_r = 0.75$ (decisión de diseño)

Factor por tamaño para una sección circular con $D = 0.30$

Por diagrama de factor de tamaño $C_s = 1$

Sustituir en la ecuación:

$$S_n' = S_n (C_m) (C_{st}) (C_r) (C_s) = 25 \text{ Kpsi} (1) (1) (0.75) (1) = 18.75 \text{ Kpsi.}$$

$$S_n' = 18.75 \text{ Kpsi.}$$

Este es el valor del esfuerzo que se podría esperar para producir falla por fatiga en un eje giratorio, debido a la acción de la flexión invertida. Tiene en cuenta la resistencia básica a la fatiga del material AISI 1040 forjado y estirado en frío, el efecto de la superficie maquinada, el tamaño de la selección y la confiabilidad deseada

3.10.2.- Cálculo del esfuerzo cortante torsional

$$P = \frac{1}{4} \text{ hp}; n = 1500$$

$$T = \frac{63000 P}{n}$$

$$J = \frac{1}{2} \pi r^4 = \frac{\pi * (\frac{3}{20})^4}{2} = 0.000795215$$

$$T_{\text{máx}} = \frac{Tc}{J} = \frac{10.5 * 3 / 20}{0.000795215} = 1980.5964 \text{ psi}$$



Para el análisis de la probeta, si se va a romper mediante el momento máximo de la máquina, se analiza de la siguiente manera.

$$M_{\max} = 451.4336 \text{ lb.pulg}$$

$$F = T/R = \frac{451.4336 \text{ lb.pulg}}{0.15} = 3009.5573 \text{ lb}$$

$$F = 3009.5573 \text{ lb}$$

$$T = \frac{F}{A} = \frac{3009.5573 \text{ lb}}{0.070685834 \text{ pulg}^2} = 42.576 \text{ kpsi}$$

Por lo tanto la probeta se va a fracturar dado a su esfuerzo máximo de la maquina es mayor que el de la probeta



Capítulo 4





4.- Conclusión y recomendaciones

Al finalizar con el diseño de la máquina para ensayos de fatiga con viga rotatoria se ha llegado a establecer las siguientes conclusiones:

- Al realizar el diseño de una máquina su objetivo se justifica cuando éste aporta cambios que logran satisfacer los nuevos requerimientos del cliente, puesto que la calidad de un producto se alcanza mediante un excelente diseño.
- Para iniciar con el diseño y posteriormente continuar con la futura fabricación de una máquina, es indispensable identificar la necesidad y definir el problema en cuestión para luego de realizar una síntesis, análisis y evaluación del problema, presentar un diseño que logre cumplir con todas las especificaciones requeridas.
- Para el desarrollo eficiente del proyecto fue necesario considerar aspectos muy importantes como: La disponibilidad, ergonomía, seguridad, ciclo de vida entre otros, con el fin de encontrar el sistema que cumpla con las funciones de calidad pero a la vez sea el más sencillo y económico.
- En la máquina se pensó en su aspecto estético, ya que para poder construirla exige una excelente presentación.
- Al cambiar el sistema de carga se logró facilitar la operación de la máquina y se redujo el tiempo en colocar la misma antes de realizar el ensayo.
- Con el nuevo sistema de carga se eliminó la necesidad de colocar una precarga en la máquina antes de iniciar el conteo del número de revoluciones.
- En la máquina se puede cargar con valores muy cercanos a los determinados teóricamente, con esto se obtiene resultados más precisos y ya no es necesario recalcular el número de revoluciones de acuerdo a la carga aplicada. Es decir que la aplicación de la carga ya no es una limitante para la realización del ensayo.
- Con el nuevo sistema de control se conseguirá obtener valores del número de revoluciones más confiables, ya que el sensor utilizado elimina la posibilidad de que se induzcan errores al momento del ensayo.
- La cantidad de elementos eléctricos y electrónicos utilizados para el sistema de control se redujo al mínimo, ayudando a mejorar el aspecto externo de la máquina.
- El funcionamiento del conjunto de sistemas que conforman la máquina de fatiga satisface las características con las que debe contar una máquina de viga rotatoria.
- Los resultados obtenidos de múltiples ensayos de fatiga se acercan mucho a los calculados teóricamente, por lo que el porcentaje de error es aceptable para los fines por los cuales se desarrolló el proyecto.



- El manual de operación y mantenimiento de la máquina permite que el desarrollo del ensayo se realice de forma adecuada ayudando así a que los elementos y sistemas que conforman la máquina duren el ciclo de vida esperado.
- En definitiva con el diseño y su futura construcción de la máquina de fatiga se lograra superar las expectativas necesarias para laboratorio, puesto que su planeación no presenta ningún inconveniente.
- El desarrollo tecnológico se basa en una serie de modificaciones de acuerdo a las nuevas necesidades que presenta la sociedad.

Recomendaciones

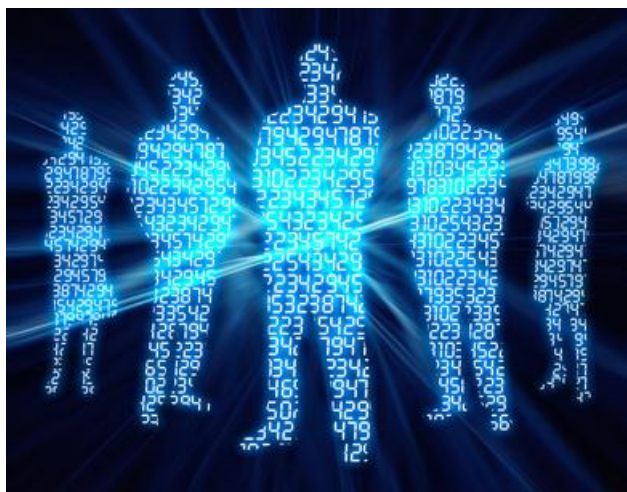
- Para la correcta operación y mantenimiento de la máquina se recomienda leer minuciosamente el manual de operación y el manual de mantenimiento.
- Para evitar dañar el dinamómetro digital se debe evitar sobrecargar a la máquina.
- Se debe ajustar adecuadamente a las probetas de ensayo, ya que por lavibración estas podrían aflojarse y producir errores en la ejecución del ensayo.
- Utilizar elementos de protección y seguridad al momento de realizar el ensayo.
- Para no dañar prematuramente a las chumaceras se debe evitar desalinear o desfasar mucho a los ejes.
- Se debe cuidar que la máquina se encuentre sobre una superficie plana y no deslice por la vibración.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

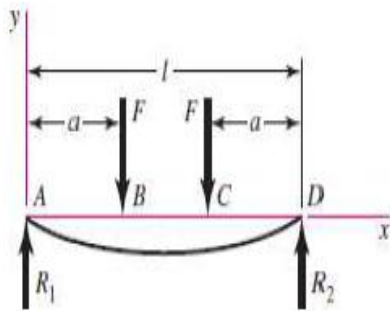
- Mecánica de materiales beer Johnston 5ta edición
- KUO B., (1986), *“Sistemas Automáticos de Control”*, Editorial MacGraw-Hill, México.
- MOTT R., (1999), *“Diseño de Elementos de Máquinas”*, Editorial Prentice Hall, Segunda edición, España.
- SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), *“Manual de Diseño Mecánico”*, Editorial MacGraw-Hill, Cuarta Edición, México.
- SHIGLEY Joseph, (2008), *“Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”*, Editorial MacGraw-Hill, Octava edición, México.
- SKF, *“Catálogo General de Productos”*.

