



Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Mecánica

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA REALIZAR
ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN PARA LOS DIFERENTES
ACEROS

TRABAJO DE GRADUACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ.

AUTORES:

JHON STALIN CÓRDOVA ALVARRACÍN

HERMAN PATRICIO LOAYZA HIDALGO

DIRECTOR:

ING. HERNÁN VITERI CERDA.

Cuenca, Ecuador

2010

DEDICATORIA

Primeramente quiero agradecer y dedicar este logro a Dios, por permitirme llegar hasta éste momento tan importante de mi vida, por brindarme sabiduría y guiarme por el camino del bien.

A mis apreciados padres Luis Alfredo Córdova Salcedo y Manuela María Alvarracín Serrano, por ser el pilar fundamental en mis estudios, ya que con su apoyo incondicional, tenacidad e incansable lucha me ayudaron a superar todas las adversidades que se presentaron en la vida, para lograr ser un profesional.

A mis hermanas Mary y María, que me brindaron su apoyo para culminar esta tesis desinteresadamente.

A mi esposa Tatiana Cueva, quien me brinda día a día todo su amor, confianza, y comprensión.

A todos mis demás familiares y amigos por el ánimo, confianza y apoyo en todo momento.

Gracias a todos por formar parte de mi vida y apoyar este sueño.

Con todo cariño Stalin.

DEDICATORIA

Con profunda emoción por el sueño alcanzado, dedico este trabajo a mis queridos padres Herman y Josefina, por el apoyo incondicional que me dieron con profundo amor y respeto Patricio.

AGRADECIMIENTO

Nuestro sincero agradecimiento a la noble institución forjadora de hombres y mentes para el engrandecimiento de nuestra patria “Universidad del Azuay”. A toda la planta docente que, incondicionalmente nos facilitaron los diversos aprendizajes con sus sabias y amables enseñanzas, de manera especial al Sr. Ing. Hernán Viteri director del proyecto, por la eficiente orientación para llegar a feliz culminación del mismo.

RESUMEN

Esta tesis se basa en el diseño y la implementación de un Banco de Pruebas para realizar ensayos de fatiga rotacional en diferentes tipos de aceros utilizados en nuestro medio (Máquina R.R. Moore).

El proyecto se divide en tres partes principales: diseño, aplicación y los resultados de las pruebas. Los capítulos 3 y 4 incluyen el diseño del equipo y detalles de su construcción. También se documentan los resultados de las pruebas al final del capítulo 4.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos el proyecto puede ser considerado exitoso porque todos los materiales probados respondieron de la manera esperada dentro de un margen de error aceptable.

ABSTRACT

This thesis is based on design and implementation of a testing bank to rotational flexion fatigue test for different steels used in our media (Machine R.R. Moore).

The project is divided in to three main parts: desing implementation and results testing. Chapter 3 and 4 includes desing and construction details. Also test results are documented at the end of chapter 4.

As a result of final analysis the project can be considered successful because all material tested gave the expected response within acceptable error range.

ÌNDICE DE CONTENIDOS

	Págs.
Dedicatoria.....	ii
Agradecimientos.....	iv
Resumen.....	v
Abstract.....	vi
Índice de Contenidos.....	vii
Índice de ilustraciones y tablas.....	x
Índice de Anexos.....	xii

INTRODUCCIÓN.....	1
--------------------------	----------

CAPÍTULO I: FATIGA DE LOS METALES.

1.1. Fatiga.....	3
1.1.1. Fases del fallo por fatiga.....	3
1.1.1.1. Fase 1 (Iniciación).....	3
1.1.1.2. Fase 2 (Propagación).....	4
1.1.1.3. Fase 3 (Rotura).....	4
1.2. Teorías de fatiga.....	4
1.2.1. Teoría clásica o teoría de alto número de ciclo	4
1.2.2. Fatiga de bajo número de ciclos.....	5
1.2.3. Mecánica lineal de la fractura.....	6
1.3. Aspectos estructurales de la fatiga.....	6
1.4. Relaciones esfuerzo-vida.....	8
1.5. Límite de resistencia a la fatiga.....	12
1.6. Resistencia a la fatiga.....	14
1.7. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	16
1.7.1. Factor de superficie K_a	17
1.7.2. Factor de tamaño K_b	18

1.7.3. Factor de carga K_c	18
1.7.4. Factor de temperatura K_d	18
1.7.5. Factor de efectos diversos K_e	19
1.7.6. Factor de concentración de esfuerzos K_f	19
1.8. Esfuerzos fluctuantes.....	20
1.9. Selección del tamaño del rodamiento utilizando la fórmula de vida.....	21
1.9.1. Fórmula de la vida nominal.....	21

CAPÍTULO II: ANÁLISIS DE ALTERNATIVA

2.1. Tipos de máquinas para ensayos de fatiga para flexión rotativa.....	23
2.1.1. Máquina Amsler.....	23
2.1.2. Máquina Schenck.....	25
2.1.3. Máquina R.R Moore.....	27
2.2. Selección de la máquina.....	29
2.3. Probetas para flexión rotativa.....	29
2.3.1. Preparación de las probetas.....	31
2.4. Sistema de articulación.....	31
2.4.1. Acoplamientos flexibles.....	32
2.5. Sistema de sujeción de la probeta.....	33

CAPÍTULO III: DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ENSAYO.

3.1. Bosquejo general.....	34
3.2. Dimensionamiento.....	35
3.3. Apoyos.....	35
3.4. Bancada.....	36
3.5. Mesa.....	37
3.6. Elementos de soporte del tornillo portacarga.....	37
3.7. Elemento de soporte de la manilla portacarga.....	38
3.8. Elementos de soportes de los apoyos.....	38

3.9. Determinación de la carga de diseño.....	39
3.9.1. Resistencia última promedio del acero plata.....	39
3.9.2. Cálculo del límite de la resistencia a la fatiga.....	39
3.9.2.1. Cálculo del factor de superficie K_a	39
3.9.2.2. Cálculo del factor de tamaño K_b	40
3.9.2.3. Cálculo del factor de carga K_c	40
3.9.2.4. Cálculo del factor de temperatura K_d	40
3.9.2.5. Cálculo del factor de efectos diversos K_e	40
3.9.2.6. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa S'_e	41
3.9.3. Cálculo del esfuerzo máximo.....	42
3.10. Cálculo de la deformación de la viga.....	44
3.11. Cálculo de la potencia del motor.....	45
3.12. Cálculo del diámetro del eje.....	46
3.13. Selección de rodamientos.....	48

CAPÍTULO IV: EXPERIMENTACIÓN Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Experimentación.....	50
4.2. Procedimiento de ensayo.....	50
4.3. Cálculo de ciclos de rotura.....	52
4.3.1. Cálculo del error porcentual para el acero plata.....	55
4.3.2 Cálculo del error porcentual para el acero transmisión.....	57
4.3.3 Cálculo del error porcentual para el acero bonificado.....	60

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	61
--	-----------

BIBLIOGRAFÍA.....	62
--------------------------	-----------

ANEXOS.....	65
--------------------	-----------

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES Y TABLAS

	págs.
Figura 1-1. Zonas de Falla de fatiga (a) sollicitación variable suave (b) sollicitación variable intensa.....	7
Figura 1-2. Roturas en ejes bajo flexión rotativa.....	7
Figura 1-3. Rotura de perno de biela (a) perfil del perno (b) sección del perno.....	8
Figura 1-4. Probeta estándar para ensayos de Flexión (para la Máquina R.R. Moore)....	9
Figura 1-5. Máquina de Ensayo.....	10
Figura 1-6. Diagrama S-N para un acero.....	12
Figura 1-7. Relaciones de resistencia a la fatiga respecto a la resistencia estática a la rotura.....	13
Tabla 1-1: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	17
Figura 2-1. Esquema de la máquina Amsler para el ensayo de flexión rotativa.....	24
Figura 2-2. Esquema de la máquina Schenck para el ensayo de flexión rotativa.....	26
Figura 2-3. Esquema de la máquina R .R Moore.....	28
Figura 2-4. Probeta doble Amsler.....	29
Figura 2-5. Probeta sencilla Amsler.....	30
Figura 2-6. Probeta Schenck.....	30
Figura 2-7. Probeta R.R. Moore.....	31
Figura 2-8. Acople flexible K.....	32
Figura 3-1. Máquina de fatiga para flexión rotativa.....	34
Figura 3-2. Esquema general.....	35
Figura 3-3. Apoyos.....	36
Figura 3-4. Bancada.....	36
Figura 3-5. Mesa.....	37
Figura 3-6. Elemento de soporte del tornillo porta carga.....	37
Figura 3-7. Elemento de soporte de la manilla porta carga.....	38
Figura 3-8. Elemento de soporte de los apoyos.....	38
Tabla. 3-1. Resistencia última del acero plata.....	39
Figura 3-9. Diagrama de cargas y distancias.....	42
Tabla. 3-2. Factores de servicio AISC.....	44

Figura 3-10. Diagrama de la viga.....	44
Figura 4-1. Probeta a ensayar.....	50
Tabla 4-1. Resultados de los ensayos.....	51
Figura 4-2. Superficies de probetas fracturadas por fatiga.....	52
Tabla 4-2. Valores de f según la resistencia última del material.....	54
Tabla. 4-3. Error porcentual del acero plata.....	55
Tabla. 4-4. Error porcentual del acero transmisión.....	58
Tabla. 4-5. Error porcentual del acero bonificado.....	60

ÍNDICE DE ANEXOS

	págs.
ANEXO 1. Norma ASTM E 606_04.....	66
ANEXO 2. Acople Flexible Tipo K.....	68
ANEXO 3. Resultados de Ensayos Destructivos.....	71
ANEXO 4. Especificaciones del Motor.....	73
ANEXO 5. Especificaciones del Variador de Velocidad.....	80
ANEXO 6. Circuito Eléctrico Tacómetro Digital.....	88
ANEXO 7. Factores que Influyen en los Esfuerzos de los Materiales.....	89
ANEXO 8. Planos de la Máquina.....	101

Córdova Alvarracín Jhon Stalin

Loayza Hidalgo Herman Patricio

Trabajo de Graduación

Ing. Hernán Arturo Viteri Cerda

Diciembre 2010

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN PARA LOS DIFERENTES ACEROS

INTRODUCCIÓN

Con mucha frecuencia se determina que los elementos de máquinas han fallado y fallan por efectos de esfuerzos reiterados o fluctuantes, para localizar esas falencias a través de un análisis exhaustivo, se determinó que los esfuerzos máximos reales estuvieron debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso debajo del límite elástico, pudiendo establecer que la característica más notable de esas fallas está en la repetición de los esfuerzos un considerable número de veces.

En el capítulo I se hace referencia al marco teórico conceptual de lo que es la falla por fatiga, las fases, las diferentes teorías y los aspectos de la forma que se presentan la fatiga en piezas o elementos mecánicos, implementando datos y ecuaciones básicas.

En el capítulo II se realiza una descripción de los diferentes tipos de máquinas para este tipo de ensayo, comparando ventajas y desventajas, que presentan cada una de ellas, lo que ha permitido elegir a la máquina R.R. Moore, como la más adecuada para la realización de este proyecto.

En el capítulo III una vez determinado la factibilidad de la máquina R.R. Moore y realizados los ensayos destructivos en probetas de acero para obtener las propiedades mecánicas del material, se pasó a establecer lo correspondiente a la carga y potencia para que la máquina funcione en condiciones correctas. Realizándose un proceso de diseño y selección de los elementos mecánicos según las teorías de la fatiga de materiales.

En el capítulo IV se realiza la experimentación y evaluación de resultados, realizando 10 ensayos para cada tipo de acero. Recopilando todos los datos necesarios se procedió al análisis de los mismos, los cuales presentan una diferencia considerable entre los valores experimentales y teóricos, lo que permitió establecer las conclusiones y recomendaciones las cuales están redactadas a la terminación de este capítulo.

CAPÍTULO I

FATIGA DE LOS METALES

1.1. Fatiga¹

En ingeniería y, en especial, en ciencia de materiales, la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas (fuerzas repetidas aplicadas sobre el material) se produce ante cargas inferiores a las cargas estáticas que producirían la rotura.

1.1.1. Fases del fallo por fatiga

Los fallos por fatiga se producen en tres fases:

1.1.1.1. Fase 1 (Iniciación)²

Una o más grietas se desarrollan en el material. Las grietas pueden aparecer en cualquier punto del material pero en general ocurren alrededor de alguna fuente de concentración de tensión y en la superficie exterior donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas. Las grietas pueden aparecer por muchas razones: imperfecciones en la estructura microscópica del material, rayaduras, arañazos, muescas y entallas causados por las herramientas de fabricación o medios de manipulación. En materiales frágiles el inicio de grieta puede producirse por defectos del material (poros e inclusiones) y discontinuidades geométricas.

1. COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España.

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

2. COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

1.1.1.2. Fase 2 (Propagación)³

Alguna o todas las grietas crecen por efecto de las cargas. Además, las grietas generalmente son finas y de difícil detección, aún cuando se encuentren próximas a producir la rotura de la pieza.

1.1.1.3. Fase 3 (Rotura)⁴

La pieza continúa deteriorándose por el crecimiento de la grieta quedando tan reducida la sección neta de la pieza que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista estático produciéndose la rotura por fatiga.

1.2. Teorías de fatiga⁵

Existen tres teorías que estudian la fatiga:

1.2.1 Teoría clásica o teoría de alto número de ciclos:

- Se emplea para elevado número de ciclos ($>10^3$)
- El fallo se considera la aparición de la grieta
- Existe un gran número de datos experimentales disponibles
- Curvas S-N: Realiza la estimación de vida a partir de la amplitud de tensiones. En este caso, se parte de un modelo de comportamiento elástico, del cual se extrae el conjunto de ciclos de tensión que se originan a partir de las series temporales de carga.

3. COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

4. COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

5. BADIOLA V. © 2004. Diseño de Máquinas I. España.

Disponible en: http://www.imem.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap4.pdf.

Posteriormente, mediante una serie de factores de concentración se aproxima el estado tensional a partir de la tensión en zonas situadas a niveles de carga inferiores al límite elástico.

1.2.2. Fatiga de bajo número de ciclos:

- Se emplea para bajo número de ciclos ($<10^3$)
- Se basa en el estudio de deformaciones en lugar de tensiones
- Curvas S-N: Se establece una formulación de vida a partir de la amplitud de deformaciones. Se modelizan así situaciones en las que la fluencia ocurre en posiciones críticas del componente. Se trata de zonas con concentración de tensiones o entallas, en las que la tensión local se sitúa por encima del límite de fluencia del material, a pesar de que el material de su entorno permanece en régimen elástico. Debido a dicho entorno elástico, la deformación de la zona situada un nivel de carga superior al de fluencia se ve restringida, lo que da lugar una deformación elastoplástica controlada en la zona de entalla. A su vez, estas entallas, debido a la elevada tensión que experimentan, sirven como puntos críticos para el crecimiento de grietas, con lo que el comportamiento frente al fenómeno de fatiga puede relacionarse con ensayos de deformación controlada sobre diferentes probetas.

La formulación en desplazamientos es apropiada para situaciones en las que predomina la deformación plástica, y en las que se puede obtener una estimación correcta del nivel de tensión alcanzado.

Es el caso de geometrías conocidas con niveles de tensión altos. Por el contrario, en casos en los que la tensión alcanzada no llega al límite elástico, o bien en aquellas situaciones en las que resulta difícil prever la tensión en la zona de concentración, como es el caso de las uniones soldadas, se utiliza la formulación en amplitud de tensiones, que no tiene en cuenta el efecto de la plasticidad.

En los casos en los que el nivel de carga es bajo el resultado se adecúa a los valores obtenidos en los ensayos.

Por otro lado, cuando se trata de estimar la vida en uniones o puntos de concentración de tensión, se parte de puntos cercanos, que trabajan con tensiones inferiores al límite elástico y por lo tanto verifican la hipótesis de obviar deformación plástica. De forma tal que a partir de factores de concentración de tensión para cargas cíclicas se obtiene la tensión que permite extraer la estimación de vida.

1.2.3. Mecánica lineal de la fractura:

- Se considera que la grieta está ya iniciada
- La vida se calcula como la propagación de la grieta hasta la rotura
- Corresponde al estado II de fatiga

1.3. Aspectos estructurales de la fatiga⁶

Las roturas por fatiga tienen dos zonas características. En la Figura 1-1 se muestran las diferentes zonas de la sección fallada. La (1) es la zona de rotura por fatiga neta, donde puede apreciarse un granulado liso y fino, casi aterciopelado al tacto. Por otro lado la (2) es la Zona de rotura súbita, es aquella parte de la sección resistente original que por ser menor que la sección necesaria a la carga nominal se rompe abruptamente, dejando una superficie de grano grueso y deforme con un cierto brillo en los aceros.

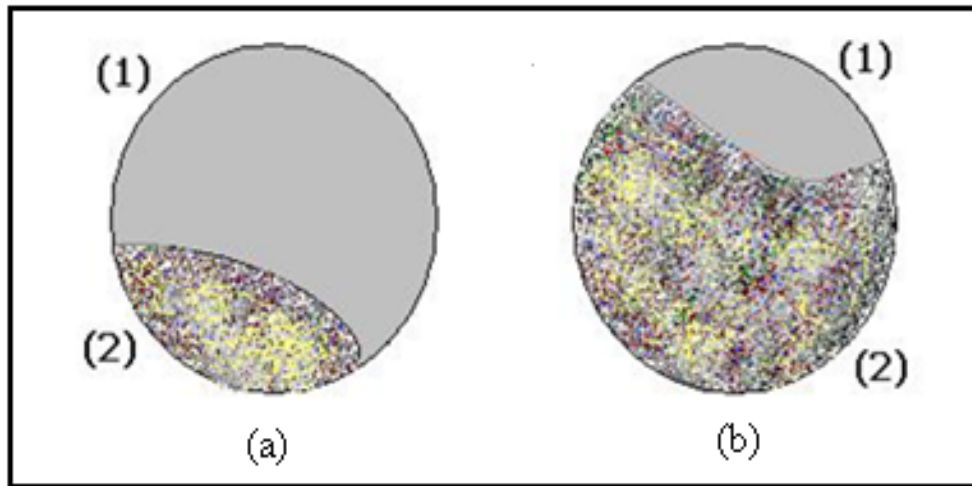
Sin embargo la sección (2) puede presentar dos sub-zonas, una característica y apariencia superficial más bien gruesa en comparación con la zona (1), luego la zona de falla final (normalmente pequeña) puede presentar un aspecto que da la idea de una fractura frágil o bien presentar un aspecto de ligero deslizamiento fibroso que sugiere una rotura dúctil.

6. PIOVAN Marcelo Tulio, Dr. Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

Disponible en: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

Así pues en la Figura 1-1 se muestran esquemáticamente dos aspectos típicos de la falla/rotura por fatiga por flexión rotativa.

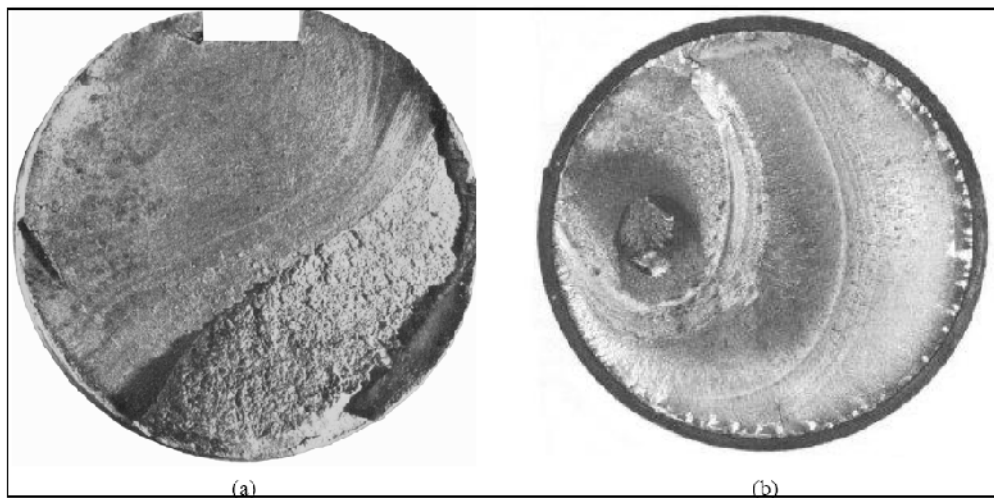
Fig.1-1. Zonas de Falla de fatiga (a) sollicitación variable suave (b) sollicitación variable intensa.



Fuente: PIOVAN Marcelo Tulio. Dr.Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

Disponible en: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

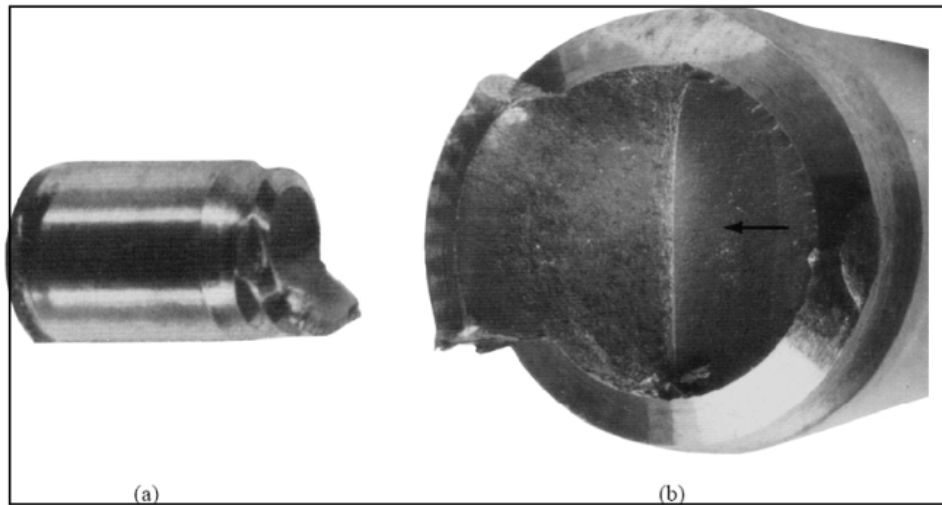
Fig. 1-2. Roturas en ejes bajo flexión rotativa.



Fuente: PIOVAN Marcelo Tulio. Dr.Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

Disponible en: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

Fig.1-3. Rotura de perno de biela (a) perfil del perno (b) sección del perno.



Fuente: PIOVAN Marcelo Tulio. Dr.Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

Disponible en: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

En las Figuras 1-2 se muestran dos fotografías de fracturas reales ocurridas en ejes de transmisión, con sus patrones de rotura fibrosos remarcados. En la Figura 1-3 se puede apreciar el patrón de rotura de un perno de una biela experimental. En la Figura 1-3a se muestra una mitad de la pieza y en la Figura 1-3b se muestran las zonas de rotura en la sección. La Figura 1-3, muestra pues la zona de rápido deslizamiento, entendiendo que la falla evoluciona en el sentido de la flecha, en tres secuencias, la primera con el típico aspecto grano cristalográfico fino, la segunda con aspecto más grueso y la final con patrones de deslizamiento.

1.4. Relaciones esfuerzo-vida⁷

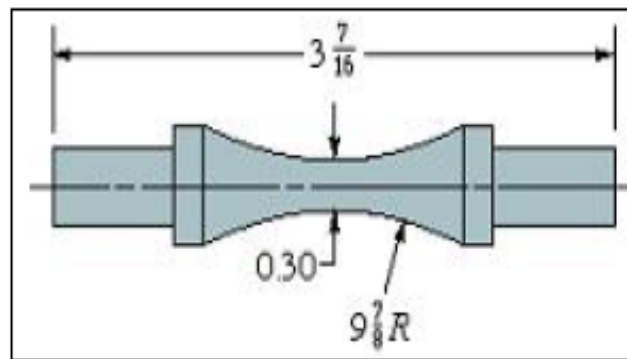
Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

7. SHIGLEY. Joseph E and MISCHKE. Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.371. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.

El dispositivo de ensayo a la fatiga que se emplea con más frecuencia es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R Moore (Figura 1-5). En esta máquina la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos.

La probeta, como la figura 1-4, se máquina y se pule con mucha meticulosidad, con un pulido final en una dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales.

Fig.1-4. Probeta estándar para ensayos de Flexión (para la Máquina R.R. Moore).