Capítulo 5



ANEXO A

DIAGRAMAS Y ECUACIONES DE FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y DEFORMACIÓN MÁXIMA



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

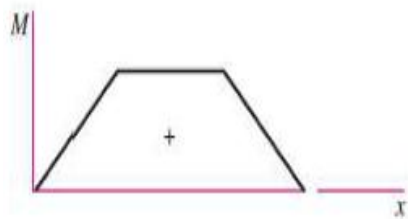
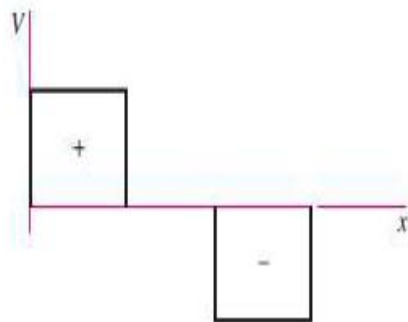
$$V_{CD} = -F$$

$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$



Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector



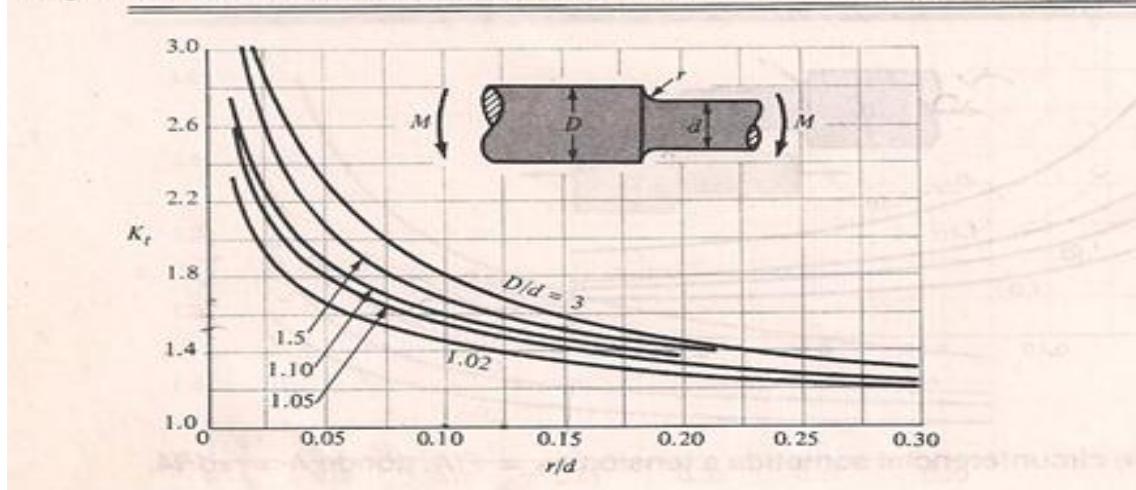
ANEXO B

CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE ESTATICO

MATERIAL	M(lb-in)	FS	Sy (Kpsi)	d(in)	d(centimetro)	d(Metro)	d(milimetro)
AISI(1018 CD)	451.4336	2	54	0.55429769	1.407916133	0.01407916	14.07916133
AISI(1018 HR)	451.4336	2	32	0.659919552	1.676195663	0.01676196	16.76195663
AISI(1006 HR)	451.4336	2	24	0.72633545	1.844892044	0.01844892	18.44892044
AISI(1006 CD)	451.4336	2	41	0.607593384	1.543287196	0.01543287	15.43287196
AISI(1010HR)	451.4336	2	26	0.70721241	1.79631952	0.0179632	17.9631952
AISI(1010CD)	451.4336	2	44	0.593458147	1.507383694	0.01507384	15.07383694
AISI(1015HR)	451.4336	2	27.5	0.69411286	1.763046664	0.01763047	17.63046664
AISI(1015CD)	451.4336	2	47	0.580552772	1.47460404	0.01474604	14.7460404
AISI(1018HR)	451.4336	2	32	0.659919552	1.676195663	0.01676196	16.76195663
AISI(1018CD)	451.4336	2	54	0.55429769	1.407916133	0.01407916	14.07916133
AISI(1020HR)	451.4336	2	30	0.674270103	1.712646062	0.01712646	17.12646062
AISI(1020CD)	451.4336	2	57	0.544397393	1.382769378	0.01382769	13.82769378
AISI(1030HR)	451.4336	2	37.5	0.625936916	1.589879768	0.0158988	15.89879768
AISI(1030CD)	451.4336	2	64	0.523778496	1.330397379	0.01330397	13.30397379
AISI(1035HR)	451.4336	2	39.5	0.615189088	1.562580283	0.0156258	15.62580283
AISI(1035CD)	451.4336	2	67	0.515841234	1.310236734	0.01310237	13.10236734
AISI(1040HR)	451.4336	2	42	0.602732429	1.53094037	0.0153094	15.3094037
AISI(1040CD)	451.4336	2	71	0.505966239	1.285154247	0.01285154	12.85154247
AISI(1045HR)	451.4336	2	45	0.58902919	1.496134143	0.01496134	14.96134143
AISI(1045CD)	451.4336	2	77	0.492467317	1.250866986	0.01250867	12.50866986
AISI(1050HR)	451.4336	2	49.5	0.570609839	1.44934899	0.01449349	14.4934899
AISI(1050CD)	451.4336	2	84	0.478389046	1.215108177	0.01215108	12.15108177
AISI(1060HR)	451.4336	2	54	0.55429769	1.407916133	0.01407916	14.07916133
AISI(1080HR)	451.4336	2	61.5	0.530781711	1.348185546	0.01348186	13.48185546
AISI(1095HR)	451.4336	2	66	0.518433444	1.316820948	0.01316821	13.16820948

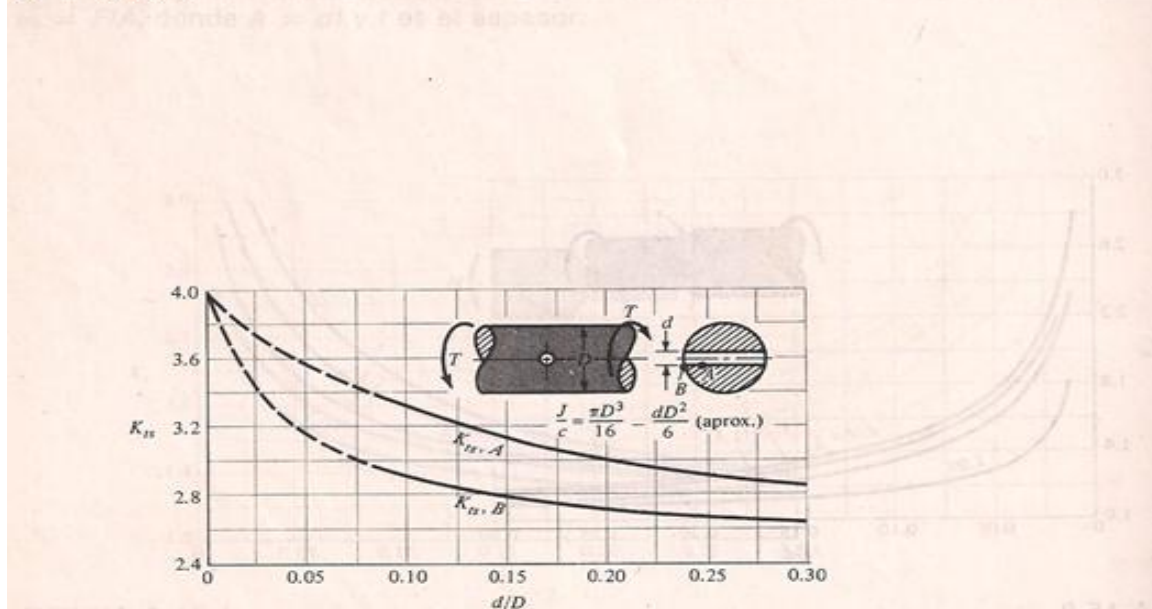
ANEXO B1

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

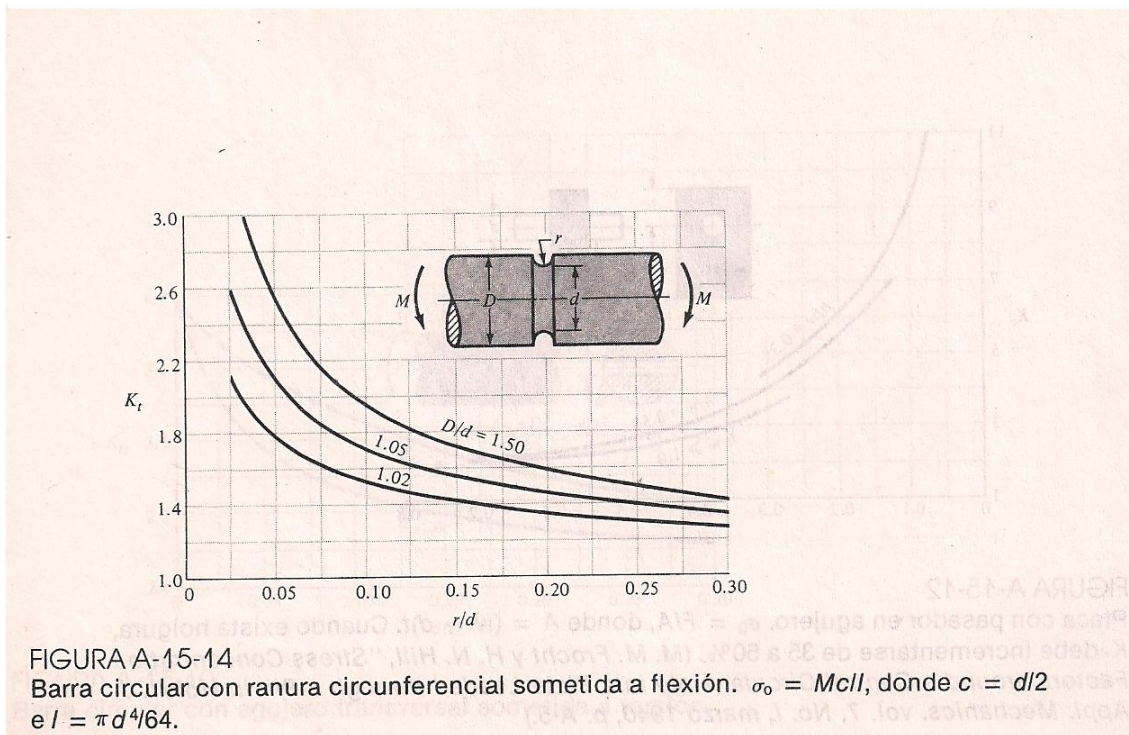


ANEXO B2

Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

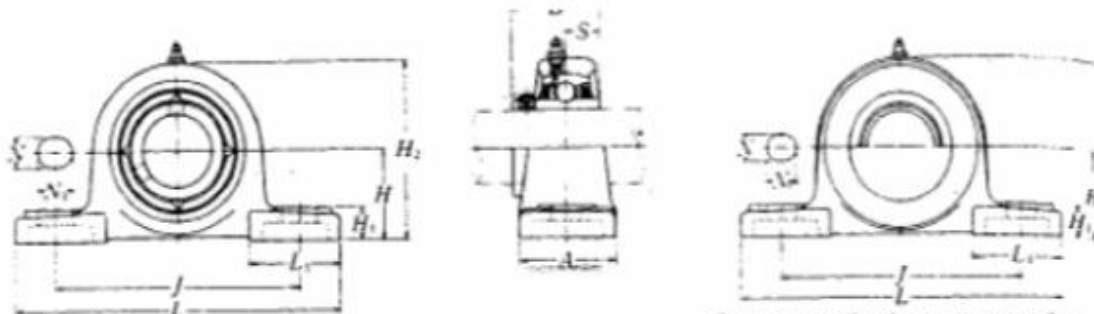


ANEXO B3



ANEXO C

CARACTERÍSTICAS DE SOPORTES CON RODAMIENTOS TIPO Y



Tipo, con guardapolvo acero prensado.
Extremo abierto: S-UCP--D1
Extremo cerrado: SM-UCP--D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del eje mm pulg.	Número del rodamiento
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 1/2	UCP201D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC201D1 UC201-008D1
		1 1/8	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	3/8	2 1/8	1 7/32	1.2205	0.500		
15 5/8 3/8	UCP202D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
		1 1/8	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	3/8	2 1/8	1 7/32	1.2205	0.500		
17 1 1/8	UCP203D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC203D1 UC203-011D1
		1 1/8	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	3/8	2 1/8	1 7/32	1.2205	0.500		
20 3/4	UCP204D1	33.3	127	95	38	13	16	14	65	42	31	12.7	M10	UC204D1 UC204-012D1
		1 3/8	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	3/8	2 5/16	1 7/32	1.2205	0.500		
25 1 1/8 3/8 1 3/8 < 1	UCP205D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34	14.3	M10	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
		1 3/8	5 1/2	4 1/8	1 1/2	1/2	5/8	1 1/32	2 25/32	1 7/32	1.3386	0.563		
30 1 1/8 1 1/8 1 3/8 1 1/4	UCP206D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
		1 7/8	6 1/2	4 3/4	1 3/8	7/32	5/32	7/32	3 1/32	2 1/8	1.5000	0.626		
35 1 1/4 1 3/8 1 3/8 1 1/2	UCP207D1	47.6	167	127	48	17	20	18	93	54	42.9	17.5	M14	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
		1 7/8	6 5/8	5	1 3/8	7/32	5/32	7/32	3 7/32	2 1/8	1.6890	0.689		
40 1 1/2 1 3/8	UCP208D1	49.2	184	137	54	17	20	18	98	52	49.2	19	M14	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
		1 7/8	7 1/4	5 1/32	2 1/8	7/32	5/32	7/32	3 7/32	2 1/16	1.9370	0.748		
45 1 3/8 1 1/2 1 3/4	UCP209D1	54	190	146	54	17	20	20	106	60	49.2	19	M14	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1
		2 1/8	7 5/32	5 3/4	2 1/8	7/32	5/32	5/32	4 1/8	2 3/8	1.9370	0.748		

1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, referirse a la página 23 para el tamaño de la grasa.