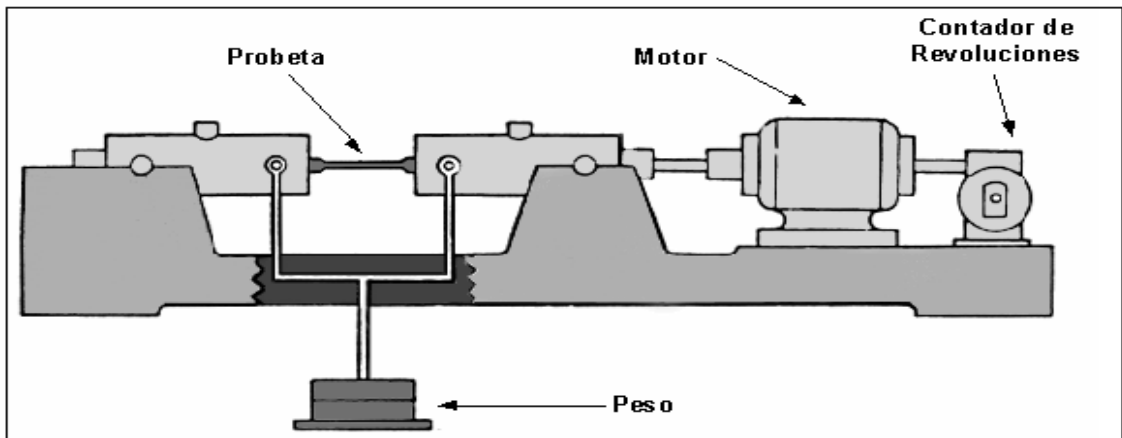


Fuente: BADIOLA V. © 2004. Diseño de Máquinas I. España.

Disponible en: http://www.imem.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap4.pdf.

Se dispone de otras máquinas de ensayo a la fatiga para aplicar esfuerzos fluctuantes o inversos, esfuerzos de torsión o esfuerzos combinados a las muestras de ensayo. 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. Para el ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga para que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el usado en el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican con un diagrama *S-N* (figura 1-6). La gráfica se hace en papel semilogarítmico o en papel log-log.

Fig.1-5. Máquina de Ensayo.



Fuente: COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

En el caso de materiales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzo durante un cierto número de ciclos. Al graficar en papel logarítmico, se acentúa la curvatura en la línea, la cual quizá no sea visible si los resultados se graficarán en coordenadas cartesianas.

La ordenada del diagrama $S-N$ se llama resistencia a la fatiga S_f ; un enunciado de otra resistencia siempre se debe acompañar por su correspondiente número de ciclos N . Pronto se verá que los diagramas $S-N$ se determinan para una probeta de ensayo o para un elemento mecánico real. Aun cuando el material de la muestra sea idéntico, habrá diferencias significativas entre los diagramas de los dos.

En el caso de los aceros, se presentan 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 en la gráfica se llama límite de resistencia a la fatiga S_e , o límite de fatiga. La gráfica de la figura 1-6 nunca se hace horizontal para metales no ferrosos y aleaciones; de aquí que estos materiales no presentan un límite de fatiga.

Se observa que un ciclo de esfuerzos ($N=1$) constituye una sola aplicación y una remoción de una carga y luego otra aplicación y remoción de la carga en la dirección opuesta. De esta manera, $N = \frac{1}{2}$ significa que la carga se aplica una vez y luego se quita, que es el caso de la prueba a la tensión simple.

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 bajo ciclaje, como se indica en la figura 1-6. Entonces la fatiga de alto ciclaje tiene que ver con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^3 ciclos.

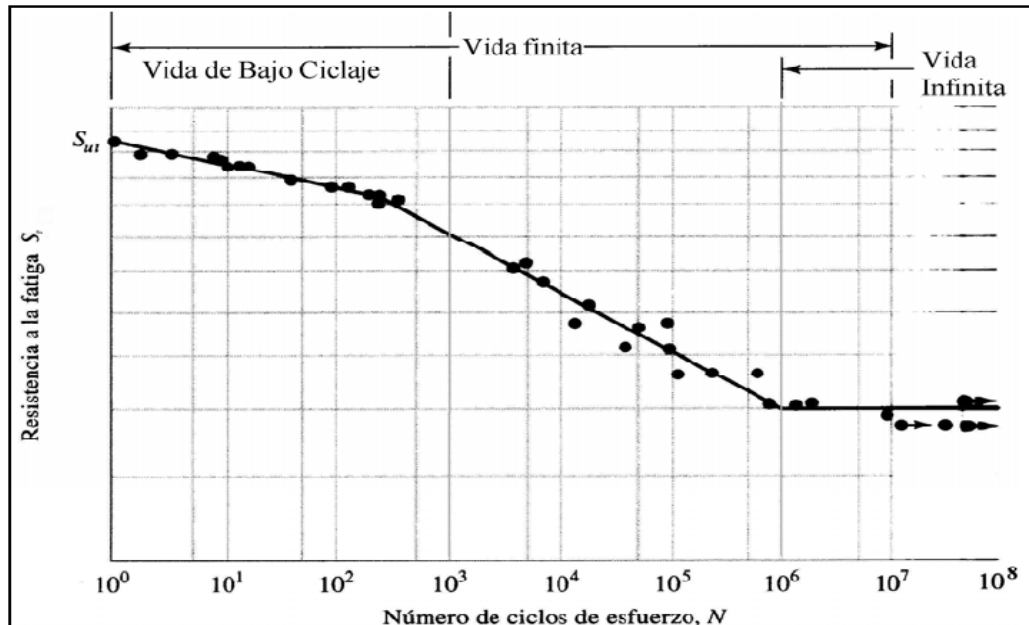
En la figura 1-6 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico; pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos para aceros, como se ilustra en la figura 1-6.

Como se hizo notar con anterioridad, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayos sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufacturar. Esto, de hecho, es un requisito, no una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga. Debido a esta necesidad de ensayos, realmente sería innecesario proceder más adelante en el estudio de la falla por fatiga, excepto por una razón importante: El deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga de manera que se pueda utilizar el método o los métodos más efectivos para mejorar la resistencia a la fatiga. De esta manera, nuestro propósito principal al estudiar la fatiga es entender por qué ocurren las fallas, de tal manera que podamos evitarlas de manera óptima. Por esta razón, los métodos analíticos de diseño que se presentan en este proyecto o en cualquier otro sobre el tema, no producen resultados precisos. Los resultados se deben tomar como una guía, como algo que indica lo que es importante y lo que no es al diseñar para evitar la falla por fatiga.

Los métodos de análisis de la falla por fatiga representan una combinación de ingeniería y ciencia. A menudo la ciencia no puede proporcionar las respuestas que son necesarias.

Sin embargo, aunque la ciencia no ha explicado por completo el mecanismo real de la fatiga, el ingeniero debe diseñar sin embargo, cosas que no fallen. En cierto sentido, éste es un ejemplo clásico del verdadero significado de la ingeniería en contraste con la ciencia.

Fig.1-6. Diagrama S-N para un acero.



Fuente: BADIOLA V. © 2004. Diseño de Máquinas I. España.

Disponible en: http://www.imem.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap4.pdf.

1.5. Límite de resistencia a la fatiga⁸

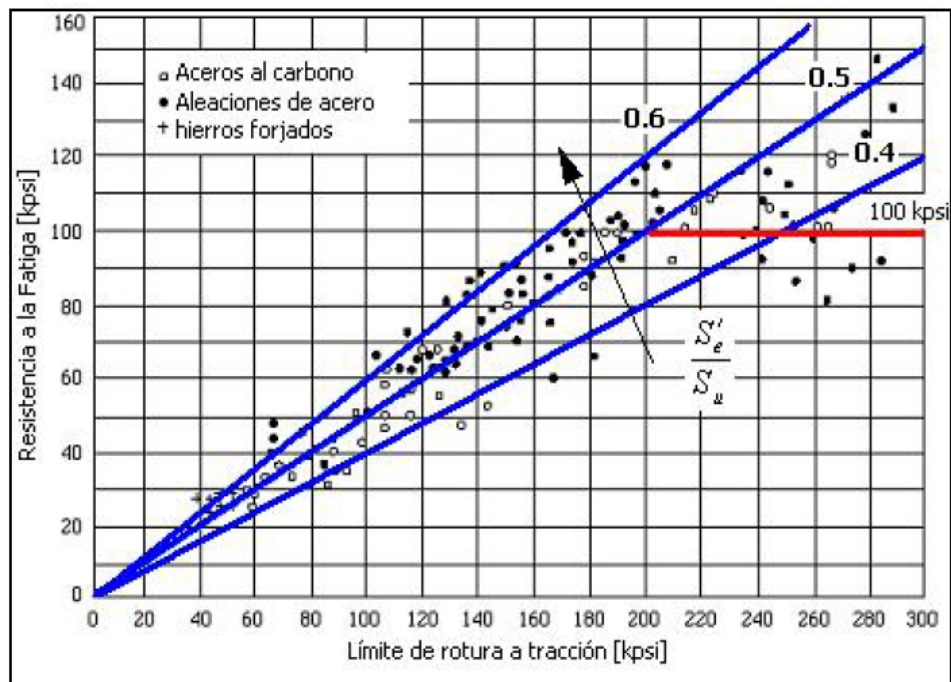
La determinación de los límites de la resistencia a la fatiga mediante ensayos a la fatiga, en la actualidad es una rutina, aunque resulta un procedimiento extenso. En general los ensayos de esfuerzo se prefieren a los ensayos de deformación para los límites de fatiga.

8. SHIGLEY, Joseph E and MISCHKE, Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.373. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

Para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de fatiga.

Existen grandes cantidades de datos de literatura técnica sobre los resultados de ensayos con viga rotativa y de ensayos de la tensión simple de probetas tomadas de la misma barra o lingote. Graficando estos datos, Como en la figura 1-7, se verá si hay alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados. La gráfica parece sugerir que el límite de fatiga varía desde aproximadamente 40 hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta casi 200kpsi (1400 MPa). Comenzando en alrededor de $S_{ut} = 200$ kpsi(1400 MPa), la dispersión parece incrementarse, pero la tendencia parece nivelarse, como se sugiere por la línea horizontal discontinua en $S'_e = 100$ kpsi(700 MPa).

Fig.1-7.Relaciones de resistencia a la fatiga respecto a la resistencia estática a la rotura.



Fuente: PIOVAN Marcelo Tulio. Dr.Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

Disponible en: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

Ahora bien, es importante observar que la dispersión del límite de resistencia a la fatiga no se debe a la dispersión en las resistencias a la tensión de la probeta, sino más bien a

que la dispersión ocurre aun cuando las resistencias a la tensión de un gran número de probetas permanecen exactamente iguales. Tenga esto en cuenta cuando elija factores de seguridad.

1.6. Resistencia a la fatiga⁹

Como se muestra en la figura 1-6, una región de fatiga de bajo ciclaje se extiende desde $N=1$ hasta casi 10^3 ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco menor que la resistencia a la tensión S_{ut} .

En la figura 1-6 se indica que el dominio de fatiga de alto ciclaje se extiende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que es aproximadamente de 10^6 a 10^7 ciclos. El propósito de esta sección es desarrollar métodos de aproximación del diagrama $S-N$ en la región de alto ciclaje, cuando la información sea tan escasa como los resultados de un ensayo a la tensión simple. La experiencia ha mostrado que los datos de fatiga de alto ciclaje se rectifican por medio de una transformación logarítmica para el esfuerzo y los ciclos a la falla. Los ingenieros trabajan con la ecuación Ec.1.1 de la siguiente manera:

$$(S_f)_{10^3 \text{ ciclos}} = \sigma'_F (2 \cdot 10^3)^b = f S_{ut} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Donde b es una constante y f es la fracción de S_{ut} representada por $(S_f)_{10^3 \text{ ciclos}}$ despejando para f da:

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b \quad \text{Ec. 2.1}$$

Ahora $\sigma'_F = \sigma_0 \epsilon^m$ y si no se conoce esta ecuación esfuerzo verdadero-deformación verdadero, se emplea la aproximación SAE para aceros:

9. SHIGLEY, Joseph E and MISCHKE, Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.377. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

$$\sigma_F = S_{ut} + 50 \text{ kpsi} \quad \text{o} \quad \sigma_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 3.1}$$

La ecuación es válida desde el número de ciclos 10^3 , hasta el número de ciclos del límite elástico N_e , aproximadamente $10^3 \leq N \leq N_e$.

En forma empírica, el ajuste común de la curva esta dado:

$$S_f = aN^b \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

S_f = resistencia a la fatiga.

N = ciclos a la falla.

Las constantes a y b se definen por medio de las siguientes ecuaciones:

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} \quad \text{Ec. 5.1}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Ec. 6.1}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga.

f = constante que varía con la resistencia última S_{ut} .

A menudo la fatiga de ciclo bajo se define (véase la figura 1-6) como la falla que ocurre en un intervalo de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos. En una gráfica log-log, como la de la figura 1-6, el lugar geométrico de la falla en este intervalo es casi lineal por debajo de los 10^3 ciclos. Una recta entre $10^3, f S_{ut}$ y $1, S_{ut}$ (transformada) es conservativa, y está dada por:

$$S_f \geq S_{ut} N^{\left(\frac{\log f}{3}\right)} \quad 1 \leq N \leq 10^3 \quad \text{Ec. 7.1}$$

1.7. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga¹⁰

Se ha visto que la probeta para el ensayo en máquina rotativa estilizada en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga, se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores obtenidos en el laboratorio. Algunas diferencias incluyen.

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión por frotamiento, condición superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, ludimento.

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión respecto a ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones substractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico de acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0.40 para la forma aditiva. Por lo tanto, una ecuación de Marín se escribe.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e \quad \text{Ec. 8.1}$$

Donde:

K_a = factor de modificación de la condición superficial (MPa).

K_b = factor de modificación de tamaño.

10. SHIGLEY. Joseph E and MISCHKE Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.379. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.

K_c = factor de modificación de carga.

K_d = factor de modificación de la temperatura.

K_e = factor de modificación de efectos varios.

S_e' = límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa (MPa).

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa).

1.7.1. Factor de superficie K_a ¹¹

La superficie de una probeta de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de partes de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada).

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. 9.1}$$

Tabla 1-1: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

$K_a = aS_{ut}^b LN(1, C)$			
Acabado superficial	a Kpsi-Mpa	b	Coefficiente de variación, c
Esmerilado	1.34-1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67-4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5-56.1	-0.719	0.110
Como sale de forja	39.8-271	-0.995	0.145

Fuente: SHIGLEY. Joseph E and MISCHKE. Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.

11. SHIGLEY. Joseph E and MISCHKE. Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.379. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.

1.7.2. Factor de tamaño K_b ¹²

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por tanto

$$K_b = 1 \quad \text{Ec. 10.1}$$

Los resultados para flexión y torsión se expresa como:

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d < 2\text{pulg} \\ 0.859 - 0.02125d & 2 < d \leq 10\text{pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 < d \leq 254\text{mm} \end{cases}$$

1.7.3. Factor de carga K_c ¹³

Cuando se realizan ensayos a la fatiga con carga de flexión rotativa, axial y torsional, los límites de la resistencia a la fatiga difieren.

Para flexión no hay efecto de carga, por tanto:

$$K_c = 1 \quad \text{Ec. 11.1}$$

1.7.4. Factor de temperatura K_d ¹⁴

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, tal vez reúna la fractura frágil, por lo que se necesita investigar primero.

12. SHIGLEY, Joseph E and MISCHKE, Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.380. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

13. SHIGLEY, Joseph E and MISCHKE, Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.382. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

14. SHIGLEY, Joseph E and MISCHKE, Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.384. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

Cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente, se debe investigar la fluencia primero porque la resistencia a la fluencia disminuye con rapidez con la temperatura. Si no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa, entonces se calcula con.

$$K_d = 1 \quad \text{Ec. 12.1}$$

1.7.5. Factor de efectos diversos K_e ¹⁵

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de resistencia a la fatiga o afectan de manera negativa. En general, si el esfuerzo residual en la superficie de la parte es de compresión, el límite de resistencia a la fatiga mejora. Las fallas de fatiga parecen ser de tensión, por tanto, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión también reducirá la posibilidad de falla por fatiga.

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ec. 13.1.}$$

1.7.6. Factor de concentración de esfuerzos K_f ¹⁶

Este factor debe emplearse cuando se diseñe un elemento para evitar falla por fatiga. Hay que recordar que este factor de esfuerzo no necesita emplearse con materiales dúctiles cuando soporten cargas estáticas, puesto que la fluencia mitigará la concentración de esfuerzos. Por eso para ciclos menores a 10^3 no se emplea.

15. OSPINO Antonio Favio. 2001. Factores que influyen en los esfuerzos de Materiales. Págs. 8. México.

Disponible en:

<http://www.profesionales.com.mx/images/20803/MODULO%20VII%20FACT%20QUE%20INFLUYEN%20EN%20ESFUERZOS%20DE%20MAT.pdf>

16. OSPINO Antonio Favio. 2001. Factores que influyen en los esfuerzos de Materiales. Págs. 8. México.

Disponible en:

<http://www.profesionales.com.mx/images/20803/MODULO%20VII%20FACT%20QUE%20INFLUYEN%20EN%20ESFUERZOS%20DE%20MAT.pdf>

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec. 14.1}$$

Los valores de q al igual que los k_t se obtienen de gráficos (ANEXOS 7-8) con diversas situaciones de elementos geométricos y condiciones de carga.

1.8. Esfuerzos fluctuantes¹⁷

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, ocurre otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto y el lado bajo son importantes. Así F_{max} y F_{min} en un ciclo de fuerza se emplean para caracterizar el patrón de la fuerza. También es cierto que al variar por arriba y debajo de alguna línea base resulte igualmente efectiva para caracterizar el patrón de la fuerza.

Si la fuerza mayor es F_{max} y la fuerza menor es F_{min} , entonces se construye una componente uniforme y una alternante como sigue:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad \text{Ec. 15.1}$$

Donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza.

El esfuerzo constante, o estático no es el mismo que el esfuerzo medio: de hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{min} y σ_{max} . El estado constante existe debido a una carga fija o a una precarga aplicada a la parte, y por lo general es independiente de la parte variante de la carga.

17. SHIGLEY. Joseph E and MISCHKE. Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. pg.402. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.

Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre está cargado en un espacio más corto que la longitud libre del resorte. El esfuerzo creado por esta compresión inicial se llama componente constante o estática del esfuerzo. No es la misma que el esfuerzo medio.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 16.1}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad \text{Ec. 17.1}$$

Ecuación de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 18.1}$$

Donde:

σ_{min} = esfuerzo mínimo.

σ_{max} = esfuerzo máximo.

σ_a = componente de la amplitud.

σ_m = componente del esfuerzo medio.

1.9. Selección del tamaño del rodamiento utilizando la fórmula de vida¹⁸

La duración de un rodamiento se puede calcular con diferentes niveles de sofisticación, que dependen de la precisión que se puede alcanzar en la definición de las condiciones de funcionamiento.

1.9.1. Fórmula de la vida nominal

18. COPYRIGHT © 2009, EPN, Escuela Politécnica Nacional, Biblioteca Central, Ecuador.

Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2495>.

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO de la vida nominal, es decir:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P \frac{C}{P} = L_{10}^{\frac{1}{P}} \quad \text{Ec. 19.1}$$

Donde:

L_{10} = Vida nominal, en millones de revoluciones.

C= capacidad de carga dinámica (Newton).

P= carga dinámica equivalente (Newton).

P= exponente de la fórmula de la vida.

P= 3 para los rodamientos de bolas.

P= 10/3 para rodamientos de rodillos.

Para rodamientos que funcionen a velocidades constantes, será más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio usando para ello la ecuación.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^P \quad \text{Ec. 20.1}$$

$$L_{10h} = 10^6 \left(\frac{C}{P}\right)^P \frac{60}{n} \quad \text{Ec. 21.1}$$

Donde:

L_{10h} = vida nominal, en horas de servicio.

N= velocidad de giro (rpm)

La vida L_{10h} en función de la seguridad de carga C/P y la velocidad de rotación n.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE ALTERNATIVA

2.1. Tipos de máquinas para ensayos de fatiga para flexión rotativa¹⁹

Los ensayos de fatiga se realizan con máquinas apropiadas, sometiendo una o más probetas de forma y dimensiones prefijadas a un determinado número de ciclos. Las máquinas más conocidas y utilizadas para realizar este ensayo son las que a continuación analizaremos.

2.1.1. Máquina Amsler

Como puede verse en la figura 2-1, la máquina Amsler para ensayos de flexión rotativa está formada de una robusta bancada con un puente sobre el que va un soporte con manguito unido a la polea accionada por el motor eléctrico a través de una correa, en el manguito se sitúa y fija la parte central de la polea, que de esa forma toma de la polea un movimiento de rotación.

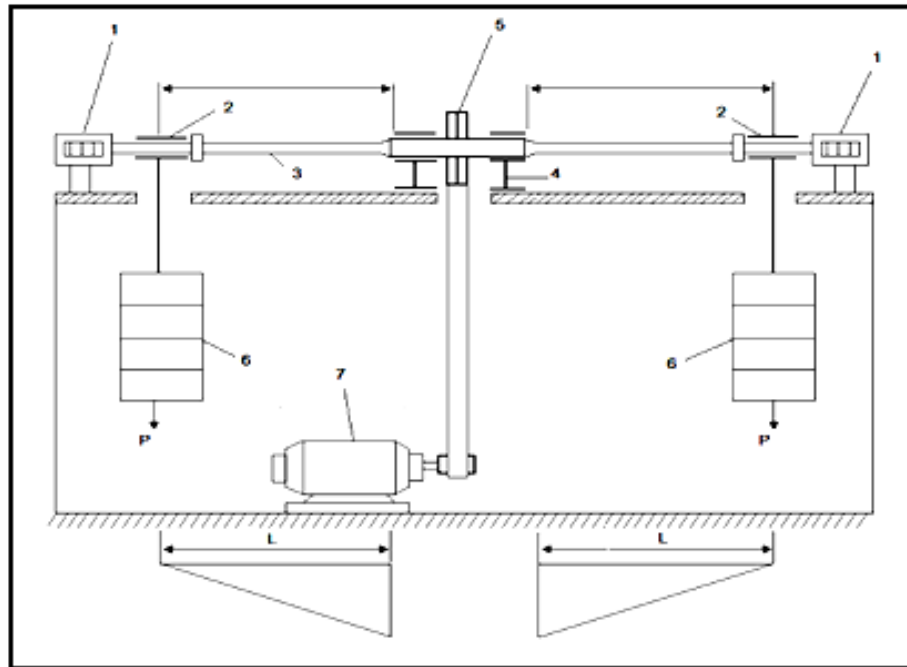
Los extremos de la probeta se alojan en los anillos de los que se suspenden las cargas flectoras. Para reducir al mínimo los esfuerzos de torsión motivados por los rozamientos, y que falsearían los resultados de la prueba, se montan cojinetes de bolas o de rodillos entre los anillos y los extremos de la probeta.

Cada una de las dos mitades de la probeta puede considerarse como un sólido empotrado por un extremo y cargado en el extremo libre con una fuerza concentrada P .

19. LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 146. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Esta máquina consta de un cuenta revoluciones que nos permite conocer el número de ciclos cumplidos, los pesos flectores varían entre 5 y 50 kg y el manguito puede girar a 2000 o a 4000 r.p.m.

Fig.2-1.Esquema de la máquina Amsler para el ensayo de flexión rotativa.



- | | | |
|------------------------|------------------------|--------------------|
| 1. Cuenta revoluciones | 4. Soporte de manguito | 7. Motor eléctrico |
| 2. Anillo porta-cargas | 5. Polea | |
| 3. Probeta doble | 6. Cargas flectoras | |

Fuente: LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 146. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

A cada giro de 180° de la probeta, la parte de la probeta que se encontraba sometida a flexión ahora se encontrará a compresión y viceversa. En consecuencia la probeta queda sometida a una flexión rotativa. Existe un dispositivo automático para que el motor se apague cuando se rompa la probeta.

Ventajas:

- Fácil de operar
- Permite variar la velocidad
- Apagado automático

Desventajas:

- Probeta doble (mayor tamaño)
- Elevado costo de construcción de la probeta
- Mayor tiempo de montaje de la máquina
- Costo de fabricación elevado
- Transmisión del movimiento a través de correas
- Máquina más grande
- Calibración compleja

2.1.2. Máquina Schenck²⁰

La máquina Schenck que se muestra en la figura 2-2, está formada por una bancada sobre la que van montados los soportes de la probeta, el motor y un cuenta revoluciones.

En el interior de la bancada va ubicado un dispositivo a manera de romana para aplicar la carga, provisto de una pesa deslizante y de un contrapeso para equilibrar el brazo. Sobre el cable de acero van montados los anillos portacargas provisto de tirantes verticales articulados en el travesaño.

El punto medio de ese travesaño se une al brazo de la romana, por lo que desplazando la pesa se varia la carga P y por lo tanto la carga sobre la probeta.