ANEXO D

COEFICIENTES K DEL ACOPLÉ SEMIFLEXIBLE

Maquina Motriz K₁

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 centrífugo ...
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 •Hornos 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 mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Frecuencia de Arranque K₂

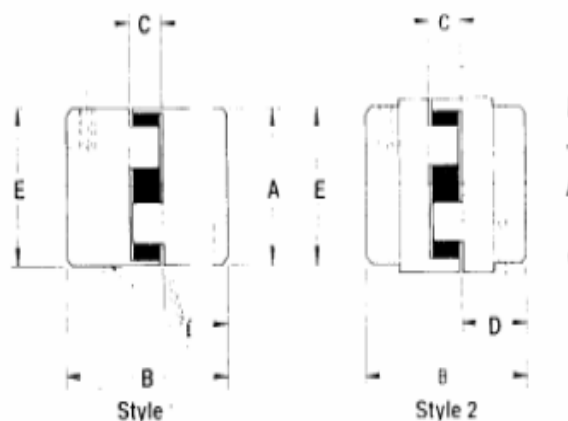
Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro K ₁	1	10	30	60	120
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Horas de Funcionamiento Diario K₃

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

Dimensional Data L Type

The Lovejoy elastomeric jaw type flexible couplings do not require lubrication and are the industry standard. They offer ease of assembly or disassembly; permit visual inspection of wear members (cushion types are easily inspected and can be removed quickly without disturbing the driving or driven units), and there is no wear on the metal jaws since the load is transmitted through the cushion (spider). These Lovejoy couplings are designed to perform even if the elastomeric member should fail!



Type L

Technical Selection Data: Misalignment at 1750 RPM

Model	Torque Range (In.-Lb.)	Misalignment Capability		Standard Materials
		Max. Angular Offset Degrees	Max. Parallel Offset Inches	
L	Up to 4,600	1°	.015	Sintered Iron and Cast Iron
C	Up to 18,900	1°	.015	Cast Iron and Ductile Iron
H	Up to 119,700	1°	.015	Ductile Iron

Note: Maximum recommended angular and parallel misalignment is dependent on speed and torque. For applications with greater misalignment requirements we suggest you contact Lovejoy for recommendations. See page 8 for optional materials data.



Type L

L Type Technical Selection Chart

Coupling No.	Rated Torque In.-Lbs		HP/100 RPM		Horsepower Capacity @ Varying Speed (RPM) with Rubber Spider				Max. Bore	Max. Speed x 1000 RPM	Coupling Number
	Rubber	Hytrel	Rubber	Hytrel	300	1200	1800	3600			
L-035	3.5	NA	.0056	NA	.016	.066	.10	.20	3/8	31.0	L-035
L-050	26.3	50	.041	.08	.125	.50	.75	1.5	5/8	18.0	L-050
L-070	43.2	114	.07	.18	.21	.84	1.2	2.4	3/4	14.0	L-070
L-075	96	227	.14	.36	.42	1.68	2.5	5.0	7/8	11.0	L-075
L-090	144	401	.23	.62	.66	2.76	4.0	8.0	1	9.0	L-090
L-095	194	561	.30	.9	.9	3.6	5.4	10.8	1 1/8	9.0	L-095
L-099	318	792	.50	1.25	1.5	6.0	9.0	18	1 3/16	7.0	L-099
L-100	417	1134	.66	1.80	2.0	8.0	11.9	23.8	1 3/8	7.0	L-100
L-110	792	2268	1.25	3.60	3.7	15	22	44	1 7/8	5.0	L-110
L-150	1240	3708	2.0	5.88	6.0	24	36	72	1 7/8	5.0	L-150
L-190	1728	4680	2.7	7.43	8	32	48	96	2 1/8	5.0	L-190
L-225	2340	6228	3.7	10.0	11	44	67	134	2 3/8	4.2	L-225
L-276	4716	NA	7.5	NA	22.5	90	135	270	2 3/4	4.2	L-276

NOTE: All ratings in the Technical Selection Charts are based on a service factor of 1.0. If a higher factor is needed, please refer to Page 20, Step 2 of Coupling section, or see chart on page 126 for service factors.



vice
ical

L Type Flexible Couplings Dimensional Data

Coupling Number	Style No.	Bore		Dimensions in Inches					Approx. W. Pounds		Moment of Inertia WR ² (Solid)
		Min.	Max.	Outside Diameter A	Overall Length B	Distance Between Flanges C	Length Thru Bore D	Hub Diameter E	Solid	Max. E	
L-035	1	1/8	3/8	3/8	1 1/16	9/32	1 1/16	3/8	.1	.1	.003
L-050	1	1/4	5/8	1 1/16	1 3/16	1 1/32	3/8	1 1/16	.3	.2	.054
L-070	1	1/4	3/4	1 23/64	2	1/2	3/4	1 23/64	.6	.4	.115
L-075	1	1/4	7/8	1 3/4	2 1/8	1/2	1 3/4	1 3/4	1.0	.8	.388
L-090	1	1/4	1	2 1/8	2 1/8	1/2	1 3/8	2 1/8	1.5	1.2	.772
L-095	1	3/16	1 1/8	2 1/8	2 1/8	1/2	1	2 1/8	1.8	1.3	.890
L-099	1	3/16	1 1/16	2 1/32	2 1/8	3/4	1 1/16	2 1/32	2.5	2.0	2.048
L-100	1	3/16	1 3/8	2 1/32	3 1/2	3/4	1 3/8	2 1/32	3.5	2.5	2.783
L-110	1	3/8	1 3/4	3 1/16	4 1/4	3/8	1 1/16	3 1/16	6.6	5.0	8.993
L-150	1	3/8	2 1/4	3 3/4	4 1/2	1	1 3/4	3 3/4	9.1	7.0	11.477
L-190	2	3/4	2 1/2	4 1/2	4 1/2	1	1 1/16	4	17.0	13.0	39.256
L-225	2	3/4	2 3/4	5	5 1/2	1	2 1/16	4 1/4	23.0	18.0	65.003
L-276	2	3/8	2 1/2	6 3/16	7 1/8	1 1/8	3 1/8	5	47.0	36.0	188.000

ANEXO E

Dimensiones en pulgadas para algunas aplicaciones de chavetas rectangulares y cuadradas de tipo estándar*

DIÁMETRO DE EJE MÁS DE HASTA (INCL.)		TAMAÑO DE CHAVEJA w h		PROFUNDIDAD DE CHAVETERO
3/16	1/2	3/32	3/32	3/64
7/16	1/2	1/8	3/32	3/64
1/8	3/8	1/8	1/8	1/16
9/16	3/4	3/16	1/8	1/16
1/2	1 1/4	1/4	3/16	3/32
1 1/4	1 1/2	5/16	1/4	1/8
1 1/2	1 3/4	3/8	1/4	1/8
1 3/4	2 1/4	1/2	3/8	3/16
2 1/4	2 1/2	3/4	1/2	1/4
2 3/4	3 1/4	1	1/2	1/4

ANEXO F

3. Emplee la figura 5-8 para estimar la resistencia a la fatiga modificada s_n .
4. Aplique un factor de material C_m de la siguiente lista.