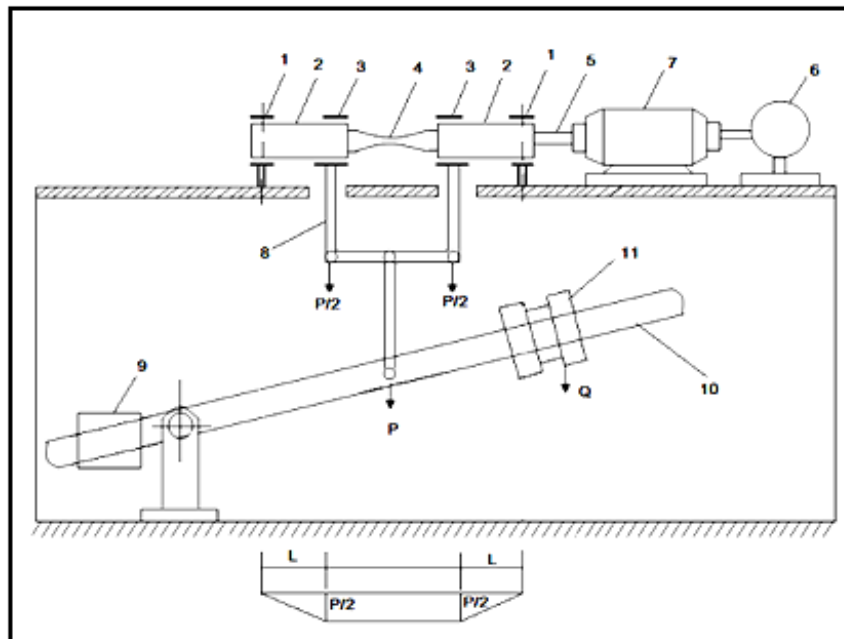
20. LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 148. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Para reducir al mínimo el momento de torsión, y para permitir a la probeta flexarse libremente, los soportes de la probeta y de los dos anillos porta cargas están equipados con cojinetes oscilantes de bolas.

Para no obstaculizar el alargamiento de la probeta, el soporte izquierdo está unido elásticamente a la bancada mediante dos láminas de acero.

La velocidad del motor puede variar entre 1500 y 6000 r.p.m. la deformación de la viga la podemos observar a través de 2 micrómetros que se encuentran en la parte superior de los manguitos porta probetas.

Fig.2-2. Esquema de la máquina Schenck para el ensayo de flexión rotativa.



- | | | |
|---------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 1. Soportes | 5. Acople (eje-motor) | 9. Contrapeso |
| 2. Manilla porta probetas | 6. Cuentarrevoluciones | 10. Brazo de romana |
| 3. Anillo portacarga | 7. Motor eléctrico | 11. Pesas |
| 4. Probeta | 8. Sistema aplicación de carga | |

Ventajas:

- Variación de la carga P durante el ensayo
- Mayor grado de exactitud en los ensayos
- Permite variar la velocidad

Desventajas:

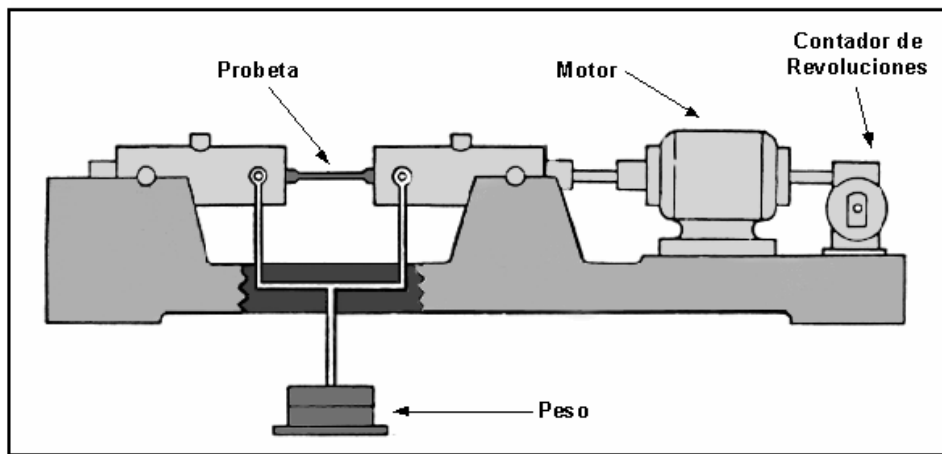
- Elevado costo de fabricación
- Varios elementos mecánicos
- Mayor tiempo de montaje de la máquina
- Difícil de operar
- Máquina grande
- Calibración complicada
- Complejidad en la construcción de algunos elementos

2.1.3. Máquina R.R Moore

La máquina R.R. Moore permite una flexión rotativa de la probeta con momento constante en la parte central, la cual es flexada por una carga flectora P (peso) que se encuentra en la parte inferior de la máquina la cual va unido a los anillos portacargas. La probeta se encuentra sometida a un estado de flexión pura y los esfuerzos actuantes en las fibras bajo el eje neutro son invertidos desde tensión a compresión y viceversa esto sucede cada medio giro de la probeta. Al completar la revolución, los esfuerzos se invierten nuevamente. De esta manera las fibras estarán sometidas a una tensión alternativa (tensión y compresión).

Ésta máquina como se aprecia en la figura 2-3, consta con un cuentarrevoluciones que permite conocer el número de ciclos cumplidos.

Fig.2-3. Esquema de la máquina R .R Moore.



Fuente: COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España

Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

Ventajas:

- Bajo costo de construcción
- Pocos elementos mecánicos
- Fácil y rápida de construir
- Fácil calibración
- Versatilidad
- Fácil montaje
- Fácil de operar
- Apagado automático
- Máquina pequeña

Desventajas:

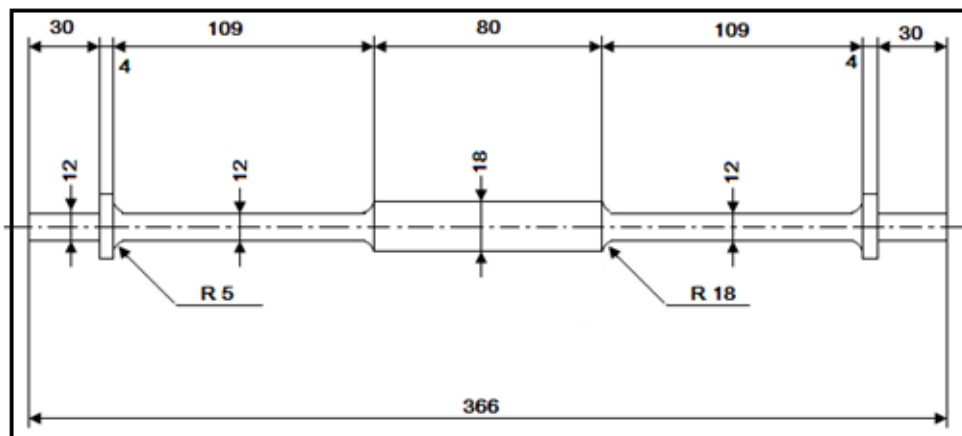
- Algunas partes no existentes en el mercado
- Complicado cálculo de diseño

2.2. Selección de la máquina

Analizando las tres alternativas de diseño que tenemos, llegamos a la conclusión que la máquina más opcional para su fabricación y la más usada para este tipo de ensayos, ya que está sujeta a errores mínimos, es la máquina R.R.Moore, debido a las ventajas que presenta en diseño, construcción y facilidad de operación.

2.3. Probetas para flexión rotativa²¹

Fig.2-4. Probeta doble Amsler.

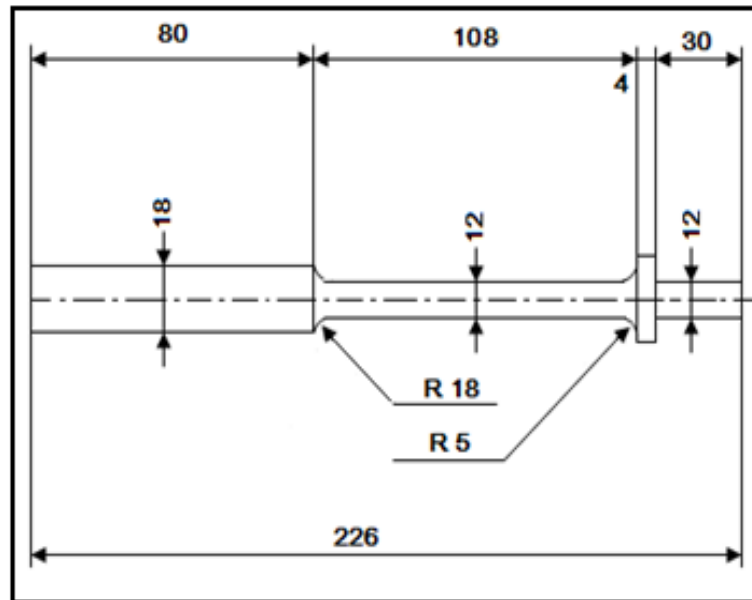


Fuente: LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 144. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Una de las pruebas de fatiga más importante es la de flexión rotativa, que se realiza normalmente con las máquinas Amsler, Schenck y Moore. Las probetas para este tipo de ensayos están bajo las normas ASTM E 606-04 (ANEXO 1), tienen la forma y dimensiones indicadas en las figuras: 2-4 hasta la 2-7.

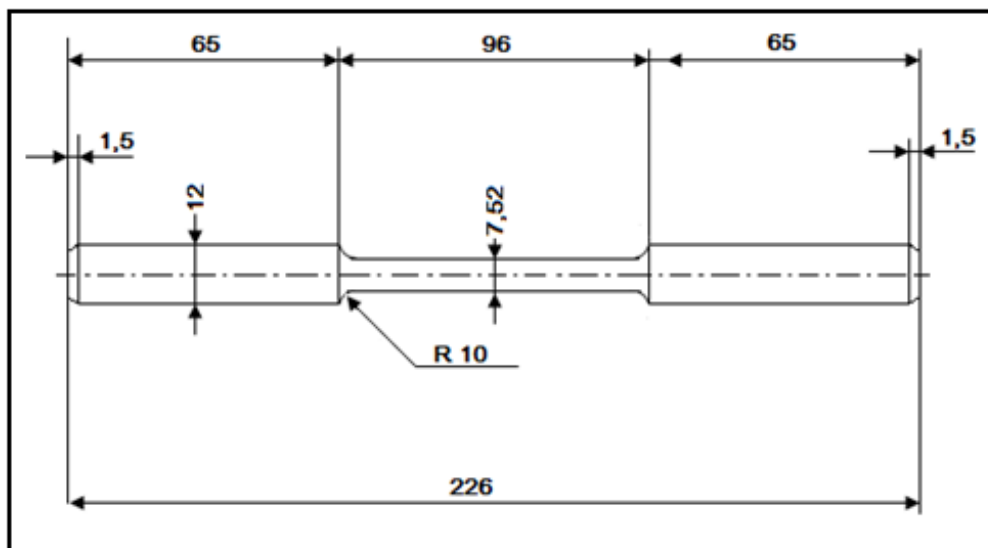
21. LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 144. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Fig.2-5. Probeta sencilla Amsler.



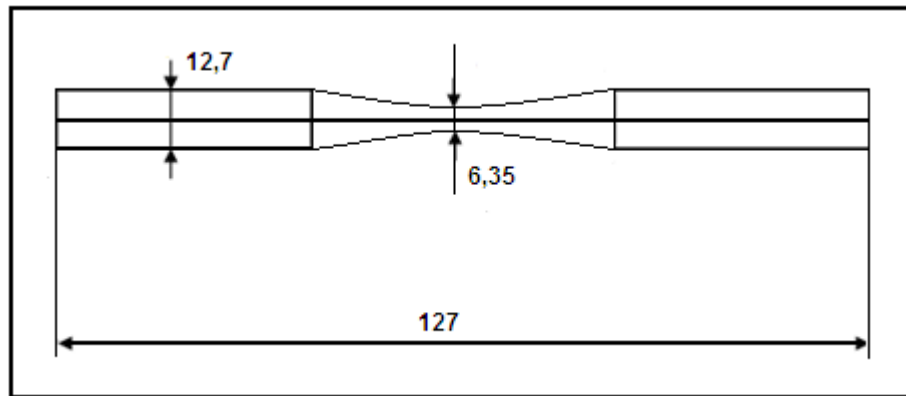
Fuente: LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 145. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Fig.2-6. Probeta Schenck.



Fuente: LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. pág. 144. Cuarta Edición .Editorial Labor. s.a. España.

Fig.2-7. Probeta R.R. Moore.



Fuente: ASTM Standards. 2005. Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹. Designation: E606-04. Pag.2. Editorial ASTM international. USA.

2.3.1. Preparación de las probetas

La preparación de las probetas, que requiere el máximo cuidado, consta de las siguientes operaciones:

- Torneado en torno de presión, lubricando abundantemente para que la temperatura no supere los 50°C, y dejando 0,2 mm de sobre medida.
- Rectificado con muela finísima y refrigeración abundante.
- Pulido especular.
- Control microscópico de la superficie.

Es necesario el pulido especular para eliminar las pequeñísimas estrías producidas por los granos abrasivos de la muela; efectivamente, como ya se indicó, las estrías reducen notablemente la resistencia a fatiga por representar un inicio de rotura.

2.4. Sistema de articulación

En este tipo de máquina, está presente la desalineación tanto angular como paralela así mismo el momento flector que se genera durante su funcionamiento, esto se produce

entre el eje impulsor del motor y en eje impulsado, para corregir esto es necesario utilizar algún elemento flexible que absorbería esta desalineación y momento flector.

2.4.1. Acoplamientos flexibles

Uno de los elementos más utilizados para este tipo de aplicaciones son los acoplamientos de elementos flexibles, estos acoples absorben mejor la desalineación tanto paralela como angular y transmite el momento torsor, sin que exista desplazamientos laterales, este acoplamiento flexible va colocado entre el eje del motor y el eje impulsado.

Estos acoples no requieren de lubricación y sus características de construcción son las adecuadas para este tipo de aplicación, estos acoples se los puede adquirir en el mercado.

Fig.2-8.Acople flexible K.



Fuente: © AMIDATA S. A. Avenida de Europa. 19. 28224-Pozuelo de Alarcón-Madrid. 28/07/2010.

Disponible en:

<http://www.es.rsonline.com/web/search/searchBrowseAction.html?method=searchProducts&searchTerm=acoples+flexibles&x=23&y=13>.

Existen algunos tipos de acoplamiento flexibles como los siguientes:

- Tipo K
- Tipo Spider
- Tipo Spring

El acople que nos brinda mejores características de construcción, dimensionado y funcionamiento es el acople Tipo K (fig. 2-8), (ANEXO 2).

2.5. Sistema de sujeción de la probeta

La probeta que utilizaremos en este ensayo es de sección uniforme sin rosca en sus extremos, debido a esto el sistema que utilizaremos para la sujeción de la probeta es el siguiente.

El sistema que usaremos es el mismo que se emplea en los taladros, Mediante boquillas y tuercas de apriete, ya que su montaje y operación son sencillos y presentan mayores ventajas.

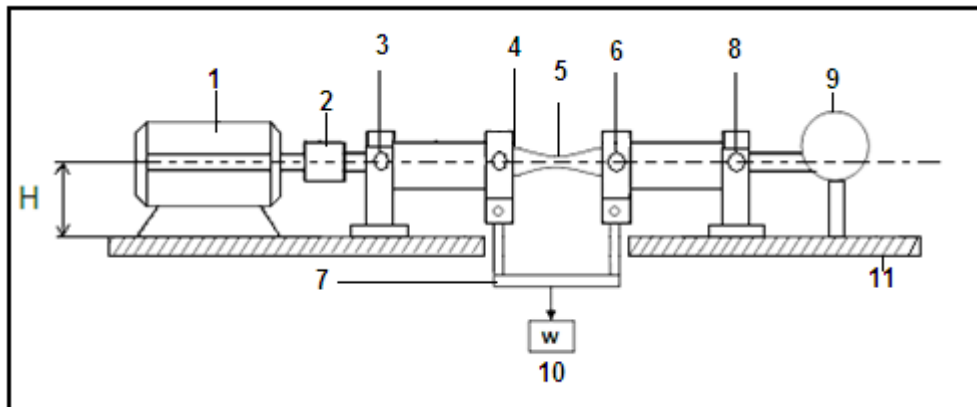
CAPÍTULO III

DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ENSAYO

3.1. Bosquejo general

El banco para ensayos de fatiga con flexión rotativa R.R.Moore, consta de los elementos expuestos en la fig. 3-1.

Fig. 3-1. Máquina de fatiga para flexión rotativa.



Fuente: Autores

Elementos:

1. Motor eléctrico
2. Acople flexible
3. Apoyo fijo
4. Mecanismo de sujeción de la probeta
5. Probeta
6. Manillas porta carga
7. Tornillo porta carga

8. Apoyo móvil
9. Contador de revoluciones
10. Carga
11. Mesa

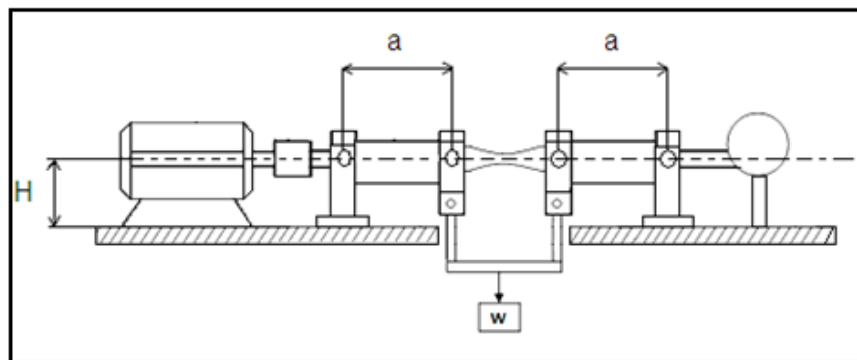
El banco descansa en una placa de acero A-36, y esta sobre una mesa.

3.2. Dimensionamiento

Lo más importante para el dimensionamiento del banco de pruebas es la distancia a , como se muestra en la fig. 3-2. Esta distancia corresponde al brazo de la carga generadora del momento flector que actúa sobre la probeta.

Para tomar el valor de esta distancia se obtiene un promedio en base de la información referente a este tipo de máquina; el valor de $a = 200\text{mm}$, la línea del eje está a una altura $H = 90\text{mm}$.

Fig.3-2. Esquema general.



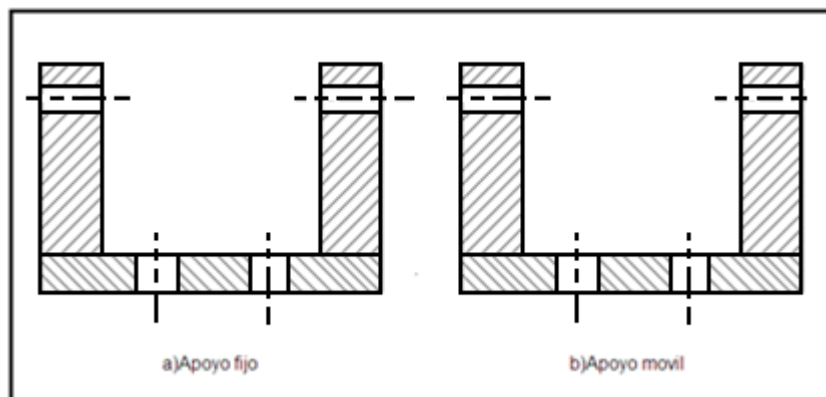
Fuente: Autores

3.3. Apoyos

El apoyo fijo va sujetado a la bancada mediante dos pernos como se observa en la fig.3-3a mientras que el apoyo móvil tiene una guía rectangular la cual se desliza sobre una

ranura de la bancada, y para la sujeción de este apoyo está provisto de un perno el cual atraviesa la guía rectangular y se ajusta a la bancada fig.3-3b.

Fig.3-3. Apoyos.

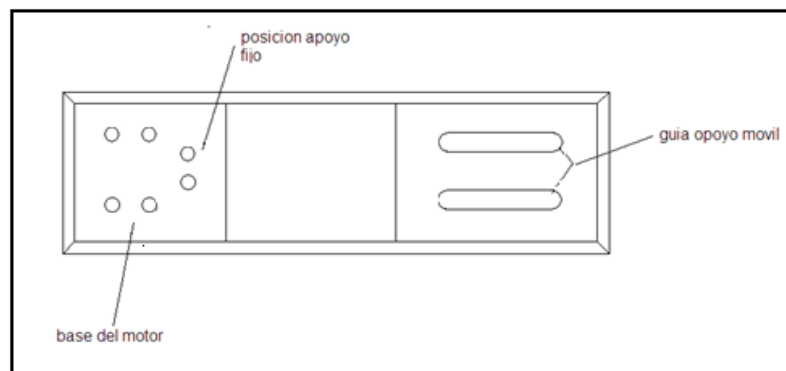


Fuente: Autores

3.4. Bancada

En este punto consideramos algunos factores: Sobre ésta va montado todo el conjunto del banco, incluido el motor. La bancada consta de dos canales longitudinales, colineales y centradas respecto al eje de simetría; una para el desplazamiento de la guía del apoyo móvil y la otra para el desplazamiento de un resorte, para el conjunto porta carga. Y de dos ranuras laterales para el apoyo fijo, de 4 agujeros para la posición del motor.

Fig.3-4. Bancada.



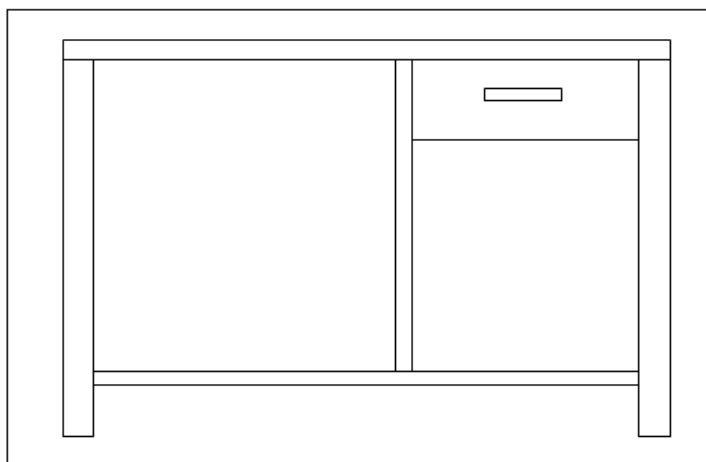
Fuente: Autores

Para esta bancada se utiliza un acero estructural A 36 de $t=10\text{mm}$ y ángulo de $1^{1/4} \times 1/4$.

3.5. Mesa

Por último, todo este banco descansa sobre una mesa de madera y estructura metálica. La mesa tiene una base de $120\text{mm} \times 45\text{mm}$ y una altura 80mm , dimensiones apropiadas para una utilización cómoda.

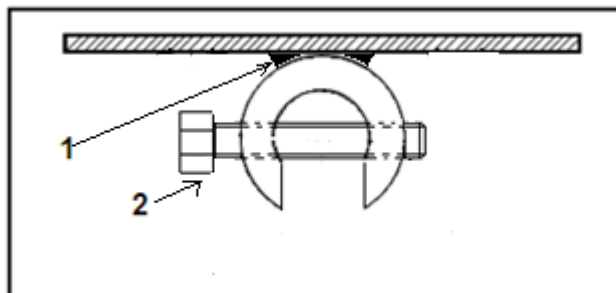
Fig.3-5. Mesa.



Fuente: Autores

3.6. Elemento de soporte del tornillo portacarga

Fig.3-6.Elemento de soporte del tornillo portacarga.



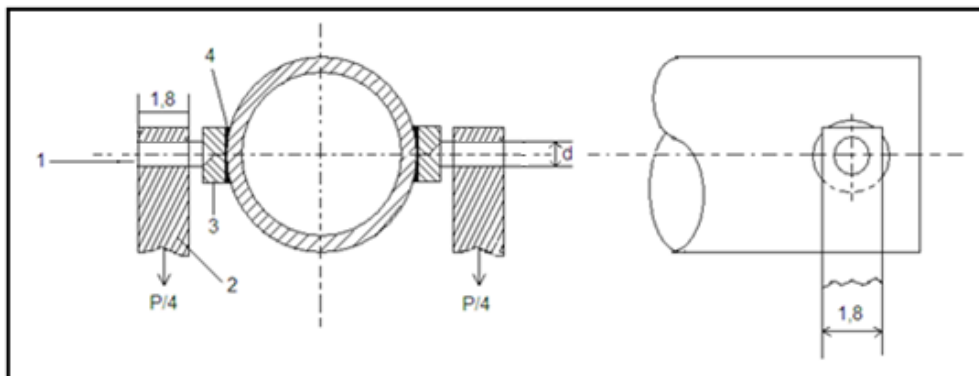
1. Soldadura

2. Perno pasador

Fuente: Autores

3.7. Elemento de soporte de la manilla portacarga

Fig.3-7. Elementos de soporte de la manilla portacarga.

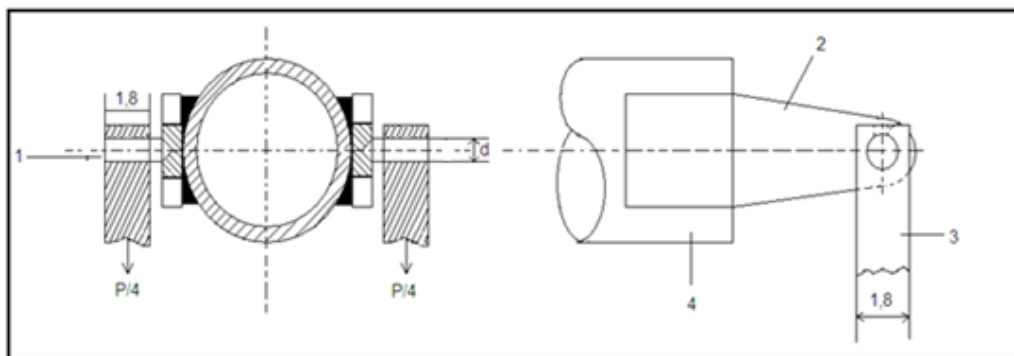


- | | |
|-----------------------|--------------|
| 1. Pasador | 3. Bocín |
| 2. Manilla portacarga | 4. Soldadura |

Fuente: Autores

3.8. Elementos de soporte de los apoyos

Fig.3-8. Elementos de soporte de los apoyos.



- | | |
|--------------------------|------------------------|
| 1. Pasador | 3. Apoyo |
| 2. Brazo del alojamiento | 4. Alojamiento del eje |

Fuente: Autores.

3.9. Determinación de la carga de diseño

Para determinar el valor de carga de diseño, realizamos ensayos destructivos en dos tipos de aceros: acero de transmisión y acero plata, para obtener la resistencia última de fractura real (ANEXO3), de los cuales se analizó el acero plata para este diseño por presentar una resistencia última de fractura mayor como se muestra en la tabla 3-1.

Tabla.3-1: Resistencia última del acero plata.

$S_{ut} \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	$F (KN)$
563,2	Fmax= 28,31
596	Fmin= 21,09

Fuente: Autores

3.9.1. Resistencia última promedio del acero plata

$$S_{ut_{prom}} = \frac{563,2 + 596}{2} = 579,6 \text{ MPa}$$

3.9.2. Cálculo del límite de la resistencia a la fatiga

De la ecuación 8.1

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

3.9.2.1. Cálculo del factor de superficie K_a

De la ecuación 9.1 y de la tabla 1-1 tenemos los valores de las constantes a y b;

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$a = 1,58MPa$$

$$b = -0,086$$

Entonces:

$$K_a = 1,58(579,6)^{-0,086}=0,91$$

3.9.2.2. Cálculo del factor de tamaño K_b

De la ecuación 10.1 y del (ANEXO 1) para un diámetro según la norma:

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

$$d = 6,35mm = 6,35 \times 10^{-3}m$$

Tenemos:

$$K_b = 1,24(6,35)^{-0,107}=1$$

3.9.2.3. Cálculo del factor de carga K_c

Para flexión no hay efecto de carga entonces:

$$K_c = 1 \text{ flexion}$$

3.9.2.4. Cálculo del factor de temperatura K_d

Como se trabaja a temperatura ambiente se considera:

$$K_d = 1$$

3.9.2.5. Cálculo del factor de efectos diversos K_e

Para concentración de esfuerzos producidas por el cambio de sección que presenta la forma y acabado superficial de la probeta se considera:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

De las ecuaciones 13.1, 14.2 y de los (ANEXOS 7-8) tenemos:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$q = 0,7$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_f = 1 + 0,7(1,7 - 1)$$

$$k_f = 1,49$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,49}$$

$$k_e = 0,67$$

3.9.2.6. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa S'_e

$$S'_e = 0,506 S_{ut}$$

Ec. 3.1

$$S'_e = 0,506(579,6 MPa) = 293,27 MPa$$

Entonces el valor del límite de resistencia a la fatiga es el siguiente:

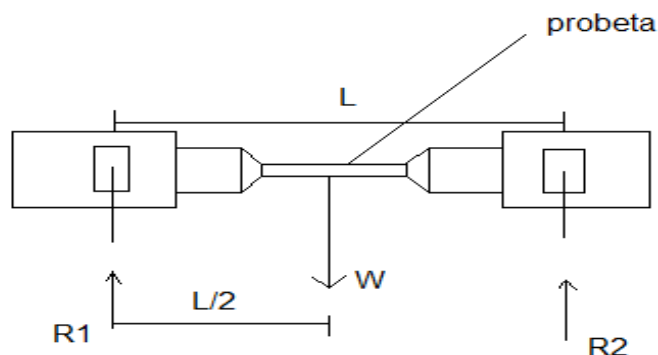
$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = (0,91) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,67) \cdot (293,27 MPa)$$

$$S_e = 179,11 MPa$$

3.9.3. Cálculo del esfuerzo máximo

Fig.3-9. Diagrama de cargas y distancias.



Fuente: Autores

Donde $L=0,20\text{m}$ y $d=6,35\text{mm}$

$$M = R1 \cdot \frac{L}{2}$$

$$M = R1(0,1)$$

$$R1 = \frac{W}{2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Ec. 3.2

$$\sigma_{max} = \frac{32 \left(\frac{W}{2} \cdot 0,1 \right)}{\pi \cdot (6,35 \times 10^{-3})^3}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{min} = 1989064,81W$$

$$\sigma_{min} = \text{signo negativo}$$

$W = \text{esta dado en Newtons}$

De la ecuación 17.1 tenemos:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{1989064,81W - (-1989064,81W)}{2} \right|$$

Entonces:

$$\sigma_a = 1989064,81W$$

De la ecuación 16.1 tenemos:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

En la ecuación 18.1 reemplazamos los valores obtenidos dándonos como resultado el valor de la carga

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Para:

$$n = 1 \rightarrow \textit{se rompe la probeta}$$

Tenemos:

$$\frac{1989064,81W}{179,11 \times 10^6} = 1$$

$$W = \frac{179,11 \times 10^6}{1989064,81}$$

$$W = 90,04N$$

Carga de diseño:

$$W = 90,04N \times 1,5$$

$$W = 135,07N$$

$$W = 135,07N \times \frac{1Kg}{9,8N} \times \frac{2,2lb}{1Kg}$$

$$W = 30,29 lb$$

Factor de servicio (Pd soportes de maquinaria de movimiento alternativo o unidades con potencia de impulsos propios) K=1.5 como observamos tabla 3-2.

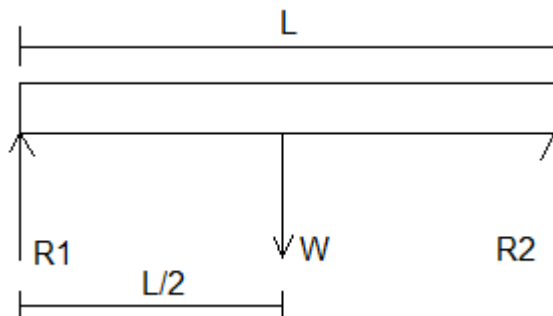
Tabla. 3-2.Factores de servicio AISC.

Para soportes de elevadores	$K=2$
Para vigas maestras de soporte y sus conexiones para grúas viajeras operadoras desde la cabina	$K=1.25$
Para vigas maestras de soporte y sus conexiones para grúas viajeras operadoras desde el piso	$K=1.1$
Para soportes de maquinaria ligera impulsada con eje de transmisión o motor	$K \geq 1.2$
Para soportes de maquinaria de movimiento alternativo o unidades con potencia de impulsión propia	$K \geq 1.5$
Para suspensiones de piso y plataformas	$K=1.33$

Fuente: SHIGLEY Joseph E. and MISCHKE Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

3.10. Cálculo de la deformación de la viga

Fig.3-10.Diagrama de la viga.



Fuente: Autores

$$L = 0,2m$$

$$L/2 = 0,1m$$

Módulo de elasticidad del Acero Plata:

$$E = 190GPa$$

$$E = 190000 \text{ N/mm}^2$$

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

Ec. 3.3

$$I = \frac{\pi \cdot (6,35mm)^4}{64} = 79,81mm^4$$

$$Y_{max} = -\frac{FL^3}{48EI}$$

Ec. 3.4

$$Y_{max} = -\frac{135,07N(200mm)^3}{48(190000 \text{ N/mm}^2)(79,81mm^4)} = -1,48mm$$

3.11. Cálculo de la potencia del motor

La potencia se determina mediante la siguiente ecuación:

$$H = \frac{T \times n}{63025}$$

Ec. 3.5

Donde:

H= potencia del motor (hp).

T = par torsor (lb.plg).

n = revoluciones del motor (rpm).

$$W = 135,07N \approx 30,32Lb$$

$$d = 6,35mm \approx 0,25plg$$

$$r = 0,125plg$$

$$n = 3500rpm$$

$$T = wr$$

Ec. 3.6

$$T = 30,32 \text{ Lb}(0,125 \text{ plg})$$

$$T = 3,79 \text{ Lbplg}$$

$$H = \frac{T \times n}{63025}$$

$$H = \frac{3,79 \text{ Lbplg}(3500 \text{ rpm})}{63025}$$

$$H = 0,21 \text{ hp}$$

$$H = \frac{0,21 \text{ hp}}{0,9}$$

$$H = 0,23 \text{ hp} \approx 0,5 \text{ hp}$$

Las especificaciones del motor utilizado en esta máquina las encontramos en el ANEXO 4

3.12. Cálculo del diámetro del eje

Material: AISI 1018

Sut=400MPa

Sy=220MPa

$$T = \frac{H \times k}{n}$$

Ec. 3.7

$$Pot = H = 370 \text{ watt } (1/2 \text{ hp})$$

$$k = 9,55$$

$$n = 3500 \text{ rpm}$$

$$T = \frac{370 (9,55)}{3500}$$

$$T = 1 \text{ Nm}$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

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

$$a = 4,45$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = 4,45(400E^6)^{-0,265}$$

$$K_a = 0,023$$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,26}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = \left(\frac{20}{7,26}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,9$$

$$K_c = k_d = k_e = 1$$

$$S'_e = 0,506S_{ut}$$

$$S'_e = 0,506(400MPa)$$

$$S'_e = 201,6MPa$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = (0,023) \cdot (0,9) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (201,6MPa)$$

$$S_e = 4,77MPa$$

$$M = W \cdot L/2$$

$$M = 135,07N \times 0,1m$$

$$M = 13,50Nm$$

Fs= (factor de seguridad)

Fs= 2

$$D = \sqrt[3]{\frac{32Fs}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

Ec. 3.8

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(2)}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{1}{220 \times 10^6}\right)^2 + \left(\frac{13,50}{4,77 \times 10^6}\right)^2}}$$

$$D = 0,038m = 3,8cm$$

3.13. Selección de rodamientos²²

Para este tipo de ensayos consideramos una vida útil de 200 horas considerando si se hiciera trabajar 2 horas diarias; como en el análisis solo existe carga radial consideramos rodamientos rígidos de bolas.

De la ecuación 21.1 tenemos:

$$L_{10h} = 10^6 \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{60}{n}$$

Donde:

Duración $L_{10H} = 200 \text{ hrs.}$

Revoluciones por minuto: $n = 3500 \text{ r.p.m}$

Exponente $p=3$ (rodamientos de bolas).

Carga dinámica equivalente $P= 135,07N$.

Reemplazando estos valores en la ecuación tenemos:

$$20000 = 10^6 \left(\frac{C}{135,07N}\right)^3 \frac{60}{3500}$$

$$C = 28749,04N$$

Capacidad de carga estática requerida:

22. COPYRIGHT © 2009. EPN. Escuela Politécnica Nacional. Biblioteca Central. Ecuador.

Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2495>.

$$C_o = S_o \cdot P_o$$

Factor de seguridad estático $S_o = 1$ (funcionamiento normal).

Carga estática equivalente $P_o = 135,07N$.

Entonces:

$$C_o = 135,07N$$

Selección:

Cuatro rodamientos rígidos de bolas con placas de protección o de obturación:

62305-2RS1

Diámetro interior $d = 25\text{mm}$.

Diámetro exterior $D = 62\text{mm}$.

Ancho $B = 24\text{mm}$.

Capacidad de carga dinámica $C = 22500N$.

Capacidad de carga estática $C_o = 11400N$.

Autolubricado y con dos tapas metálicas de protección 2Z.

Peso $0,32N$.

CAPÍTULO IV

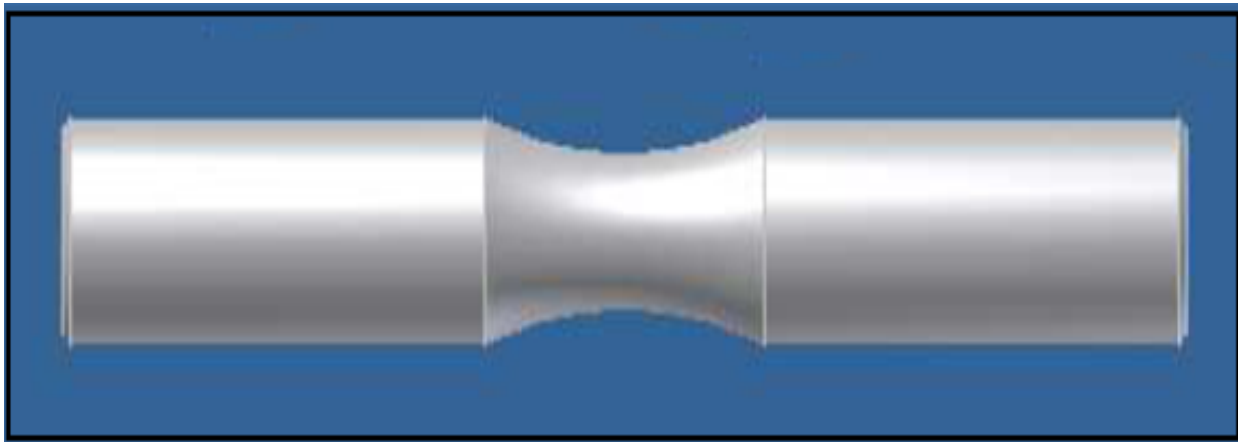
EXPERIMENTACIÓN Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Experimentación

Se realizaron 10 ensayos para cada tipo de acero, los cuales fueron: acero plata, acero de transmisión y acero bonificado 705.

Para efectuar los ensayos se realizó la construcción de 30 probetas, 10 de cada material como observamos en la figura 4-1, según la norma ASTM E 606- 04 (ANEXO 1).

Fig. 4-1: Probeta a ensayar.



Fuente: COPYRIGHT © 2009. EPN. Escuela Politécnica Nacional. Biblioteca Central. Ecuador.

Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2495>.

4.2. Procedimiento de ensayo

- Constatar que el sistema eléctrico se halle apagado antes del montaje de la probeta.
- Aflojar el apoyo móvil para facilitar el montaje de la probeta.

- Realizar la colocación de la probeta dándole el ajuste necesario en las mordazas y verificar que se encuentre correctamente nivelada.
- Ajustar el apoyo móvil.
- Encender la máquina y calibrar la velocidad y frecuencia de giro, luego colocación de la carga y puesta en cero el cronómetro.
- Registrar la lectura final del cronómetro, después de la culminación del ensayo.

A continuación presentamos en la tabla 4-1 los diferentes resultados obtenidos de los ensayos para los tres diferentes aceros y las figuras 4-2a, 4-2b y 4-2c en las cuales observamos las superficies de las probetas fracturadas para cada material.

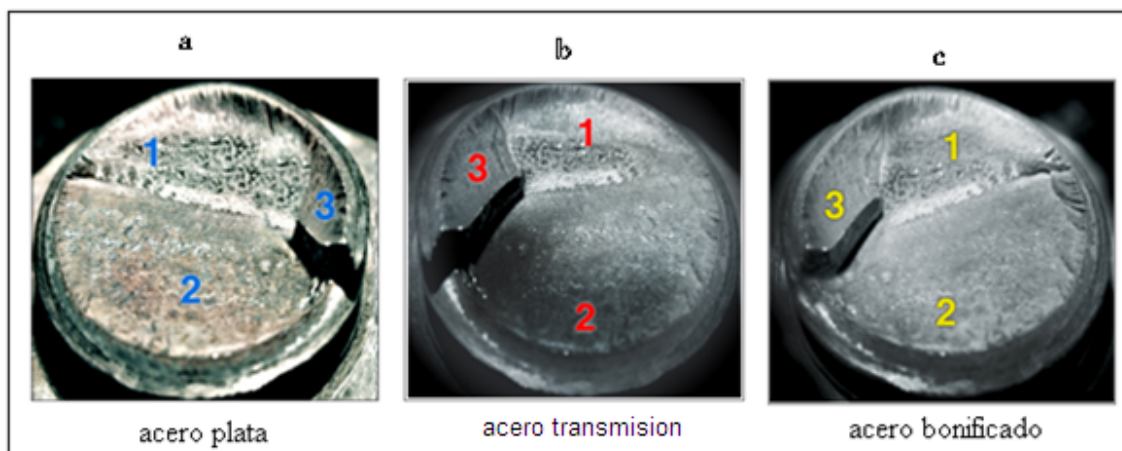
Tabla.4-1. Resultados de los ensayos.

Acero plata					
No. de ensayos	RPM	Frecuencia (Hz)	Tiempo de rotura (min)	Ciclos de rotura	Peso (Kg)
1	2800	35	18.57	52000	0.78
2	2500	35	19.20	48000	0.78
3	2000	35	19.50	39000	0.78
4	1500	35	33.33	50000	0.530
5	1400	35	35.17	49250	0.530
6	1300	35	29.91	38893	0.530
7	2450	35	20.79	50937	0.530
8	3000	35	15.84	47538	0.405
9	1260	35	42.16	53125	0.405
10	1170	35	30.19	35327	0.405
Acero transmisión					
1	1800	35	16.66	30000.23	0.78
2	2800	35	5.71	16005.05	0.78
3	2000	35	14.5	29001	0.530
4	1535	35	26.45	40609.76	0.530
5	1400	25	24.92	34900	0.405
6	1300	25	15.77	20508.2	0.405
7	2450	25	6.27	15369.6	0.405
8	3000	20	9	27019.6	0.405
9	1260	20	15.79	19900.9	0.405
10	1170	20	28.72	33609.42	0.405
Acero bonificado					

No. de ensayos	RPM	Frecuencia (Hz)	Tiempo de rotura (min)	Ciclos de rotura	Peso (Kg)
1	2515	40	6	15150	4.78
2	1715	35	9.98	17131.15	2.28
3	2215	35	22.72	50338.05	1.28
4	1900	35	28.57	54300	1.28
5	1850	35	31.4	58103.5	1.28
6	2150	35	28.64	61590.5	1.28
7	2200	35	10.1	22234.5	1.28
8	2815	35	20.37	57350.2	1.28
9	2515	40	16	40300	1.28
10	3100	40	19.12	59300	2.28

Fuente: Autores

Fig.4-2: Superficies de probetas fracturadas por fatiga.



Fuente: Autores

En la figura 4-2 se producen las tres fases de la fatiga como lo son: 1 inicio, 2 propagación y 3 rotura.

4.3. Cálculo de ciclos de rotura

Para el Acero plata (ANEXO 3):

$$S_{ut} = 579,6 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 579,6 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \approx 83,85 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

De la tabla 1-2 tenemos los siguientes valores:

$$a = 1,58 \text{ MPa}$$

$$b = -0,086$$

Para un diámetro según la norma (ANEXO 1):

$$d = 6,35 \text{ mm} = 6,35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

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

$$K_a = 1,58(579,6)^{-0,086} = 0,91$$

$$K_b = 1,24 d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24(6,35)^{-0,107} = 1$$

$$K_c = 1 \text{ flexion}$$

$$K_d = 1 \text{ factor de temperatura}$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$q = 0,7$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_f = 1 + 0,7(1,7 - 1)$$

$$k_f = 1,49$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,49}$$

$$k_e = 0,67$$

$$S_e' = 0,506 S_{ut}$$

$$S_e = 0,506(579,6MPa) = 293,27MPa$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e$$

$$S_e = (0,91) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,67) \cdot (293,27MPa)$$

$$S_e = 179,11MPa$$

Tabla 4-2. Valores de f según la resistencia última del material.

$S_{ut} (kpsi)$	60	90	120	200
f	0,93	0,86	0,82	0,77

Fuente: SHIGLEY Joseph E. and MISCHKE Charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores, S.A. de C.V. México.

$$f = 0,9 \text{ para } 83,85 \text{ kpsi}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \times S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9 \times 579,6}{179,11} \right) = -0,15$$

$$a = \frac{f^2 \cdot S_{ut}^2}{S_e} = \frac{0,9^2 \cdot (579,6 \times 10^6)^2}{179,11 \times 10^6} = 1519,22 MPa$$

$$S_f = aN^b$$

$$S_f = \sigma'_f (2 \times 10^3)^b$$

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa$$

$$\sigma'_f = 579,6MPa + 345MPa$$

$$\sigma'_f = 924,6MPa$$

$$S_f = 924,6(2 \times 10^3)^{-0,15}$$

$$S_f = 295,66 MPa$$

$$S_f = aN^b$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$N = \left(\frac{295,66 \times 10^6}{1519,22 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{-0,15}}$$

$$N = 54809,29 \text{ ciclos}$$

4.3.1. Cálculo del error porcentual para el acero plata

$$e\% = \frac{VT - VP}{VT} \times 100$$

Donde:

$e\%$ = error porcentual.

VT = valor de ciclos teórico.

VP = valor de ciclos prácticos promedio.

$$e\% = \frac{54809,29 - 46407}{54809,29} \times 100 = 15,33\%$$

Tabla. 4-3. Error porcentual del acero plata.

Ciclos de rotura teórico	Ciclos de rotura práctico	Error porcentual
54809,29	46407	15,33%

Fuente: Autores

Para el Acero transmisión (ANEXO 3):

$$S_{ut} = 634 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 634 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \approx 91,72 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

De la tabla 1-2 tenemos los siguientes valores:

$$a = 1,58 \text{ MPa}$$

$$b = -0,086$$

Para un diámetro según la norma (ANEXO 1):

$$d = 6,35mm = 6,35 \times 10^{-3}m$$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$K_a = 1,58(634)^{-0,086}=0,90$$

$$K_b = 1,24d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24(6,35)^{-0,107}=1$$

$$K_c = 1 \text{ flexion}$$

$$K_d = 1 \text{ factor de temperatura}$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$q = 0,7$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_f = 1 + 0,7(1,7 - 1)$$

$$k_f = 1,49$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,49}$$

$$k_e = 0,67$$

$$S_e' = 0,506S_{ut}$$

$$S_e' = 0,506(634MPa) = 320,80MPa$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$S_e = (0,90) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,67) \cdot (320,80MPa)$$

$$S_e = 193,44MPa$$

De la tabla 4-2 tenemos:

$$f = 0,85 \text{ para } 91,72 \text{ kpsi}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \times S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,85 \times 634}{193,44} \right) = -0,15$$

$$a = \frac{f^2 \cdot S_{ut}^2}{S_e} = \frac{0,85^2 \cdot (634 \times 10^6)^2}{193,44 \times 10^6} = 1501,30 \text{ MPa}$$

$$S_f = \sigma'_f (2 \times 10^3)^b$$

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_f = 634 \text{ MPa} + 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_f = 979 \text{ MPa}$$

$$S_f = 979 (2 \times 10^3)^{-0,15}$$

$$S_f = 313,06 \text{ MPa}$$

$$S_f = a N^b$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$N = \left(\frac{313,06 \times 10^6}{1501,30 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{-0,15}}$$

$$N = 34588,57 \text{ ciclos}$$

4.3.2 Cálculo del error porcentual para el acero transmisión

$$e\% = \frac{VT - VP}{VT} \times 100$$

Donde:

$e\%$ = error porcentual.

VT = valor de ciclos teórico.

VP = valor de ciclos prácticos promedio.

$$e\% = \frac{34588,57 - 31950,5}{34588,57} \times 100 = 7,62\%$$

Tabla. 4-4. Error porcentual del acero transmisión.