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$
5. Aplique un factor de tipo de esfuerzo: $C_{st} = 1.0$ para el esfuerzo flexionante, $C_{st} = 0.7$ para la tensión axial.
6. Aplique un factor de confiabilidad C_R de la tabla 5-1.
7. Aplique un factor de tamaño C_s , mediante la figura 5-9 y la tabla 5-2, como guías.
8. Calcule la resistencia a la fatiga estimada real s'_n , con

$$s'_n = s_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (5)$$

ANEXO F1

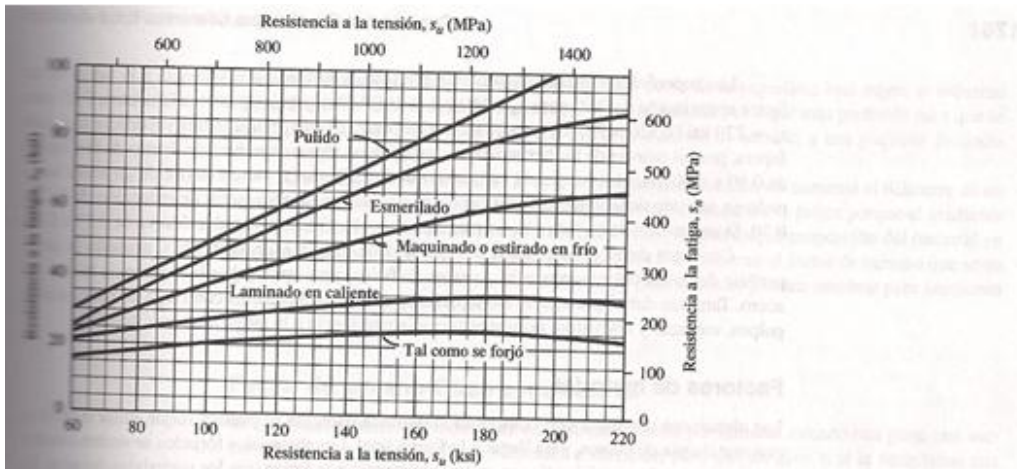


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga s_f en función de la resistencia a la tensión, s_u , para acero forjado con varias condiciones de superficie

TABLA 5-1 Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

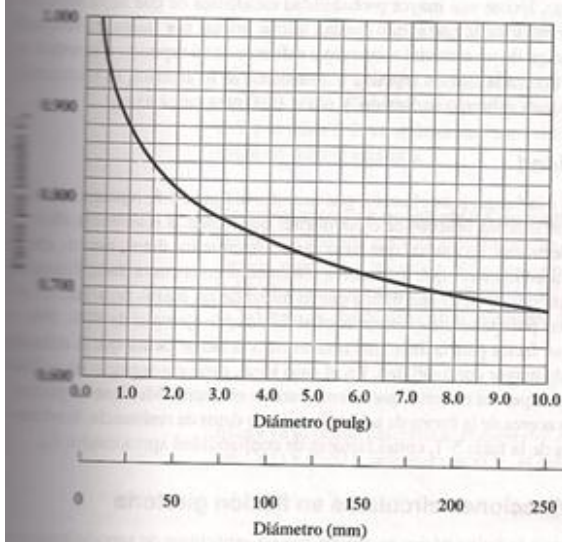
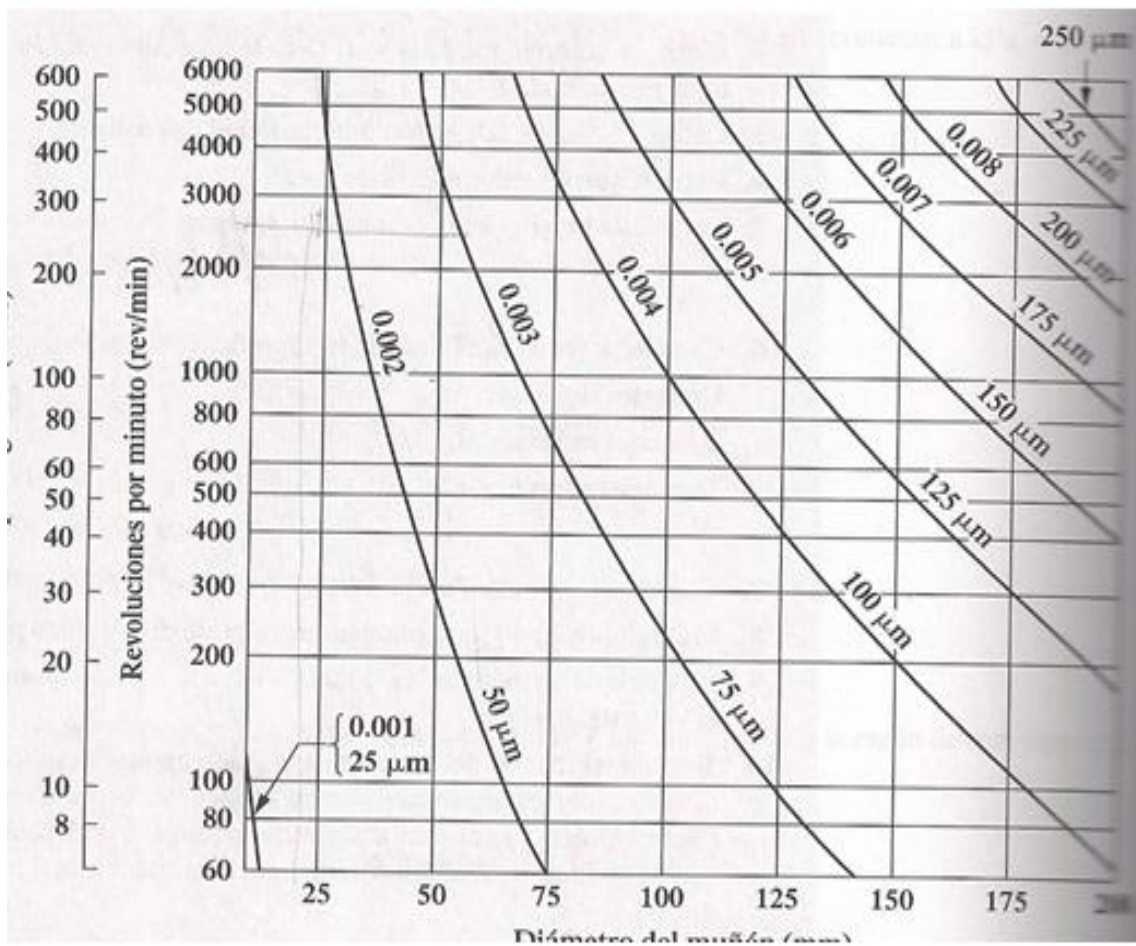