Ciclos de rotura teórico	Ciclos de rotura práctico	Error porcentual
34588,57	31950,5	7,62%

Fuente: Autores

Para el Acero bonificado (ANEXO 3):

$$S_{ut} = 1078 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1078 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \approx 155,96 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

De la tabla 1-2 tenemos los siguientes valores:

$$a = 1,58 \text{ MPa}$$

$$b = -0,086$$

Para un diámetro según la norma (ANEXO 1):

$$d = 6,35 \text{ mm} = 6,35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

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

$$K_a = 1,58 (1078)^{-0,086} = 0,86$$

$$K_b = 1,24 d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24 (6,35)^{-0,107} = 1$$

$$K_c = 1 \text{ flexion}$$

$$K_d = 1 \text{ factor de temperatura}$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$q = 0,7$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_f = 1 + 0,7(1,7 - 1)$$

$$k_f = 1,49$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,49}$$

$$k_e = 0,67$$

$$S_e = 0,506S_{ut}$$

$$S_e = 0,506(1078MPa) = 545,46MPa$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e$$

$$S_e = (0,86) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,67) \cdot (545,46MPa)$$

$$S_e = 314,29MPa$$

De la tabla 4-2 tenemos:

$$f = 0,79 \quad \text{para } 155,96 \text{ kpsi}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \times S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,79 \times 1078}{314,29} \right) = -0,14$$

$$a = \frac{f^2 \cdot S_{ut}^2}{S_e} = \frac{0,79^2 \cdot (1078 \times 10^6)^2}{314,29 \times 10^6} = 2307,60 MPa$$

$$S_f = \sigma'_f (2 \times 10^3)^b$$

$$\sigma'_f = S_{ut} + 345MPa$$

$$\sigma'_f = 1078MPa + 345MPa$$

$$\sigma'_f = 1423MPa$$

$$S_f = 1423(2 \times 10^3)^{-0,14}$$

$$S_f = 490,97MPa$$

$$S_f = aN^b$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}}$$

$$N = \left(\frac{490,97 \times 10^6}{2307,60 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{-0,14}}$$

$$N = 63205,38 \text{ ciclos}$$

4.3.3 Cálculo del error porcentual para el acero bonificado

$$e\% = \frac{VT - VP}{VT} \times 100$$

Donde:

$e\%$ = error porcentual.

VT = valor de ciclos teórico.

VP = valor de ciclos prácticos promedio.

$$e\% = \frac{63205,38 - 42262,5}{63205,38} \times 100 = 33.13\%$$

Tabla. 4-5. Error porcentual del acero bonificado.

Ciclos de rotura teórico	Ciclos de rotura práctico	Error porcentual
63205,38	42262,5	33.13%

Fuente: Autores

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- La presente investigación ha permitido realizar el análisis y evaluación de las ventajas y desventajas entre la diversidad de máquinas para ensayos de fatiga, y poder determinar sustentadamente que la máquina R.R. MOORE es la más adecuada para este proyecto.
- Para obtener datos cuantitativos más confiables de ensayos en este tipo de máquinas, se adaptó un variador de velocidad, que permitió regular las revoluciones del motor en función de las necesidades.
- Efectuando la comparación de los distintos resultados logrados, mediante el uso de los métodos analítico y experimental, se pudo detectar un margen de error entre los mismos, puesto que los datos obtenidos por experimentación son valores particulares que están sujetos a condiciones definidas por sus características.
- La dispersión o margen de diferencia de los resultados obtenidos en los ensayos es un factor que siempre estará presente en este tipo de experimentación, pues las fallas propias del material, los errores en la preparación de la probeta y fallas en la realización del ensayo, no pueden ser corregidos en su totalidad.
- Recomendar la diversificación de la importación de equipos con características especiales, ya que para la realización de este proyecto ciertas piezas o partes no están disponibles en nuestro país, como por ejemplo el acople flexible y el motor eléctrico de torque constante, dada la diversidad de aplicaciones que ofrecen estos equipos en diferentes áreas.

BIBLIOGRAFIA

REFERENCIAS BIBLIOGRÀFICAS

- ASTM Standards. 2005. Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹. Designation: E606-04. Editorial ASTM international. USA.
- LUCCHESI Doménico. 1973. Ensayos Mecánicos de los Materiales Metálicos. Cuarta Edición. Editorial Labor. s.a. España.
- MARIN J. 1962. Mechanical behavior of engineering materials. Editorial Prentice Hall. NJ. USA.
- MOTT Robert. 1995. Diseño de elementos de máquinas. Segunda edición. Editorial Prentice Hall. México.
- NORTON. 1999. Diseño de máquinas. Primera edición. Editorial Prentice Hall. México.
- SHIGLEY Joseph E. and MISCHKE charles R. 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta edición. Editorial Mc Graw- Hill Interamericana editores. S.A. de C.V. México.
- SPOTTS. 1999. Elementos de máquinas. Segunda edición. Editorial Prentice Hall. México.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- © AMIDATA S.A. Avenida de Europa, 19, 28224 – Pozuelo de Alarcón – Madrid. 28/07/2010.

<http://www.es.rsonline.com/web/search/searchBrowseAction.html?method=searchProducts&searchTerm=acoples+flexibles&x=23&y=13>

- BADIOLA V. © 2004. Diseño de Máquinas I , España

http://www.imem.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap4.pdf

- COPYRIGHT © 2001 Ibérica de Ingeniería. Simulación y Análisis. S.L.Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. España.

<http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

- CREATIVECOMMONS. 2010. Fatiga de Materiales de wikipedia. España.

http://www.es.wikipedia.org/wiki/Fatiga_de_materiales

- COPYRIGHT © 2009. EPN. Escuela Politécnica Nacional, Biblioteca Central. Ecuador.

<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2495>

- PIOVAN Marcelo Tulio. Dr. Ing. 2004. UTN-FRBB Cátedra: Elementos de Máquinas. Argentina.

<http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>.

- EMERSON Motors Technologies. USA.

<http://www.emersonmotors.com>

- OSPINO Antonio Favio. 2001. Factores que influyen en los esfuerzos de Materiales. Págs. 8. México.

<http://www.profesionales.com.mx/images/20803/MODULO%20VII%20FACT%20QUE%20INFLUYEN%20EN%20ESFUERZOS%20DE%20MAT.pdf>

- © SIEMENS AG 2009. Industry sector. Drive Technologies Division. Standard Drives. Postfach 3180. 91050 ERLANGEN. ALEMANIA.

<http://www.siemens.com/sinamics>

ANEXOS:

ANEXO 1.

Norma ASTM E 606- 04

Designation: E 606 – 04^{e1}

Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹

This standard is issued under the fixed designation E 606; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

^{e1} Note—Section 10 was editorially revised in July 2005.

1. Scope

1.1 This practice covers the determination of fatigue properties of nominally homogeneous materials by the use of test specimens subjected to uniaxial forces. It is intended as a guide for fatigue testing performed in support of such activities as materials research and development, mechanical design, process and quality control, product performance, and failure analysis. While this practice is intended primarily for strain-controlled fatigue testing, some sections may provide useful information for force-controlled or stress-controlled testing.

1.2 The use of this practice is limited to specimens and does not cover testing of full-scale components, structures, or consumer products.

1.3 This practice is applicable to temperatures and strain rates for which the magnitudes of time-dependent inelastic strains are on the same order or less than the magnitudes of time-independent inelastic strains. No restrictions are placed on environmental factors such as temperature, pressure, humidity, medium, and others, provided they are controlled throughout the test, do not cause loss of or change in dimension with time, and are detailed in the data report.

Note 1—The term *inelastic* is used herein to refer to all nonelastic strains. The term *plastic* is used herein to refer only to the time-independent (that is, noncreep) component of inelastic strain. To truly determine a time-independent strain the force would have to be applied instantaneously, which is not possible. A useful engineering estimate of time-independent strain can be obtained when the strain rate exceeds some value. For example, a strain rate of $1 \times 10^{-3} \text{ sec}^{-1}$ is often used for this purpose. This value should increase with increasing test temperature.

1.4 This practice is restricted to the testing of uniform gage section test specimens subjected to axial forces as shown in Fig. 1(a). Testing is limited to strain-controlled cycling. The practice may be applied to hourglass specimens, see Fig. 1(b), but the user is cautioned about uncertainties in data analysis and interpretation. Testing is done primarily under constant amplitude cycling and may contain interspersed hold times at

repeated intervals. The practice may be adapted to guide testing for more general cases where strain or temperature may vary according to application specific histories. Data analysis may not follow this practice in such cases.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:²

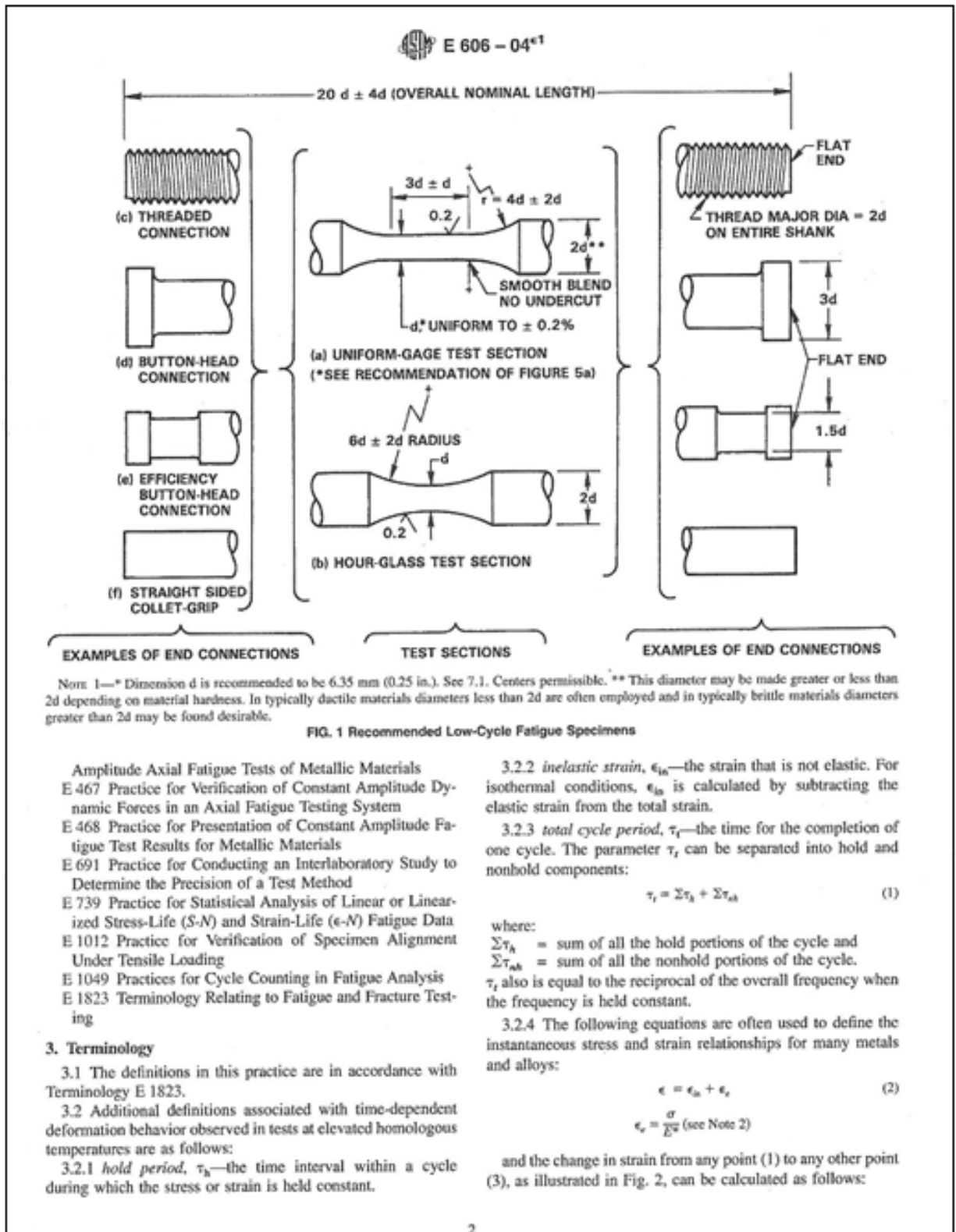
- A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products
- E 3 Practice for Preparation of Metallographic Specimens
- E 4 Practices for Force Verification of Testing Machines
- E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials
- E 9 Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature
- E 83 Practice for Verification and Classification of Extensometer System
- E 111 Test Method for Young's Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus
- E 112 Test Methods for Determining Average Grain Size
- E 132 Test Method for Poisson's Ratio at Room Temperature
- E 157 Practice for Assigning Crystallographic Phase Designations in Metallic Systems³
- E 177 Practice for Use of the Terms Precision and Bias in ASTM Test Methods
- E 209 Practice for Compression Tests of Metallic Materials at Elevated Temperatures with Conventional or Rapid Heating Rates and Strain Rates
- E 337 Test Method for Measuring Humidity with a Psychrometer (the Measurement of Wet- and Dry-Bulb Temperatures)
- E 384 Test Method for Microindentation Hardness of Materials
- E 399 Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials
- E 466 Practice for Conducting Force Controlled Constant

¹ This practice is under the jurisdiction of ASTM Committee E08 on Fatigue and Fracture and is the direct responsibility of Subcommittee E08.05 on Cyclic Deformation and Fatigue Crack Formation.

Current edition approved July 20, 2005. Published October 2004. Originally approved in 1977. Last previous edition approved in 2004 as E 606 – 92(2004)¹.

² For referenced ASTM standards, visit the ASTM website, www.astm.org, or contact ASTM Customer Service at service@astm.org. For *Annual Book of ASTM Standards* volume information, refer to the standard's Document Summary page on the ASTM website.

³ Withdrawn.



ANEXO 2.

Acople flexible tipo k

RS Mobile Página 1 de 3

[Go to web site](#)



0 En la cesta
0,00 €

Entrar

Buscar

[Página Principal](#) >
 [Componentes Mecánicos](#) >
 [Componentes de Transmisión de Potencia](#) >
 [Acoplamientos](#)

5804 K-coupling,16x16mm bore



La imagen puede no coincidir con la de este producto

Código RS	388-9395
Fabricante	Lenze
Referencia del Fabricante	5804 16X16
Página	1963
Estado RoHS	✓ RoHS

Cantidad	Precio Unidad
1	19,80 €
6	18,52 €
12	17,22 €

Cantidad

Añadir

Disponible en 48 horas

[Comprobar disponibilidad en almacén](#)

Atributos

Atributo	Valor
☐ Desalineación angular máxima	15°
☐ Desalineación axial máxima	5.1mm
☐ Diámetro total	54.0mm
☐ Estilo de fijación	Tornillo de fijación
☐ Longitud total	54mm

<http://es.rs-online.com/mobile/search/searchBrowseAction.html?method=getProduct&R=...> 28/07/2010

☐	Material	Poliuretano
☐	Par máximo	4.6Nm
☐	Tamaño de tornillo de fijación	M6mm
☐	Tamaño diámetro interno	16; 16mm

Buscar

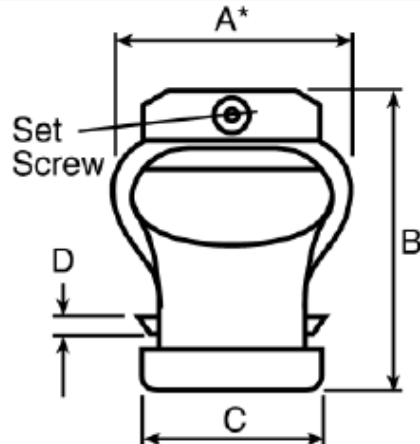
Si no es exactamente lo que necesita, puede ver más productos seleccionando los atributos adecuados de más arriba y pulsando 'Buscar'

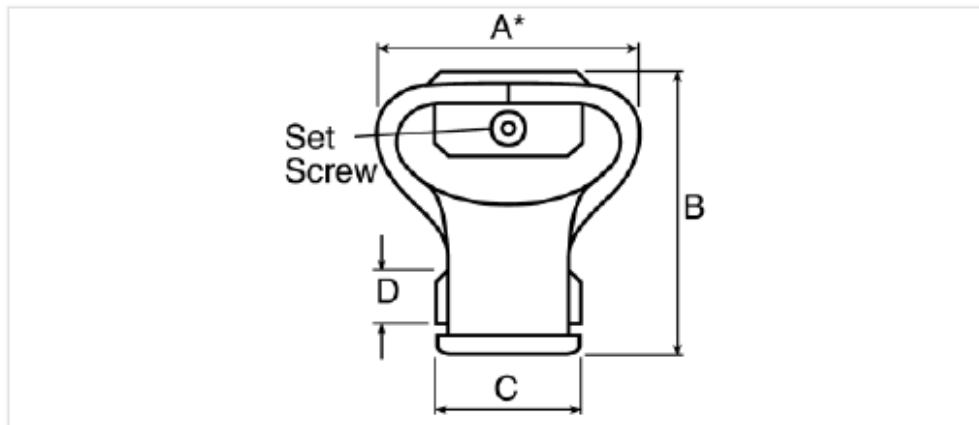
Detalles

K-couplings®

- Absorbe la desalineación paralela y angular
Su diseño único proporciona la máxima flexibilidad operativa
Fabricado en material de poliuretano de Elastacast de bucle doble, montado en tambores de acero chapados en zinc
Las aplicaciones incluyen: compresores; equipos de laboratorio, contadores mecánicos, transportadores, instrumentación, bomba y equipos de aspiración

Tipo	Máx. Desalineación angular (°)	Máx. Desalineación axial (mm)	Máx. Movimiento axial (mm)	Máx. Par de torsión (Nm)	Rigidez de torsión, estática (Nm/rad.)
5801	10	2,4	4,8	0,35	4,8
5802	15	3,8	7,5	1,4	7,5
5803	15	4,6	9,2	3,25	9,2
5804	15	5,1	10,2	4,6	10,2





Descripción de la gama

K-couplings®

[Llame a Pedidos RS](#)

[Condiciones de venta RS](#)

[Términos de uso de esta web](#)

[Política de privacidad](#)

© Amidata S.A.

Avenida de Europa, 19, 28224 - Pozuelo de Alarcón - Madrid

ANEXO 3.

Resultados de ensayo destructivo



CENTRO DE CONTROL DE CALIDAD
Calle Vieja 12-30 y Elia Liut
Telef. (593) - 7 862213 Fax 593 - 7 861750
Email vgavinelli@ups.edu.ec CUENCA ECUADOR

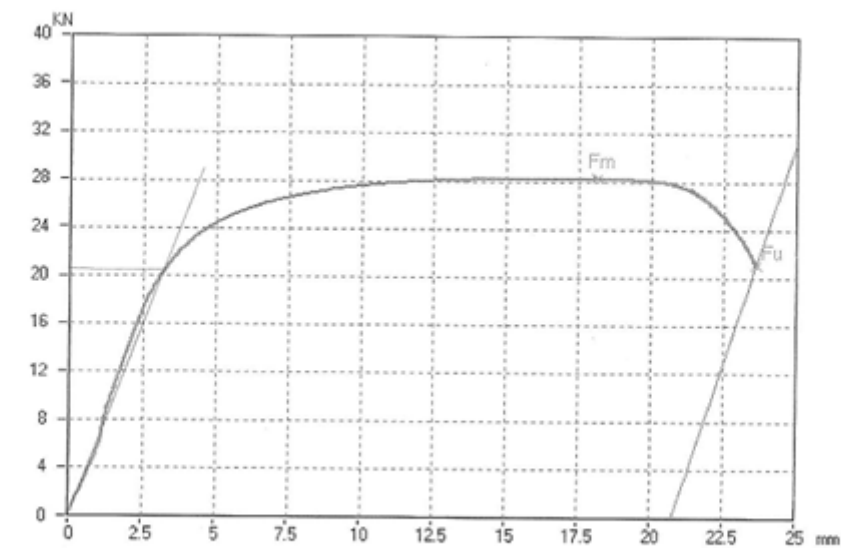
Código del Cliente: -
Lote: -
Colada: -
Codigo de la probeta: Acero plata
Forma de la Probeta: Circular
Operador/Máquina: VG
Tipo di sez.[C,Q,R,X,E] : C
Area provino [mm²] : 50.26
Distanza tra i morsetti [mm] : 90
Ve [mm/min] : 1
Vp [mm/min] : 2

Fecha: 29 de Septiembre de 2009
Reporte N°: 03

Diametro provino [mm] : 8

RESULTADOS DE LA PRUEBA

Alargamiento A % :	22.96 %	
% Estricción Z :	51 %	
Carga máxima Fm :	28.31 KN	Rm : 563.2 N/mm ²
Carga de ruptura Fu :	21.09 KN	



RESPONSABLE DEL ENSAYO

DIRECTOR DEL LABORATORIO



CENTRO DE CONTROL DE CALIDAD
 Calle Vieja 12-30 y Elia Liut
 Telef. (593) - 7 862213 Fax 593 - 7 861750
 Email vgavinelli@ups.edu.ec CUENCA ECUADOR

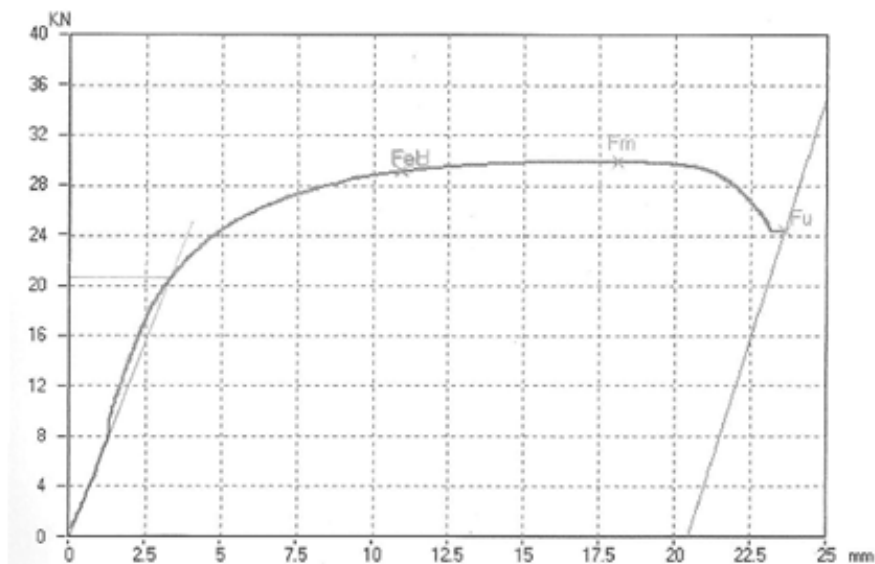
Código del Cliente: -
 Lote: -
 Colada: -
 Código de la probeta: Acero plata
 Forma de la Probeta: Circular
 Operador/Máquina: VG
 Tipo di sez. [C,Q,R,X,E] : C
 Área provino [mm²] : 50.26
 Distancia tra i morsetti [mm] : 94
 Ve [mm/min] : 1
 Vp [mm/min] : 2

Fecha: 29 de Septiembre de 2009
 Reporte N°: 04

Diametro provino [mm] : 8

RESULTADOS DE LA PRUEBA

Alargamiento A % :	21.65 %	
% Estricción Z :	43.8 %	
Carga máxima Fm :	29.95 KN	Rm : 596 N/mm ²
Carga de ruptura Fu :	24.39 KN	
Carga de fluencia sup. FeH :	29.21 KN	ReH : 581.3 N/mm ²
Carga de fluencia inf. FeL :	29.14 KN	ReL : 579.8 N/mm ²



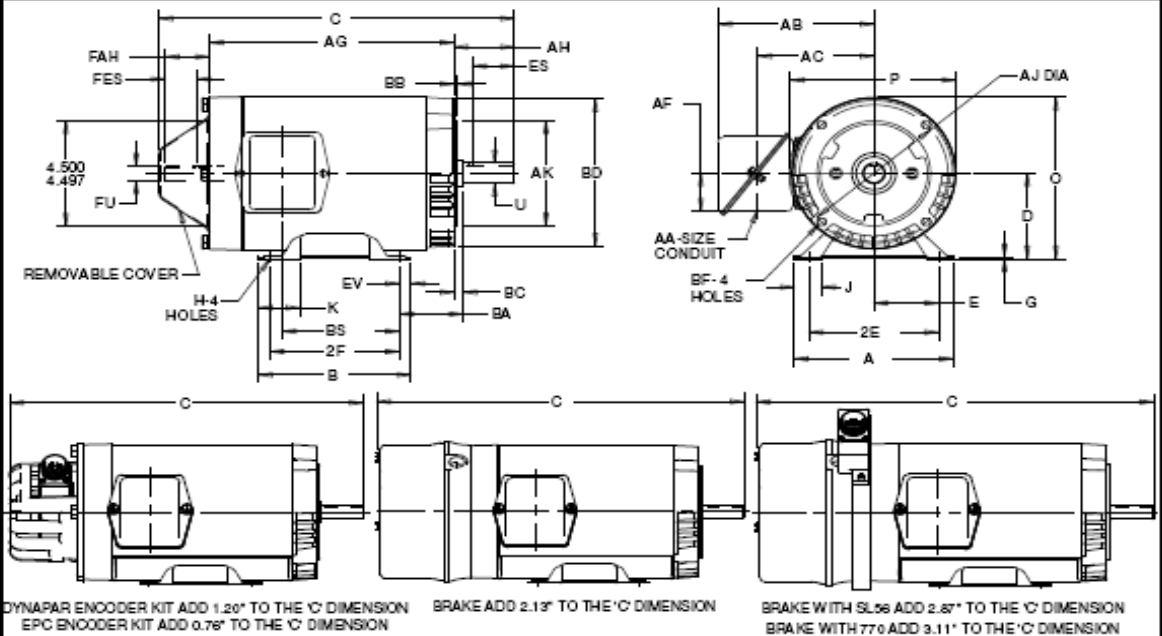
RESPONSABLE DEL ENSAYO

DIRECTOR DEL LABORATORIO

ANEXO 4.