TABLA 5-2 Factores de tamaño

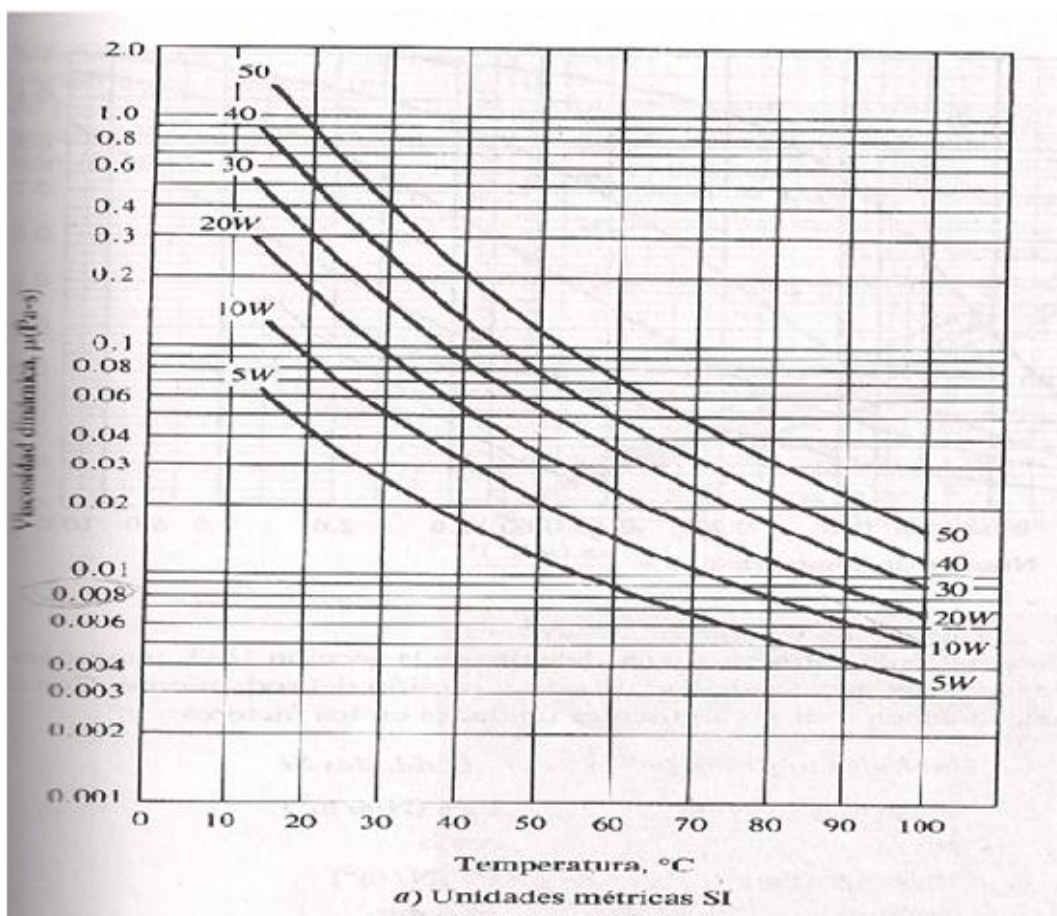
Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