Especificaciones del motor

		EMERSON MOTOR COMPANY 8100 WEST FLORISSANT AVE. ST. LOUIS, MO 63136	
DATE: 7/28/2010		P.O. NO.:	
		Order/Line NO.: 20245 MN	
TO:			
Model Number: CF64		REVISIONS:	
Catalog Number: UN12T2BC		(NONE)	
UN12T2BC,TENV,VFD,AC MTR			
60,230/460V			
UTNX,0.5HP,4P,56C			
ALL DOCUMENTS HEREIN ARE CONSIDERED CERTIFIED BY US ELECTRICAL MOTORS. THANK YOU FOR YOUR ORDER AND THE OPPORTUNITY TO SERVE YOU.			
Features:			
HorsePower	.5		
Enclosure.	TE		
Poles.	04		
RPM (Full Load).	1750		
Motor Frame Size	56C		
Phase.	3		
Frequency.	60		
Voltage.	460-230		
Motor Type Code.	UTNX		
Rotor Inertia (LB-FT ²)	.104 LB-FT ²		
Qty. of Bearings PE (Shaft)	1		
Qty. of Bearings SE (OPP)	1		
Bearing Number PE (Shaft)	6205-2Z-J/C3		
Bearing Number SE (OPP)	6203-2Z-J/C3		
		Emerson Motor Company is a division of Emerson Electric Co. The Emerson logo is a trademark and service mark of Emerson Electric Co.	

EFFECTIVE:
15-JUL-08SUPERSEDES:
NEW**HORIZONTAL MOTORS**
UNIMOUNT VECTOR DUTY
FRAME: 56C
TYPE: UTXPRINT:
07-2691SHEET:
1 OF 1

ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND MILLIMETERS

UNITS	A	B	D	E	2E	2F	G	H	J	K
IN	6.50	4.00	3.50	2.44	±.03	±.03	.13	+.05	1.88	1.13
MM	165	101	89	62	124	76	3	.34 x 1.25	48	29

UNITS	O	P ²	U	AA	AB	AC	AF	AH	AJ	AK	BA
IN	6.77	6.53	.6250	.75	6.10	4.50	1.60	2.06	5.875	4.500	2.75
MM	172	166	15.875	19	155	114	40	52	149.23	114.30	70

UNITS	BB	BC	BD	BF ⁴	ES	EV	FAH	FES	FU	PE SO	SE SO
IN	.13	.19	6.50	3/8-16 x .75	MIN	.50	1.75	1.50	.6250	.188	.188
MM	3	5	165		39	12	44	38	15.875	4.78	4.78

HP	UNITS	C	BS	AG
.25	IN	13.00	3.34	8.84
	MM	330	85	225
.33, 50	IN	14.50	4.84	10.34
1.00	MM	368	123	263

TOLERANCES	
FACE RUNOUT	.004 F.I.R.
PERMISSIBLE ECCENTRICITY OF MOUNTING RABBIT	.004 F.I.R.
PERMISSIBLE SHAFT RUNOUT	.002 F.I.R.

- 1: ALL ROUGH DIMENSIONS MAY VARY BY .25" DUE TO CASTING AND/OR FABRICATION VARIATIONS.
 2: LARGEST MOTOR WIDTH.
 3: TAP SIZE AND BOLT PENETRATION ALLOWANCE.
 4: ALL TAP HOLES ARE UNIFIED NATIONAL COARSE, RIGHT HAND THREAD.

- 5: CONDUIT BOX MAY BE LOCATED ON EITHER SIDE OF MOTOR. CONDUIT OPENINGS MAY BE LOCATED IN STEPS OF 180 DEGREES REGARDLESS OF LOCATION. STANDARD AS SHOWN WITH CONDUIT OPENING DOWN.
 6: TOLERANCES SHOWN ARE IN INCHES ONLY.
 7: FRAME REFERENCE: 6750/56

07-2691



NAMEPLATE DATA									
CATALOG NUMBER: UN12T2BC				NAMEPLATE PART #: 422699-005					
MODEL: CF64		FR: 56C		TYPE: UTX		ENCL: TE			
SHAFT END BRG: 6205-2Z-J/C3 - QTY 1				OPP END BRG: 6203-2Z-J/C3 - QTY 1					
PH: 3		MAX AMB: 40 C		ID#:					
INSUL CLASS: F		Asm. Pos.: F1		DUTY: CONT					
HP: .5		RPM: 1750		HP:		RPM:			
VOLTS: 460		230		VOLTS:					
FL AMPS: .8		1.5		FL AMPS:					
SF AMPS:				SF AMPS:					
SF: 1.00		DESIGN: #		CODE: L		SF:		DESIGN: CODE:	
NEMA NOM EFFICIENCY: 84.0		NOM PF: 74.2		KiloWatt: .4		NEMA NOM EFFICIENCY:		NOM PF:	
GUARANTEED EFFICIENCY: 81.5		MAX KVAR:		HZ: 60		GUARANTEED EFFICIENCY:		MAX KVAR: HZ:	
UL DATA (IF APPLICABLE):									
DIVISION:				CLASS I:		GROUP I:			
TEMP CODE:				CLASS II:		GROUP II:			
VFD DATA (IF APPLICABLE):									
VOLTS: 460		230		VOLTS:					
AMPS: .8		1.6		AMPS:					
TORQUE 1:		1.5LB-FT		TORQUE 2:		1.5-.75LB-FT			
VFD LOAD TYPE 1:		CT/VEC		VFD LOAD TYPE 2:		CHP/VEC			
VFD HERTZ RANGE 1:		0-60		VFD HERTZ RANGE 2:		60-120			
VFD SPEED RANGE 1:		0-1800		VFD SPEED RANGE 2:		1800-3600			
SERVICE FACTOR:		1.00		FL SLIP:		50			
NO. POLES:		4		MAGNETIZING AMPS:		.5			
VECTOR MAX RPM:		3600		Encoder PPR:					
Radians / Seconds:		10.5		Encoder Volts:					
TEAO DATA (IF APPLICABLE):									
HP (AIR OVER):		HP (AIR OVER M/S):		RPM (AIR OVER):		RPM (AIR OVER M/S):			
FPM AIR VELOCITY:		FPM AIR VELOCITY M/S:		FPM AIR VELOCITY SEC:					

ADDITIONAL NAMEPLATE DATA:

Decal / Plate	WD=344136	Customer PN	
Notes		Non Rev Ratchet	
Max Temp Rise		OPP/Upper Oil Cap	GREASE
Thermal (WDG)	OVER TEMP PROT 2	SHAFT/Lower Oil Cap	GREASE
Altitude			
EPACT Note		EPACT Compliance	
COS		Marine Duty	
Balance	0.08 IN/SEC	Arctic Duty	
3/4 Load Eff.	83.2	Inrush Limit	
Motor Weight	30	Direction of Rotation	
Sound Level		Special Note 1	
Vertical Thrust		Special Note 2	
Thrust Percentage		Special Note 3	
Bearing Life		Special Note 4	
Starting Method		Special Note 5	
Number of Starts		Special Note 6	
200/208V 60Hz Max Amps		SH Max. Temp.	
190V 50 Hz Max Amps		SH Voltage	
380V 50 Hz Max Amps		SH Watts	
NEMA Inertia		Load Inertia	
Sumphaster Voltage		Sumphaster Wattage	
Special Accessory Note 1		Special Accessory Note 16	
Special Accessory Note 2		Special Accessory Note 17	
Special Accessory Note 3		Special Accessory Note 18	
Special Accessory Note 4		Special Accessory Note 19	
Special Accessory Note 5		Special Accessory Note 20	
Special Accessory Note 6		Special Accessory Note 21	
Special Accessory Note 7		Special Accessory Note 22	
Special Accessory Note 8		Special Accessory Note 23	
Special Accessory Note 9		Special Accessory Note 24	
Special Accessory Note 10		Special Accessory Note 25	
Special Accessory Note 11		Special Accessory Note 26	
Special Accessory Note 12		Special Accessory Note 27	
Special Accessory Note 13		Special Accessory Note 28	
Special Accessory Note 14		Special Accessory Note 29	
Special Accessory Note 15		Special Accessory Note 30	



EMERSON MOTOR COMPANY
ST. LOUIS, MO



TYPICAL NAMEPLATE DATA
ACTUAL MOTOR NAMEPLATE LAYOUT MAY VARY
SOME FIELDS MAY BE OMITTED

MOTOR PERFORMANCE

MODEL NO.	CATALOG NO.	PHASE	TYPE	FRAME
CF64	UN12T2BC	3	UTNX	56C

ORDER NO.	20245	LINE NO.
-----------	-------	----------

MPI:	104406	104407
HP:	0.5	0.5
POLES:	4	4
VOLTS:	460	230
HZ:	60	60
SERVICE FACTOR:	1.25	1
EFFICIENCY (%):		
S.F.	84.1	
FULL	84	84
3/4	83.2	83.2
1/2	79.6	79.6
1/4	68.7	68.7
POWER FACTOR (%):		
S.F.	79.5	
FULL	74.2	74.2
3/4	65.7	65.7
1/2	52.8	52.8
1/4	34.5	34.5
NO LOAD	9.9	9.9
LOCKED ROTOR	61.1	61.1
AMPS:		
S.F.	0.9	
FULL	0.8	1.5
3/4	0.6	1.3
1/2	0.6	1.1
1/4	0.5	1
NO LOAD	0.5	1
LOCKED ROTOR	6	12.1
NEMA CODE LETTER	L	L
NEMA DESIGN LETTER	#	#
FULL LOAD RPM	1750	1750
NEMA NOMINAL EFFICIENCY (%)	84	84
GUARANTEED EFFICIENCY (%)	81.5	81.5
MAX KVAR	0.3	0.3
AMBIENT (°C)	40	40
ALTITUDE (FASL)	3300	3300
SAFE STALL TIME-HOT (SEC)	30	30
SOUND PRESSURE (DBA @ 1M)	0	0
TORQUES:		
BREAKDOWN(% F.L.)	457	457
LOCKED ROTOR(% F.L.)	335	335
FULL LOAD(LB-FT)	1.5	1.5

The Above Data Is Typical, Sinewave Power Unless Noted Otherwise

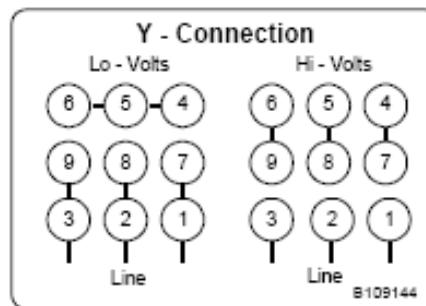
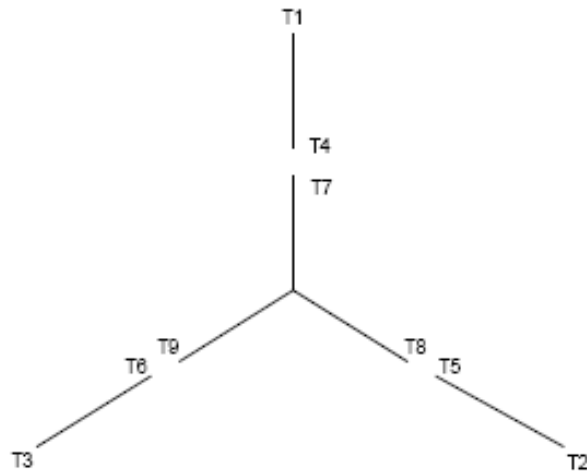


EMERSON MOTOR COMPANY
ST LOUIS, MO



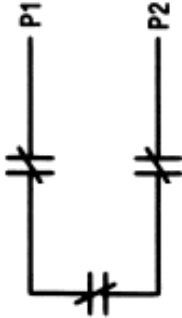
**B109144**

Motor Wiring Diagram
9 Lead, Dual Voltage (WYE Conn.)



To reverse direction of rotation interchange connections L1 and L2.

Each lead may have one or more cables comprising that lead.
 In such case each cable will be marked with the appropriate lead number.

THERMOSTATS		C 834066		A	
1. MOTOR IS EQUIPPED WITH QTY-3 (1 PER PHASE) NORMALLY CLOSED THERMOSTATS. THERMOSTATS ARE SET TO OPEN AT HIGH TEMPERATURE. 2. THERMOSTATS MUST NOT BE USED TO SWITCH ABOVE 18 AMPS AT 24 VDC OR 12 AMPS AT 230 VAC.					
N. C. THERMOSTATS 					
ACCESSORY LISTING					
QTY-3 N.C. THERMOSTATS					
U.S. ELECTRICAL MOTORS DIVISION OF EMERSON ELECTRIC CO. ST. LOUIS, MISSOURI		CUSTOMER CONNECTION DIAGRAM			
CHANGE LET NOTICE NO.	DESCRIPTION OF CHANGE	SCALE	NONE	IN	DATE
A	REDRAWN ON CAD 10/28/91				DRWN 24-APR-80, DLH
B	MOD 8-NOV-95 UPDATE TEXT				RVSD 6-JUN-00, RWK
C	MOD 6-JUN-00 UPDATED				APPD 6-JUN-00, REP
		MATERIAL		SHEET	
				1 1 1 CDG	
		C 834066		A	

ANEXO 5.

Especificaciones del variador de velocidad

© Siemens AG 2009 SINAMICS G110 Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW 3	
	3/2 Convertidores estándar SINAMICS G110
	3/2 Síntesis
	3/2 Beneficios
	3/3 Gama de aplicación
	3/3 Construcción
	3/3 Funciones
	3/4 Controlled Power Modules
	3/4 Datos para selección y pedidos
	3/5 Datos técnicos
	3/9 Accesorios
	3/10 Croquis acotados
	3/11 Diagrama de circuito
	3/12 Kit de iniciación
	3/12 Síntesis
	3/12 Datos para selección y pedidos
	3/13 Componentes de potencia lado red
	3/13 Síntesis
	3/13 Datos técnicos
	3/14 Datos para selección y pedidos
Siemens D 11.1 · 2009	

SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

Convertidores estándar SINAMICS G110

Síntesis



SINAMICS G110, tamaño FSA (lado derecho con disipador plano)



SINAMICS G110, tamaños FSB y FSC

SINAMICS G110 es un convertidor de frecuencia con funcionalidad básica para toda clase de accionamientos industriales de velocidad variable.

El convertidor ultracompacto SINAMICS G110 funciona con control por frecuencia-tensión en redes monofásicas de 200 V a 240 V.

Es el convertidor económico ideal dentro de la gama baja de la familia de productos SINAMICS.

Para los convertidores SINAMICS G110 existen los siguientes **componentes de potencia lado red**:

- Filtro CEM
- Bobinas de red
- Fusibles
- Interruptor automático

Además, están disponibles los siguientes **accesorios**:

- Panel de mando
- Accesorios de montaje
- Herramienta de puesta en marcha

Documentación técnica actualizada (catálogos, croquis acotados, certificados, manuales e instrucciones de servicio) disponible en Internet en la dirección:

<http://www.siemens.com/sinamics-g110/documentation>

y también offline en el DVD CA 01, en el Configurador SD. Asimismo se puede utilizar el Configurador SD desde Internet, sin necesidad de instalarlo en el PC. El Configurador SD se encuentra en las páginas de Siemens Mail, en la siguiente dirección:

<http://www.siemens.com/ct-configurator>

Beneficios

- Instalación, parametrización y puesta en marcha sencillas
- Diseñado para máxima compatibilidad electromagnética
- Extenso rango de parámetros que permite configurarlo para una amplia gama de aplicaciones
- Simple conexión por cable
- Funcionalidad escalable gracias a variantes analógica y USS
- Funcionamiento silencioso del motor gracias a alta frecuencia de pulsación
- Información de estado y avisos de alarma a través del panel de mando BOP (Basic Operator Panel) opcional
- Posibilidad de copiar rápidamente parámetros usando el panel BOP opcional
- Opciones externas para comunicación con PC así como BOP
- Actuación rápida y reproducible con gran constancia de las entradas digitales para aplicaciones que exigen respuesta rápida
- Entrada precisa de consigna gracias a entrada analógica de alta resolución, 10 bits, (sólo variantes analógicas)
- LED para información de estado
- Variante con filtro CEM integrado de clase A o B
- Interruptor DIP para fácil adaptación a aplicaciones de 50 Hz o 60 Hz
- Interruptor DIP para cierre del bus en la variante USS (RS485)
- Interfaz serie RS485 (sólo variantes USS) para su integración en sistemas de accionamiento conectados en red
- Mando de 2 ó 3 hilos (señales sostenidas/o impulsos) para control universal a través de las entradas digitales
- Posibilidad de ajustar el límite inferior de tensión en el circuito intermedio para iniciar un frenado controlado del motor en caso de caída de la red

Accesorios (resumen)

- Panel de mando BOP
- Adaptador para montaje sobre perfil DIN (tamaños FSA y FSB)
- Juego para conexión de convertidor a PC
- Herramienta de puesta en marcha STARTER

Componentes de potencia lado red (resumen)

- Filtro CEM de clase B con bajas corrientes de fuga (disponible adicionalmente para convertidores con filtro integrado)
- Filtro CEM de clase B (disponible adicionalmente para convertidores con filtro integrado)
- Bobinas de red

Normas internacionales

- Cumplen los requisitos de la Directiva de baja tensión de la UE
- Marcado CE
- Certificados conforme a UL y cUL
- c-tick

SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

Controlled Power Modules

Datos para selección y pedidos

En relación con la intensidad de salida asignada, se admiten motores de baja tensión con al menos 2 y hasta 6 polos, p. ej. la nueva serie de motores 1LE1 (más información en el anexo).

La potencia asignada es una magnitud meramente orientativa. La descripción del comportamiento con sobrecarga se encuentra en los datos técnicos generales de los Controlled Power Modules.

Potencia kW	Intensidad de entrada asignada (con 230 V)	Intensidad de salida asignada (con 230 V)	Tamaño (Frame size)	Versión	SINAMICS G110 sin filtro	SINAMICS G110 con filtro integrado	Clase del filtro ¹⁾ En caso de utilizar cables apantallados con una longitud de máx.		
							5 m	10 m	25 m
0,12	0,16	2,3	FSA	Análogo	6SL3211-0AB11-2UA1	6SL3211-0AB11-2BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB11-2UB1	6SL3211-0AB11-2BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
				Análogo (con disipador plano)	6SL3211-0KB11-2UA1	6SL3211-0KB11-2BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB11-2UB1	6SL3211-0KB11-2BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
0,25	0,33	4,5	FSA	Análogo	6SL3211-0AB12-5UA1	6SL3211-0AB12-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB12-5UB1	6SL3211-0AB12-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
				Análogo (con disipador plano)	6SL3211-0KB12-5UA1	6SL3211-0KB12-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB12-5UB1	6SL3211-0KB12-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
0,37	0,5	6,2	FSA	Análogo	6SL3211-0AB13-7UA1	6SL3211-0AB13-7BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB13-7UB1	6SL3211-0AB13-7BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
				Análogo (con disipador plano)	6SL3211-0KB13-7UA1	6SL3211-0KB13-7BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB13-7UB1	6SL3211-0KB13-7BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
0,55	0,75	7,7	FSA	Análogo	6SL3211-0AB15-5UA1	6SL3211-0AB15-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB15-5UB1	6SL3211-0AB15-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
				Análogo (con disipador plano)	6SL3211-0KB15-5UA1	6SL3211-0KB15-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB15-5UB1	6SL3211-0KB15-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
0,75	1,0	10,0	FSA	Análogo	6SL3211-0AB17-5UA1	6SL3211-0AB17-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB17-5UB1	6SL3211-0AB17-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
				Análogo (con disipador plano)	6SL3211-0KB17-5UA1	6SL3211-0KB17-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB17-5UB1	6SL3211-0KB17-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
1,1	1,5	14,7	FSB	Análogo	6SL3211-0AB21-1UA1	6SL3211-0AB21-1AA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB21-1UB1	6SL3211-0AB21-1AB1	B	A ²⁾	A ²⁾
1,5	2,0	19,7	FSB	Análogo	6SL3211-0AB21-5UA1	6SL3211-0AB21-5AA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB21-5UB1	6SL3211-0AB21-5AB1	B	A ²⁾	A ²⁾
2,2	3,0	27,2	FSC	Análogo	6SL3211-0AB22-2UA1	6SL3211-0AB22-2AA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB22-2UB1	6SL3211-0AB22-2AB1	B	A ²⁾	A ²⁾
3,0	4,0	35,6	FSC	Análogo	6SL3211-0AB23-0UA1	6SL3211-0AB23-0AA1	B	A ²⁾	A ²⁾
				USS	6SL3211-0AB23-0UB1	6SL3211-0AB23-0AB1	B	A ²⁾	A ²⁾

Los valores de intensidad son válidos para una temperatura ambiente de 50 °C, siempre que no se indique lo contrario.

La versión de un determinado convertidor SINAMICS G110 está codificada en la última posición de la referencia completa. Por ello el equipo recibido puede diferir del pedido en dicha posición.

ción de la referencia como consecuencia del progreso tecnológico.

Todos los convertidores SINAMICS G110 se suministran sin panel de mando (BOP). El BOP u otros accesorios deben pedirse por separado.

¹⁾ La clase de filtro se indica en **negrita** en la placa de características del convertidor.

²⁾ Con filtro adicional, también clase B.

© Siemens AG 2009

SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

Controlled Power Modules

Datos técnicos

	Controlled Power Modules
Rango de potencia	0,12 ... 3,0 kW
Tensión de red	1 AC 200 ... 240 V ±10%
Frecuencia de red	47 ... 63 Hz
Frecuencia de salida	0 ... 650 Hz
cos ϕ	≥ 0,95
Rendimiento del convertidor	90 ... 94%
• En equipos < 0,75 kW	≥ 95%
• En equipos ≥ 0,75 kW	≥ 96%
Capacidad de sobrecarga	Corriente de sobrecarga: 1,5 × intensidad de salida asignada (es decir, 150% de sobrecarga) durante 60 s, después 0,85 × intensidad de salida asignada durante 240 s, tiempo de ciclo 300 s
Corriente de pre carga	no mayor que la intensidad de entrada asignada
Método de control	Característica U/f (lineal) (con elevación de tensión parametrizable); característica U/f cuadrática; característica multipunto (característica U/f parametrizable)
Frecuencia de pulsación	8 kHz (estándar), 2 ... 16 kHz (en intervalos de 2 kHz)
Frecuencias fijas	3, parametrizables
Banda de frecuencias inhibible	1, parametrizable
Resolución de consigna	0,01 Hz digital 0,01 Hz serie 10 bits analógico (potenciometro motorizado 0,1 Hz)
Entradas digitales	3 entradas digitales parametrizables, sin aislamiento galvánico; tipo PNP, compatibles con SIMATIC
Entrada analógica (variante analógica)	1 para consigna (0 ... 10 V, escalable o utilizable como 4ª entrada digital)
Salida digital	1 salida por optoacoplador con aislamiento galvánico (24 V DC, 50 mA, óhm., tipo NPN)
Puerto serie (variante USS)	RS485, para servicio con protocolo USS
Longitud del cable al motor, máx.	25 m
• Apantallado	50 m
• Sin apantallar	
Compatibilidad electromagnética	Todos los equipos con filtro CEM integrado para sistemas de accionamiento en instalaciones de categoría C2 (límite según EN 55011, clase A, grupo 1) y en instalaciones de categoría C3 (límite según EN 55011, clase A, grupo 2). Además, si se usan cables apantallados con una longitud máx. de 5 m, todos los equipos con filtro CEM integrado cumplen los límites de EN 55011, clase B, para emisión de perturbaciones conducidas.
Frenado	Frenado por corriente continua, frenado combinado
Grado de protección	IP20
Temperatura de empleo	-10 ... +40 °C, hasta +50 °C con derating
Temperatura de almacenamiento	-40 ... +70 °C
Humedad relativa del aire	95% (no admite condensación)
Altitud de instalación	hasta 1000 m s.n.m. sin reducción de la potencia • Intensidad de salida asignada a 4000 m sobre el nivel del mar: 90% • Tensión de red hasta 2000 m s.n.m.: 100% a 4000 m s.n.m.: 75%
Corriente nominal de corte en cortocircuito SCCR (Short Circuit Current Rating) ¹⁾	10 kA
Funciones de protección contra	• Subtensión • Sobretensión • Defecto a tierra • Cortocircuito • Vuelco del motor • Protección térmica del motor I ² t • Sobretensión en convertidor • Sobretensión en motor
Conformidad con normas	UL, cUL, CE, c-tick
Marco CE	conforme a la Directiva de baja tensión 73/23/CEE y a la Directiva de máquinas 98/37/CE

¹⁾ Tiene validez para instalaciones industriales en armario según NEC Article 409/UL 508A. Para más información, visite la página de Internet: <http://support.automation.siemens.com/WW/view/2395621>

SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

Controlled Power Modules

Datos técnicos

	Controlled Power Modules						
	FSA ≤ 0,37 kW	FSA 0,55 kW y 0,75 kW	FSA ≤ 0,37 kW con disipador plano	FSA 0,55 kW y 0,75 kW con disipador plano	FSB 1,1 kW y 1,5 kW	FSC 2,2 kW	FSC 3,0 kW
Dimensiones (sin accesorios)							
• Anchura	90	90	90	90	140	184	184
• Altura	150	150	150	150	160	181	181
• Profundidad	116	131	101	101	142	152	152
Peso aprox.							
• sin filtro	0,7	0,8	0,6	0,7	1,4	1,9	2,0
• con filtro	0,8	0,9	0,7	0,8	1,5	2,1	2,2

Datos técnicos para versión con disipador plano

La versión con disipador plano ofrece una disipación de calor favorable y ahorradora de espacio, ya que puede montarse un disipador adicional fuera del armario eléctrico.