FIGURA 5-9 Factor por tamaño

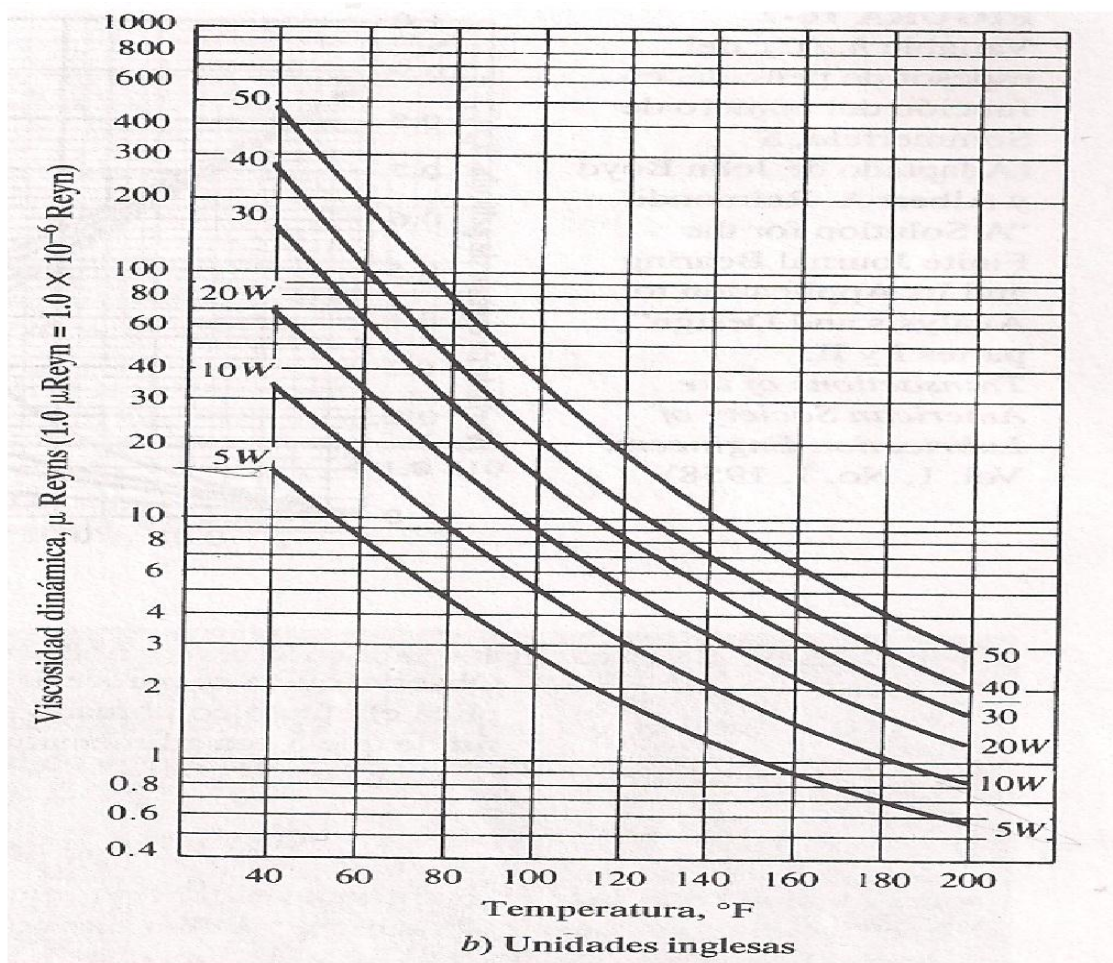
ANEXO G



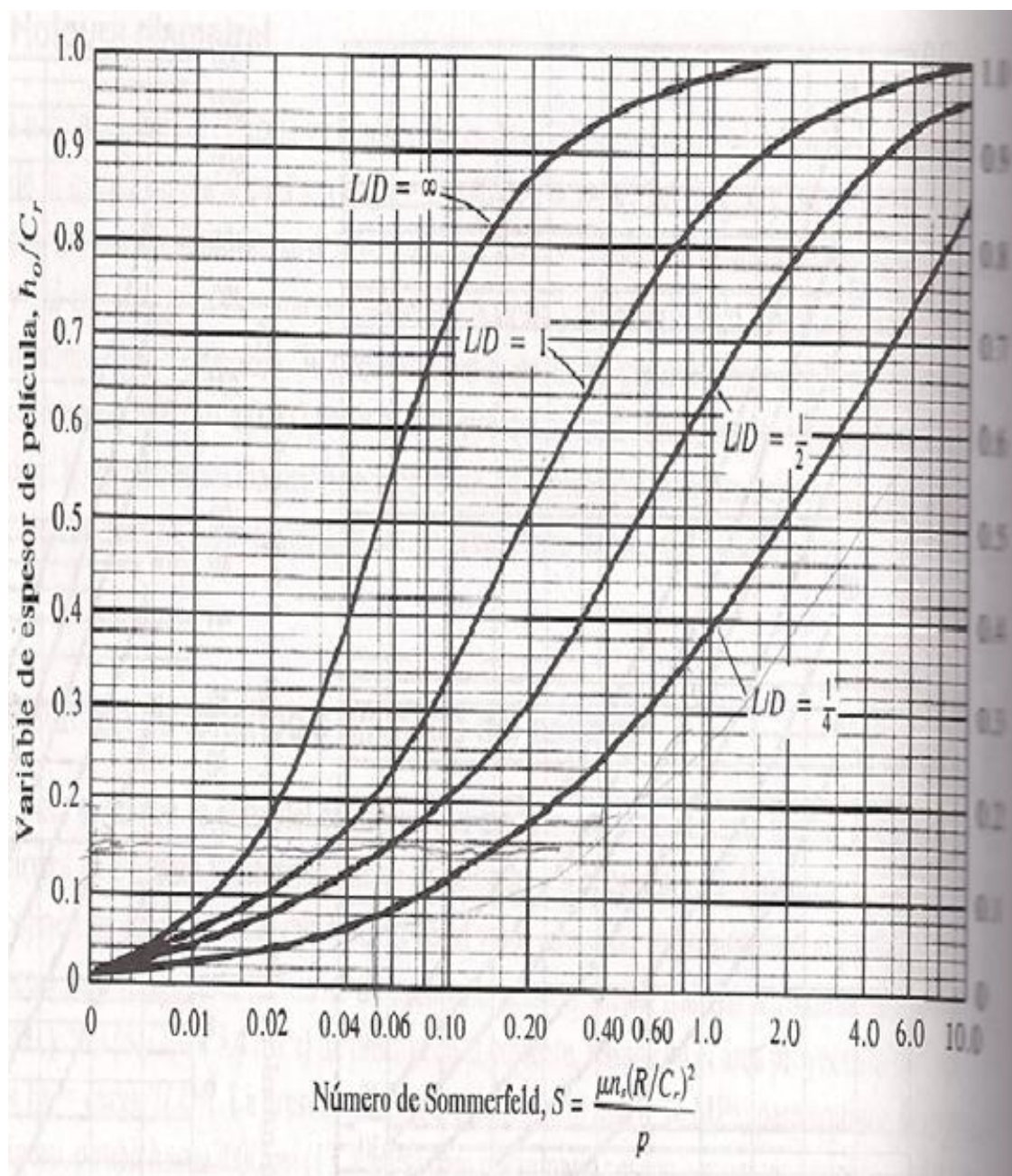
ANEXO G1



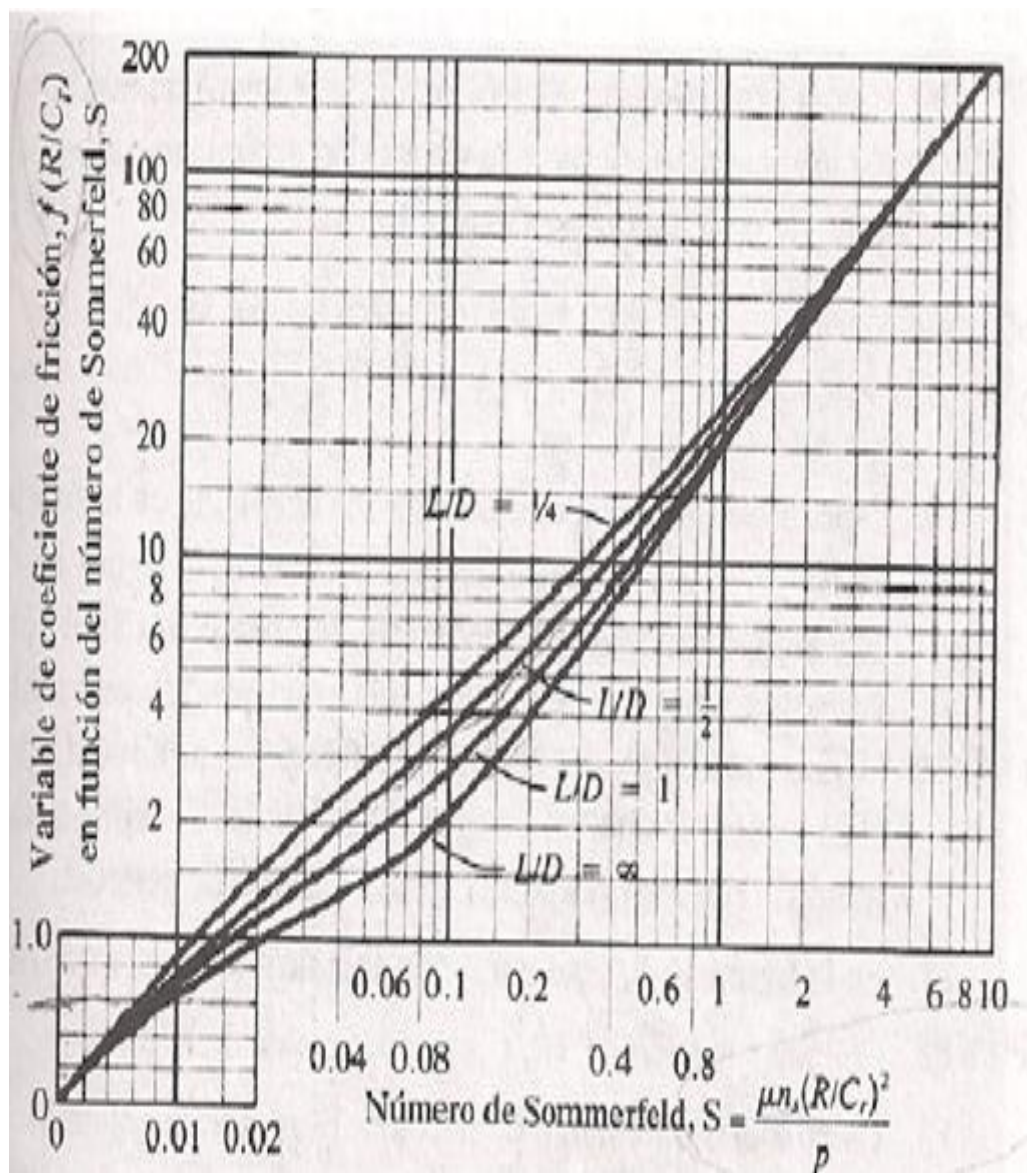
ANEXO G2



ANEXO G3



ANEXO G4



ANEXO H

Designación del material Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

ANEXO I

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

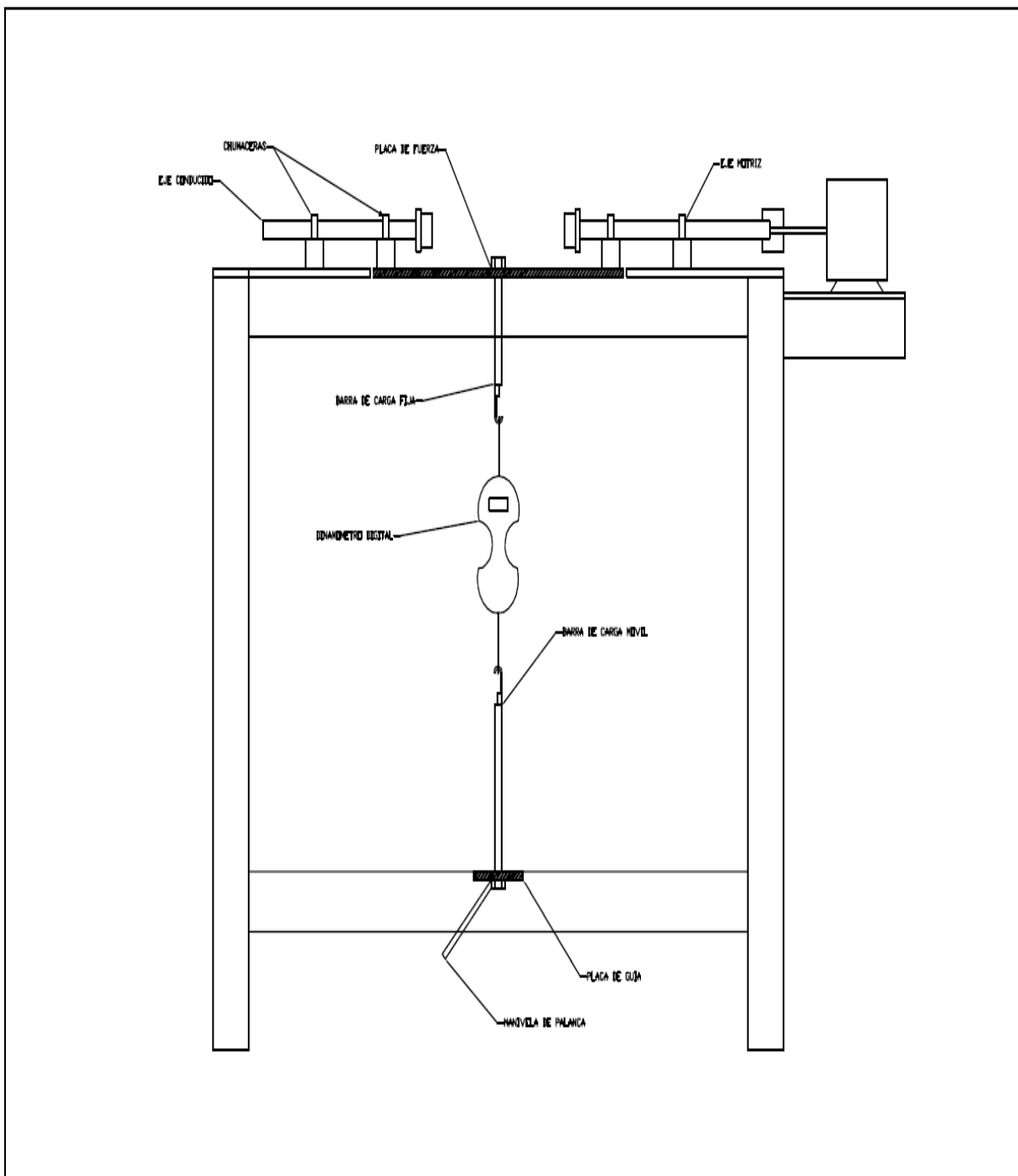
6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1018

ANEXO J





ANEXO K

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO PARA LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA

Es importante que el usuario de la máquina tenga un conocimiento general de la operación y mantenimiento de la misma.

MANUAL DE OPERACIÓN

1. Encender y verificar el correcto funcionamiento del dinamómetro digital, para lo cual es necesario dejar en equilibrio a las barras de carga fija y móvil.
2. Revisar las conexiones eléctricas de la máquina, así se evitará tomar valores incorrectos por el sensor optoacoplador y que el funcionamiento del sistema de control este en perfectas condiciones para el funcionamiento.
3. Inspeccionar el estado de los elementos mecánicos (chumaceras, acople semiflexible, mandriles, ejes de transmisión motriz y conducido).
4. Poner la probeta de ensayo en los mandriles, estos nos permitirán sujetar correctamente a la probeta en el momento de realizar la práctica.
5. Colocar la carga calculada, tomando en cuenta el valor 8.12 [kg], que corresponde al peso de la placa de fuerza, barras de carga fija y móvil. Este valor será restado de la carga calculada teóricamente para lo cual se utilizará el dinámometro digital que nos proporciona valores más precisos.