	Controlled Power Modules tamaño FSA con disipador plano				
	0,12 kW	0,25 kW	0,37 kW	0,55 kW	0,75 kW
Temperatura de empleo	-10 ... +50 °C	-10 ... +50 °C	-10 ... +50 °C	-10 ... +50 °C	-10 ... +40 °C
Pérdidas totales a plena carga y temp. máx. de empleo como las indicadas	22 W	28 W	36 W	43 W	54 W
Pérdidas en el lado de red y la parte de control	9 W	10 W	12 W	13 W	15 W
Resistencia térmica recomendada del disipador	3,0 K/W	2,2 K/W	1,6 K/W	1,2 K/W	1,2 K/W
Intensidad de salida recomendada	0,9 A	1,7 A	2,3 A	3,2 A	3,9 A

Datos para derating y pérdidas

Frecuencia de pulsación

Potencia	Pérdidas	Intensidad de salida asignada, en A con una frecuencia de pulsación de							
		W	2 kHz	4 kHz	6 kHz	8 kHz	10 kHz	12 kHz	14 kHz
0,12	22	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,25	28	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
0,37	36	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
0,55	43	3,2	3,2	3,2	3,2	3,0	2,7	2,5	2,2
0,75 (a 40 °C)	54	3,9	3,9	3,9	3,9	3,6	3,3	3,0	2,7
0,75	54	3,2	3,2	3,2	3,2	3,0	2,7	2,5	2,2
1,1	86	6,0	6,0	6,0	6,0	5,9	5,7	5,6	5,4
1,5 (a 40 °C)	118	7,8	7,8	7,8	7,8	7,6	7,4	7,2	7,0
1,5	118	6,0	6,0	6,0	6,0	5,9	5,7	5,6	5,4
2,2	174	11,0	11,0	11,0	11,0	10,8	10,5	10,2	9,9
3,0 (a 40 °C)	210	13,6	13,6	13,6	13,6	13,3	12,9	12,6	12,3
3,0	210	11,0	11,0	11,0	11,0	10,8	10,5	10,2	9,9

Los valores de intensidad son válidos para una temperatura ambiente de 50 °C, siempre que no se indique lo contrario.

SINAMICS G110**Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW****Controlled Power Modules****Accesorios***Panel BOP (Basic Operator Panel)*

El panel BOP permite ajustes de parámetros personalizados. Los valores y unidades se visualizan en un display de 5 dígitos. Un panel BOP puede usarse para varios convertidores. Simplemente se enchufa directamente en el convertidor.

El panel BOP tiene una función para copiar ("clonar") rápidamente parámetros. Para ello se memoriza el juego de parámetros de un convertidor y se clona luego en cualquier otro que se desee.

Juego de conexión convertidor-PC

Para controlar y poner en marcha un convertidor directamente desde un PC, si en éste está instalado el software correspondiente (herramienta de puesta en marcha STARTER).

Módulo adaptador RS232, con aislamiento galvánico, para conexión punto a punto segura a un PC.

Incluye un conector macho Sub-D de 9 polos, un cable estándar RS232 (3 m) y la herramienta de puesta en marcha STARTER¹⁾ en DVD.

Herramienta de puesta en marcha

STARTER es una herramienta gráfica de puesta en marcha para convertidores de frecuencia SINAMICS G110 bajo Windows NT/2000/XP Professional. Permite leer, modificar, almacenar, cargar e imprimir listas de parámetros.

Datos para selección y pedidos

Los accesorios aquí relacionados son aptos para todos los convertidores SINAMICS G110.

Accesorios	Referencia
Panel BOP (Basic Operator Panel)	6SL3255-0AA00-4BA1
Juego de conexión convertidor-PC Incluido conector macho Sub-D de 9 polos, cable estándar RS232 (3 m) y herramienta de puesta en marcha STARTER ¹⁾ en DVD	6SL3255-0AA00-2BA1
Adaptador para montaje sobre perfil normalizado DIN	
• Tamaño 1 (tamaño FSA)	6SL3261-1BA00-0AA0
• Tamaño 2 (tamaño FSB)	6SL3261-1BB00-0AA0
SD Manual Collection en DVD²⁾ en varios idiomas	6SL3258-0CA00-0MG0
Todos los manuales para motores de baja tensión, motorreductores y convertidores de baja tensión	
SD Manual Collection en DVD²⁾ en varios idiomas, servicio de mantenimiento durante 1 año	6SL3258-0CA10-0MG0
Herramienta de puesta en marcha STARTER¹⁾ en DVD	6SL3072-0AA00-0A00

¹⁾ La herramienta de puesta en marcha STARTER también está disponible en internet en la dirección <http://support.automation.siemens.com/WW/view/en/1080495/133100>

²⁾ Sujeto a reglamentos de control de exportaciones: AL: N y EOCN: 50992

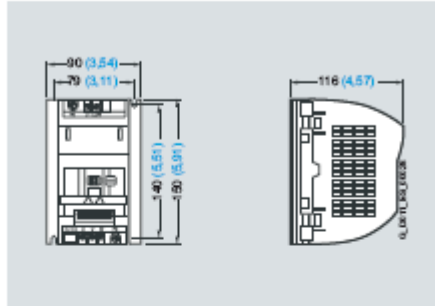
SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

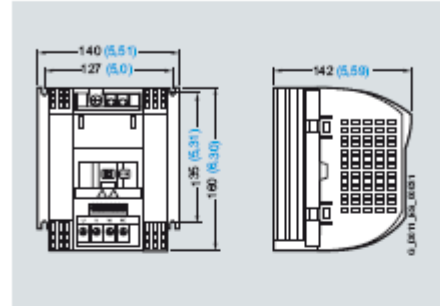
Controlled Power Modules

Croquis acotados

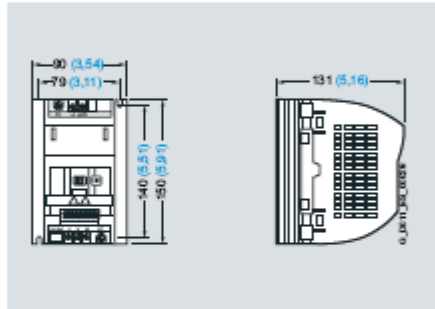
3



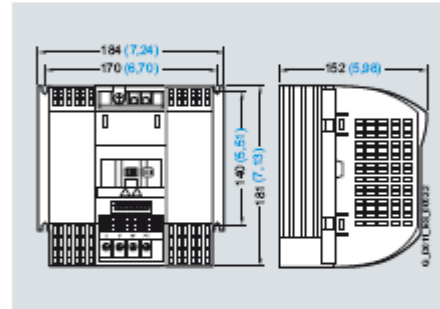
Convertidores tamaño FSA; 0,12 kW a 0,37 kW



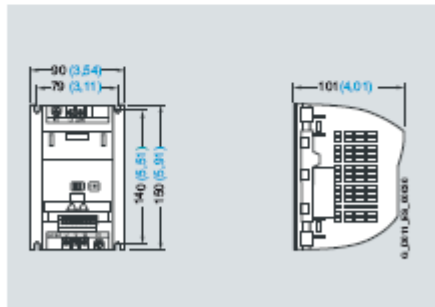
Convertidores tamaño FSB; 1,1 kW a 1,5 kW



Convertidores tamaño FSA; 0,55 kW a 0,75 kW



Convertidores tamaño FSC; 2,2 kW a 3,0 kW



Convertidores tamaño FSA con disipador plano; 0,12 kW a 0,75 kW

Fijación con tornillos y arandelas
(no incluidas en el volumen de suministro)

- Tamaño FSA: 2 × M4
- Tamaño FSB: 4 × M4
- Tamaño FSC: 4 × M5

Con el panel BOP enchufado, la profundidad aumenta 8 mm (0,31 pulgadas).

Todas las dimensiones en mm (valores entre paréntesis en pulgadas).

© Siemens AG 2009

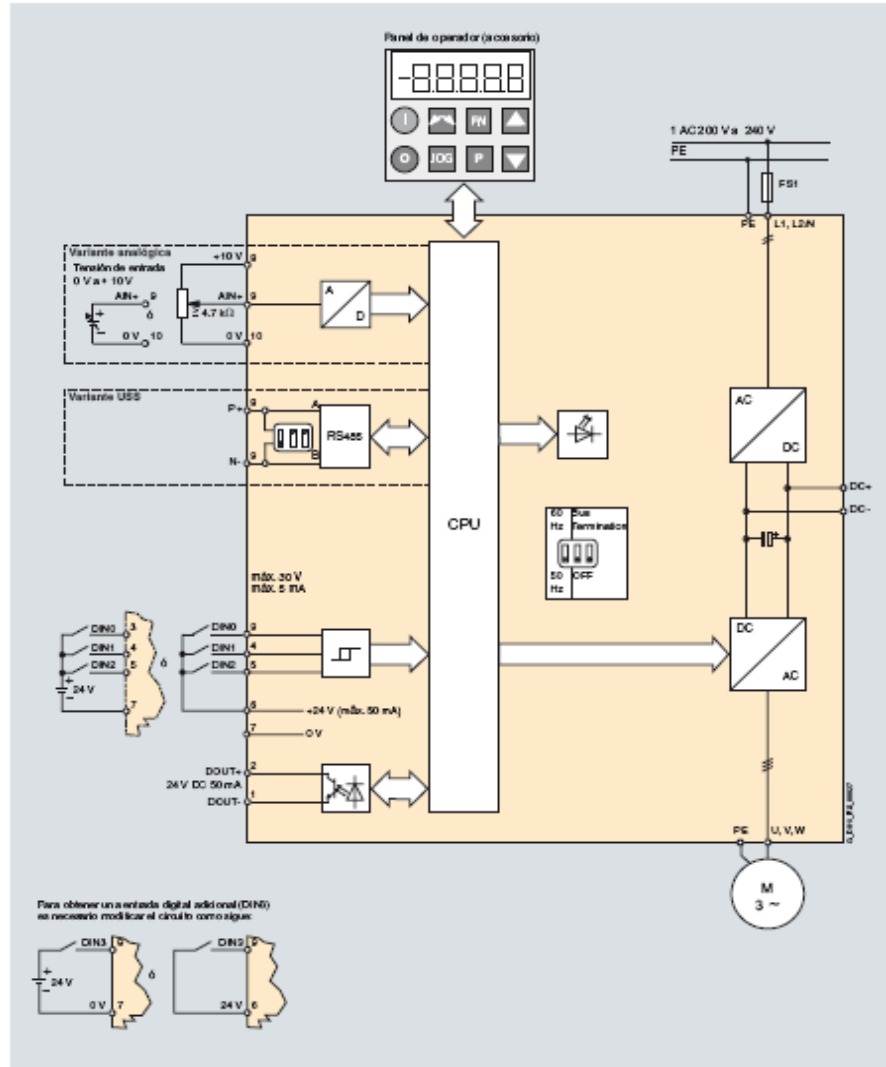
SINAMICS G110

Convertidores estándar de 0,12 kW a 3 kW

Controlled Power Modules

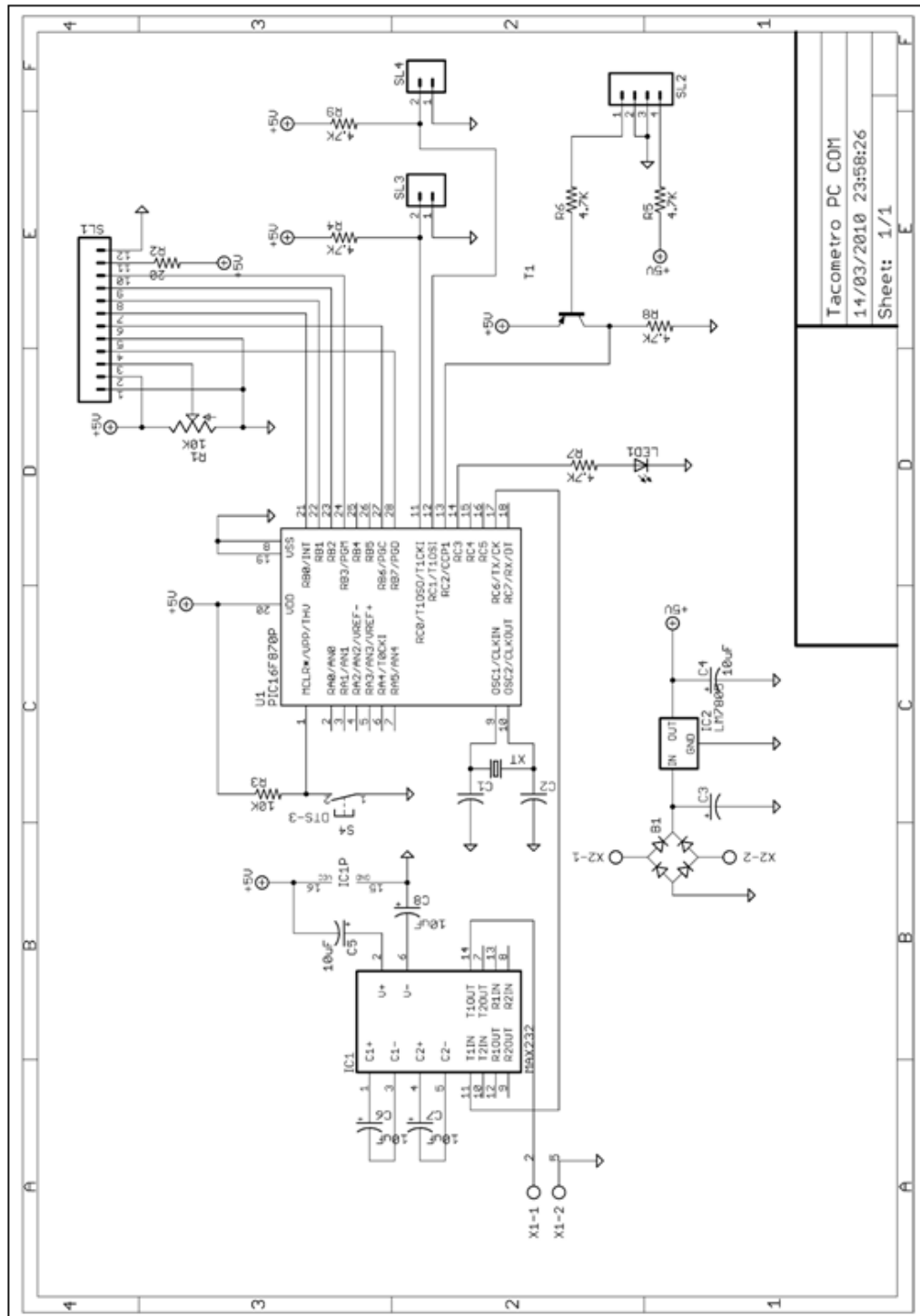
Diagrama de circuito

Esquema simplificado



ANEXO 6.

Circuito electrico tacometro digital



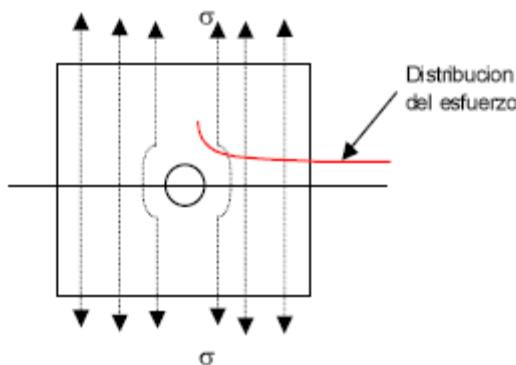
ANEXO 7.

Factores que influyen en los esfuerzos de materiales

MODULO VII. FACTORES QUE INFLUYEN EN LOS ESFUERZOS DE MATERIALES

7.1. CONCENTRADORES DE ESFUERZO.

Debido a que los elementos mecánicos tienen diferentes formas, acabados, imperfecciones y discontinuidades, no se comportan como los materiales perfectos que en la mayoría de los casos se analizan. Cualquier discontinuidad altera la distribución del esfuerzo en los alrededores de dichas discontinuidades. A estas discontinuidades se les llama Intensificadores de esfuerzo y en las regiones en que ocurre, áreas de concentración de esfuerzo.



En este ejemplo tenemos una discontinuidad en el material, las trayectorias de las líneas de esfuerzo son uniformes menos en las partes vecindarias del orificio, en ese punto el esfuerzo se “concentra”.

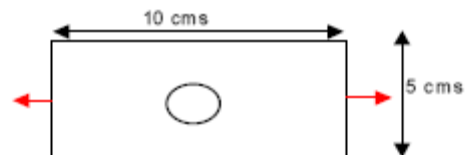
Para relacionar estos esfuerzos se emplean los factores de concentración geométricos K_t (Para esfuerzos normales) y K_{ts} (para esfuerzos cortantes)

$$K_t = (\sigma_{\max} / \sigma_o) \quad K_{ts} = (\tau_{\max} / \tau_o)$$

El esfuerzo nominal σ_o o τ_o se calcula de las ecuaciones fundamentales y el área neta. El subíndice t en K_t o K_{ts} significa que el valor de estos factores dependen solo de la geometría de la parte. K_t o K_{ts} es llamado Factor de Concentración de Esfuerzos Bajo Cargas Estáticas

Ambos factores se pueden encontrar por tablas ya establecidas de la geometría y tipo de carga. Para efectos de cálculos de cargas estáticas, debemos hallarlos o tenerlos en cuenta para los cálculos. Ejemplo

Una barra rectangular de largo = 10 cms, ancho (w) = 5 cms y espesor (t) = 2 cms, se carga bajo tensión con una fuerza $P = 10000$ N. La barra posee un agujero de 1 cms de diámetro en su centro. Se desea calcular los esfuerzos nominales y el esfuerzo máximo en los alrededores del agujero



El esfuerzo sin tener en cuenta el efecto de concentración de esfuerzo que genera el orificio viene dado por la expresión:

$$\sigma = F/A = P/w*t = 10000 \text{ N} / (0.02 \text{ mts} * 0.05 \text{ mts}) \rightarrow \sigma = 10 \text{ MPa}$$

Ahora si se tiene en cuenta el concentrador de esfuerzo, los esfuerzos máximos alrededor del orificio viene dado por la expresión:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= K_t \sigma_o = K_t * [F / (w - d) * t] \quad \text{De las tablas se obtiene } K_t = 2.5 \\ \sigma_{\max} &= 2.5 * [10000 \text{ N} / (0.05 \text{ mts} - 0.01 \text{ mts}) * 0.02 \text{ mts}] = 31.25 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Con el valor de $\sigma_{\max}$ se emplea como referencia para calcular el tipo de material adecuado.

7.2. GRIETAS.

La grietas en los materiales son también discontinuidades que modifican alteran la capacidad del material para soportar cargas. Se había determinado que las irregularidades presentes en el material, modifican el comportamiento del esfuerzo a través del mismo. Se tiene así que algunos materiales no son completamente sensibles a la presencia de muescas o entalladuras, en tal caso puede emplearse un valor reducido de K_t . Para dichos materiales, el esfuerzo máximo es de hecho:

$$\sigma_{\text{máximo}} = K_f \sigma_o$$

$$\tau_{\text{máximo}} = K_{fs} \tau_o$$

K_f : Valor reducido de K_t para esfuerzos normales

K_{fs} : Valor reducido de K_{ts} para esfuerzos cortantes

σ_o : Esfuerzo nominal normal neto

τ_o : Esfuerzo cortante normal neto

El factor K_f se llama comúnmente Factor de Concentración de Esfuerzo por Fatiga o Bajo Carga Dinámica, pero se hallarán muchos casos donde su uso es indicado sólo donde ocurren esfuerzos estáticos. Así que es conveniente considerar a K_f como un factor de concentración de esfuerzos reducido a partir de K_t (cargas de tensión o flexión) o K_{ts} (para cargas de torsión), debido a la menor sensibilidad a la muesca. $K_f = (\text{esfuerzo máximo en probeta con muesca} / \text{esfuerzo en probeta libre de muesca})$. La sensibilidad a la muesca (q) se define por la ecuación:

$$q = (K_f - 1) / (K_t - 1) \quad 0 \leq q \leq 1$$

Si $K_f = 1$, entonces $q = 0$ se deduce que el material no tiene sensibilidad a las muescas; por otra parte si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad completa a la muesca.

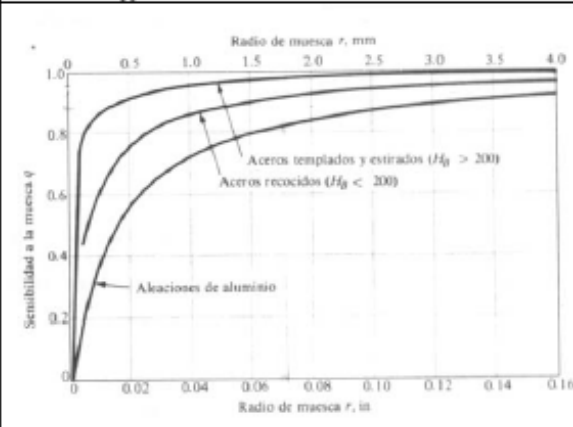
Despejando K_f :

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad [\text{para cargas de tensión o flexión}] \quad K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1) \quad [\text{para cargas de torsión}]$$

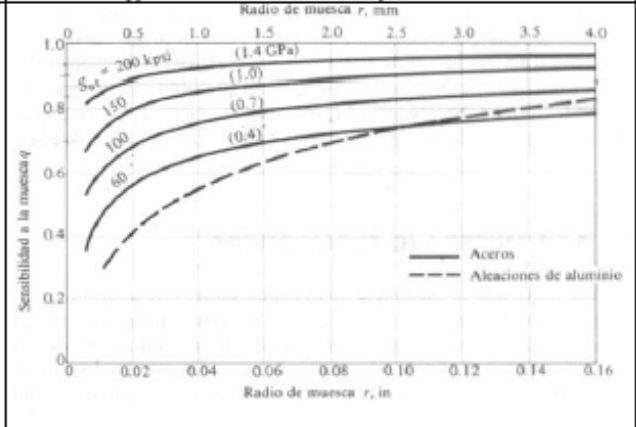
El valor de q se obtiene de tablas establecidas para el mismo...si por alguna razón se desconoce su valor, se toma $K_f = K_t$. En el análisis de grietas, lo importante es analizar las condiciones para las cuales esta se desarrolla.