6. Encender la máquina a través del sistema de control con el botón de arranque.
7. Al momento de encender la máquina registrar los valores de tiempo de duración del ensayo.
8. Tomar los valores de número de ciclos reales y el tiempo de duración real del ensayo de fatiga cuando se fractura la pieza.
9. Retirar la carga colocada en el dinámometro digital
10. En caso de ser necesario un paro de emergencia pulsar el botón reset.



ANEXO L

MANUAL DE MANTENIMIENTO

El objetivo principal cuando se realiza un mantenimiento a la máquina es lograr que la misma no presente fallas, ni paros que produzcan valores equivocados al momento de realizar el ensayo.

El tipo de mantenimiento a utilizar en la máquina de fatiga es del tipo preventivo, donde las inspecciones de los componentes serán periódicas.

Los pasos a seguir para realizar un adecuado mantenimiento a la máquina son los siguientes:

1. Lubricar periódicamente a los rodamientos en las chumaceras, el lubricante debe ser de alta viscosidad.
2. Inspeccionar que los pernos tengan un buen ajuste en los elementos mecánicos (chumaceras, placas).
3. Verificar que el acople semiflexible transmita el movimiento del motor al eje motriz a través de su chaveta y prisioneros (correctamente ajustados).
4. Revisar que el dinamómetro digital este en perfecto funcionamiento.
5. Verificar las conexiones eléctricas de los circuitos electrónicos.
6. Realizar la limpieza de la máquina cada vez que se termine de usar.