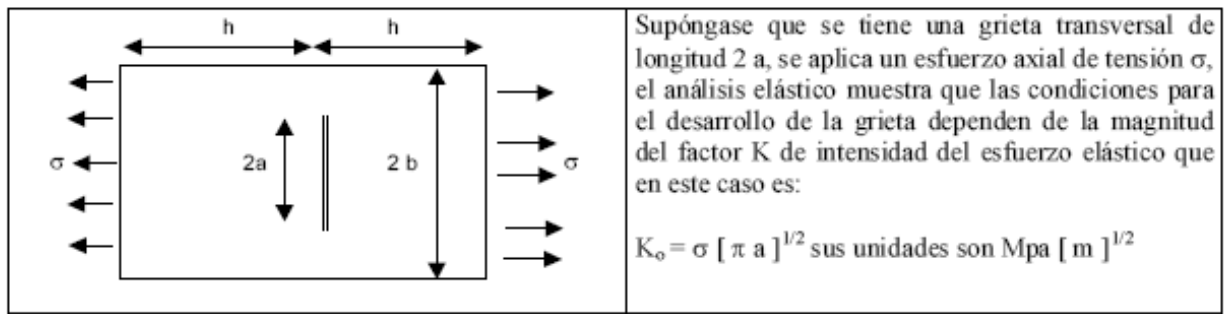
Gráficas para hallar el valor de q

Valores de q para materiales en torsión con inversión.



Valores de q para materiales en tensión y/o flexión con inversión.





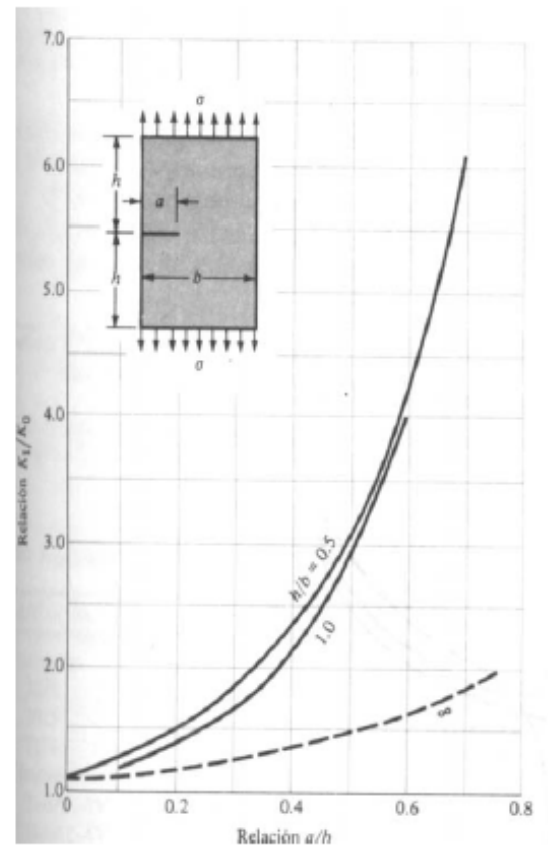
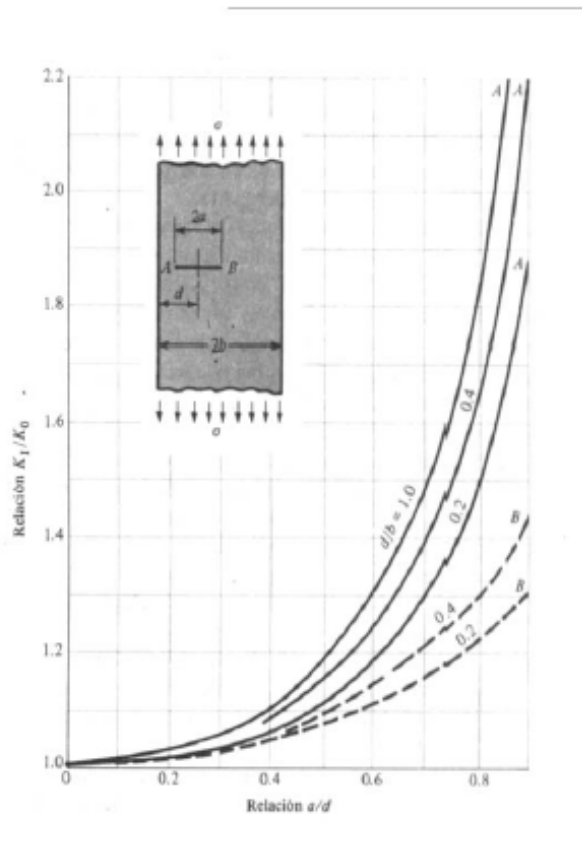
Ahora, dependiendo de las características de la grieta, tenemos la siguiente relación:

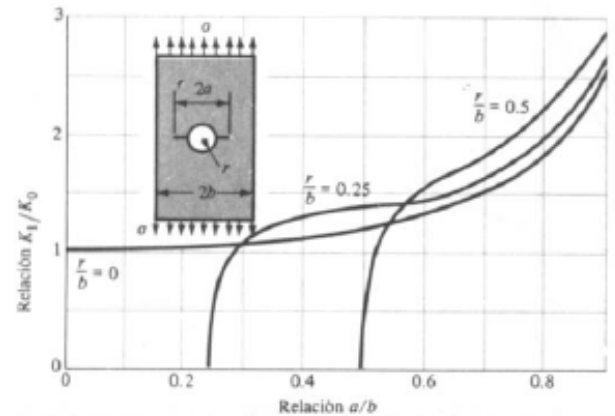
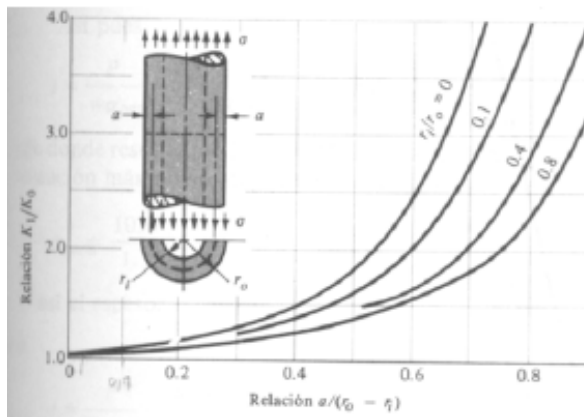
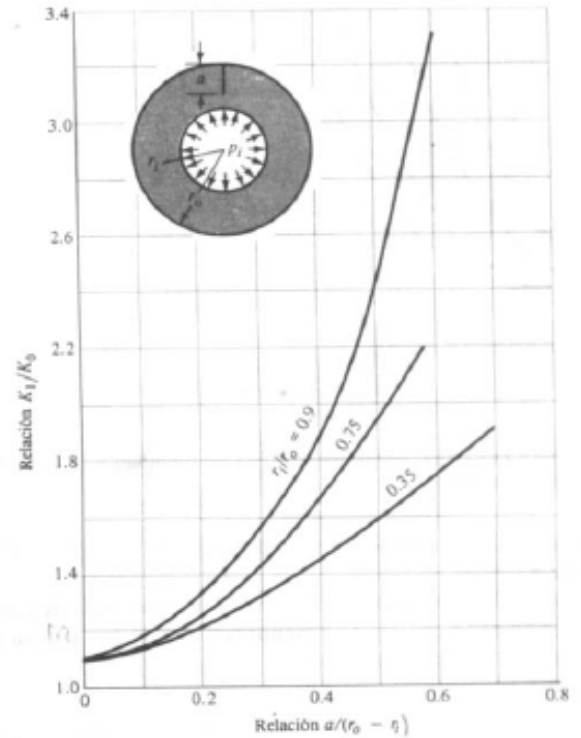
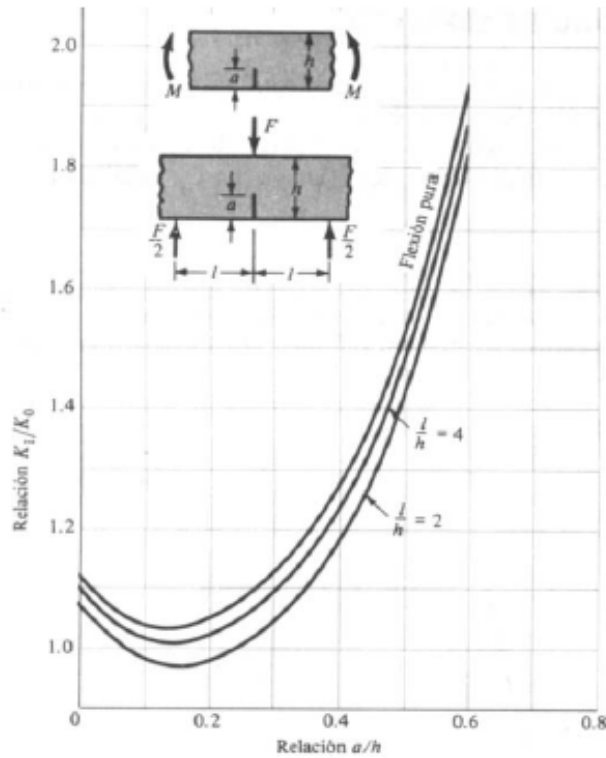
$$(K_I / K_0) = N$$

Donde:

N es un valor de relación obtenido en graficas
 K_I : factor de intensidad de esfuerzo

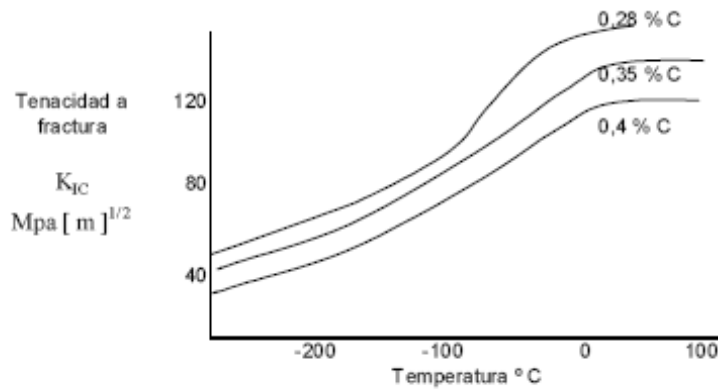
Se puede obtener de las siguientes graficas:





El K_I es una condición análoga al esfuerzo. Ahora introducimos el concepto de K_{IC} es cual es el Factor Crítico de Intensidad de Esfuerzo, o Tenacidad a la Fractura. Por medio de ensayos o pruebas se termina este valor. Que cuando las condiciones de K_I se acercan a K_{IC} , se produce la propagación de la grieta. Por tanto nuestro elemento con grieta no fallara mientras su $K_I < K_{IC}$.

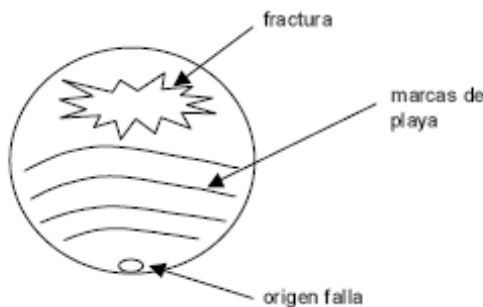
Para condiciones de diseño: Factor de seguridad (η) = (K_{IC} / K_I)

Cuadro. Valores de K_{IC} para algunos metales en ingeniería

MATERIAL	K_{IC} en $Mpa\ mts^{0.5}$	S_y o σ_y en MPa
Aluminio 2024	26	455
Aluminio 7075	24	495
Aluminio 7178	33	490
Aleación Titanio (Ti-6AL-4V)	115	910
Acero 4340	99	860
Acero 52100	14	2070

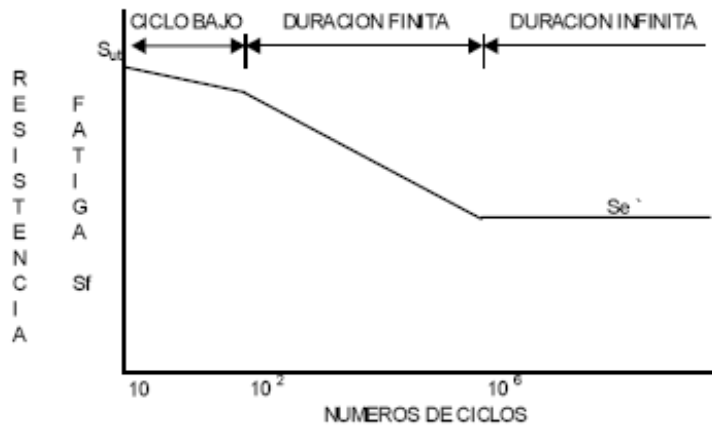
7.3. CARGAS CÍCLICAS.

A medida que la industria tenía nuevas exigencias, se comenzó a observar que algunas piezas como ejes rotativos, se fracturaban inclusive trabajando en cargas inferiores a las de diseño. Dichas fracturas tenían todas una configuración en particular:



A dicho fenómeno se le denominó FATIGA. Dicha falla comienza por una pequeña discontinuidad del material muy diminuta, la grieta se va desarrollando como unas marcas de playa, se va haciendo mayor. Como el área de resistencia es menor, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que el área restante falla de repente. A diferencia de las fallas estáticas que se observa una deformación preliminar, esta no da ningún indicio.

Para analizar el problema se hicieron ensayos con probetas sometidas a fuerzas alternadas o repetidas y se cuentan los ciclos cuando fallan obteniendo la siguiente grafica:



Se comenzaron a hacer pruebas con probetas rotatorias comenzando con cargas desde su S_{ut} e ir disminuyendo la misma. Se obtuvieron los números de ciclos a los cuales correspondía una carga. Pero después de observar que a partir de cierto valor de carga llamado S_e' no había fallas, a dicho valor de carga S_e' se le llamó LIMITE RESISTENCIA A FATIGA DE UNA MUESTRA ROTATORIA.

Además de ello, se describieron tres zonas importantes en relación con el número de ciclos: entre 10 y 10^2 es una zona de bajos ciclos; entre 10^2 y 10^6 es la zona de duración finita, porque están esfuerzos superiores al de límite de fatiga; de 10^6 en adelante la zona de duración infinita. Hay que tener en cuenta que el caso de materiales no ferrosos, la curva de S_e' tiene pendiente y por tanto dichos materiales no poseen límite de fatiga. Pruebas posteriores mostraron que el límite de resistencia a la fatiga S_e' tiene relación con el S_{ut} del material quedando:

$S_e' =$	$0.504 S_{ut}$	Para aceros con $S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$
	100 Kpsi	Para aceros con $S_{ut} > 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$
	700 MPa	Para aceros con $S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Si queremos hallar el límite de resistencia a la fatiga en la zona de duración finita, tenemos la siguiente fórmula:

$$S_f = a N^b$$

Donde:

S_f : límite resistencia a fatiga

N : número de ciclos de duración.

$$a = (0.9 S_{ut})^2 / S_e'$$

$$b = - (1/3) \log (0.9 S_{ut} / S_e')$$

7.3.1. FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA DE FATIGA.

Hasta ahora hemos calculado el límite de fatiga para una probeta, pero resulta que para un elemento mecánico posee condiciones diferentes de operación las cuales modifican dicha resistencia. De forma que se obtiene lo siguiente:

$$S_e = S_e' K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * (1/K_f) * K_K$$

Donde:

S_e : LIMITE RESISTENCIA A FATIGA DEL ELEMENTO MECANICO.

S_e' : LIMITE RESISTENCIA FATIGA PROBETA.

FACTOR SE SUPERFICIE (K_a): Factor que tiene en cuenta la calidad de acabado de la superficie del elemento:

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

ACABADO SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	KPsi	MPa	
ESMERILADO	1.34	1.58	-0.085
MAQUINADO – ESTIRADO EN FRIO	2.7	4.51	-0.265
LAMINADO EN CALIENTE	14.4	57.7	-0.718
FORJADO	39.9	272	-0.995

FACTOR DE TAMAÑO (K_b)

PARA FLEXION Y TORSIÓN		
$K_b =$	$(d / 0.3)^{-0.1133}$ in	$0.11 \leq d \leq 2$ in
	$(d / 7.62)^{-0.1133}$ mm	$2.79 \leq d \leq 51$ mm
	$0.6 \leq K_b \leq 0.75$	$d > 51$ mm o $d > 2$ in
	1	Cargas axiales

PARA AXIAL PURA		
$K_b =$	1	$d \leq 2$ in
	0.8	$2 \text{ in} < d \leq 4 \text{ in}$
	0.7	$4 \text{ in} < d \leq 12 \text{ in}$
	0.6	$d > 12 \text{ in}$

En caso de elementos no rotativos se emplea el concepto de diámetro equivalente para calcular su K_b :

Diámetro Equivalente (d_e)	Tipo de Sección
$d_e = 0.37 * d$	Circular
$d_e = 0.808 (h * b)^{0.5}$	Rectangular

Para elementos rotativos No circulares también empleamos el diámetro equivalente:

Diámetro Equivalente (d_e)	Tipo de Sección
$d_e = [4 * A / \pi]^{0.5}$ A: Área de sección	Cualquiera diferente de circular

FACTOR DE CONFIABILIDAD (K_k):

$K_k = 1 - 0.08 Z_{\alpha}$ El valor de Z_{α} se obtiene de tablas del valor de $A = (1 - \% \text{ confiabilidad}) / 2$

FACTOR DE CARGA (K_c)

$K_c =$	0.923	Para carga axial	$S_{ut} \leq 220 \text{ Kpsi (1520 Mpa)}$
	1	Para carga axial	$S_{ut} > 220 \text{ Kpsi (1520 Mpa)}$
	1	Para carga de flexión	
	0.577	Para carga de torsión y cortante	

FACTOR DE TEMPERATURA (K_d):

$$K_d = S_t / S_{rt}$$

Donde:

 S_t : Resistencia a tensión a la temperatura de operación S_{rt} : Resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo.

TEMPERATURA °C	$K_d = S_t / S_{rt}$	TEMPERATURA °F	$K_d = S_t / S_{rt}$
20	1	70	1
50	1.01	100	1.008
100	1.02	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.02	400	1.018
250	1	500	0.995
30	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872

FACTOR DE CONCENTRACIÓN EFECTOS DIVERSOS (K_e):

TRATAMIENTO SUPERFICIAL	K_e
NIQUELADO	1
GALVANIZADO	1
METALIZADO POR ASPERSION	0.86
CROMADO $S_e' \leq 20$ Kpsi	1
$20 < S_e' \leq 30$ Kpsi	0.7
$30 < S_e'$	0.45

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS (K_f):

Este factor debe emplearse cuando se diseñe un elemento para evitar falla por fatiga. Hay que recordar que este factor de esfuerzo No necesita emplearse con materiales dúctiles cuando soporten cargas estáticas, puesto que la fluencia mitigará la concentración del esfuerzo. Por eso para ciclos menores de 10^3 no se emplea.

Para $10^3 \leq N \leq 10^6$ empleamos

$$K_f' = a N^b \quad \text{Donde } a = 1 / K_f \quad b = -(1/3) \log (1/K_f)$$

Para valores de N mayores que 10^6 :

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad [\text{tension o flexion}]$$

$$K_B = 1 + q (K_B - 1) \quad [\text{torsión}]$$

Los valores de q al igual que los de K_t o K_B se obtienen de gráficos con diversas situaciones de elementos geométricos y condiciones de carga.

NOTA: El factor K_f o K_B pueden emplearse en la ecuación de S_e y no se emplean en las ecuaciones de esfuerzo alternantes. Pero por efectos de ser conservativos, dichos factores se emplean en las ecuaciones de

FACTOR DE TEMPERATURA (K_d):

$$K_d = S_t / S_{rt}$$

Donde:

 S_t : Resistencia a tensión a la temperatura de operación S_{rt} : Resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo.

TEMPERATURA °C	$K_d = S_t / S_{rt}$	TEMPERATURA °F	$K_d = S_t / S_{rt}$
20	1	70	1
50	1.01	100	1.008
100	1.02	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.02	400	1.018
250	1	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872

FACTOR DE CONCENTRACIÓN EFECTOS DIVERSOS (K_e):

TRATAMIENTO SUPERFICIAL	K_e
NIQUELADO	1
GALVANIZADO	1
METALIZADO POR ASPERSION	0.86
CROMADO $S_e' \leq 20$ Kpsi	1
$20 < S_e' \leq 30$ Kpsi	0.7
$30 < S_e'$	0.45

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS (K_f):

Este factor debe emplearse cuando se diseñe un elemento para evitar falla por fatiga. Hay que recordar que este factor de esfuerzo No necesita emplearse con materiales dúctiles cuando soporten cargas estáticas, puesto que la fluencia mitigará la concentración del esfuerzo. Por eso para ciclos menores de 10^3 no se emplea.

Para $10^3 \leq N \leq 10^6$ empleamos

$$K_f' = a N^b \quad \text{Donde } a = 1 / K_f \quad b = -(1/3) \log (1/K_f)$$

Para valores de N mayores que 10^6 :

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad [\text{tension o flexion}]$$

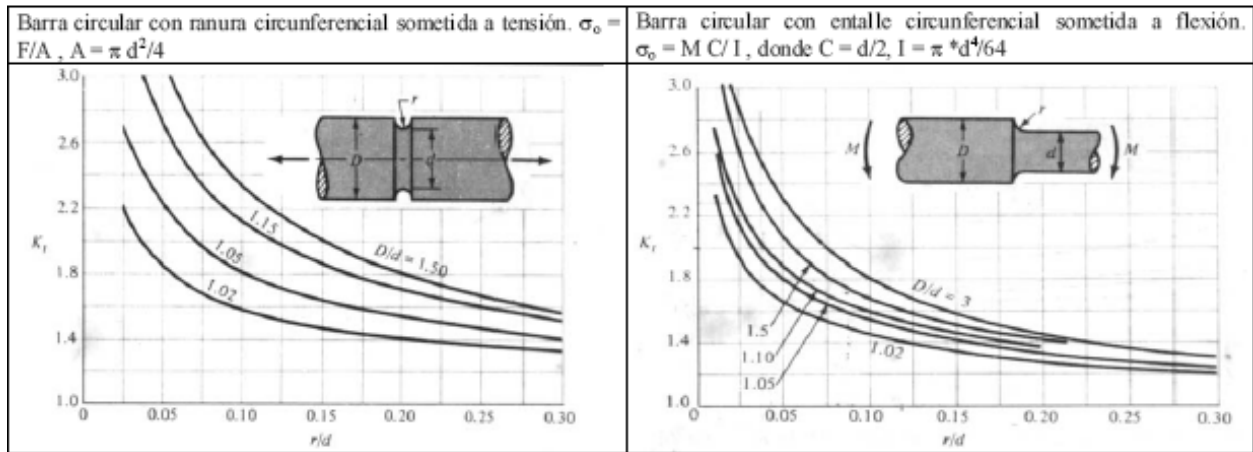
$$K_B = 1 + q (K_B - 1) \quad [\text{torsión}]$$

Los valores de q al igual que los de K_t o K_B se obtienen de gráficos con diversas situaciones de elementos geométricos y condiciones de carga.

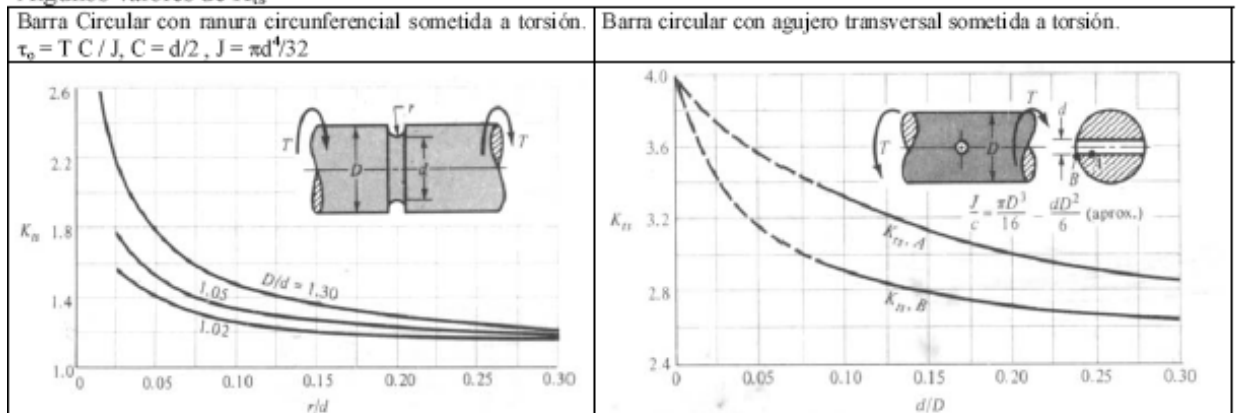
NOTA: El factor K_f o K_B pueden emplearse en la ecuación de S_e y no se emplean en las ecuaciones de esfuerzo alternantes. Pero por efectos de ser conservativos, dichos factores se emplean en las ecuaciones de

los esfuerzo alternantes ($\sigma_a = K_f \sigma_o$ y $\tau_a = K_{fs} \tau_o$), y no se emplean para los esfuerzos medios y no se tiene en cuenta en la ecuación de Se ($K_e = 1$).

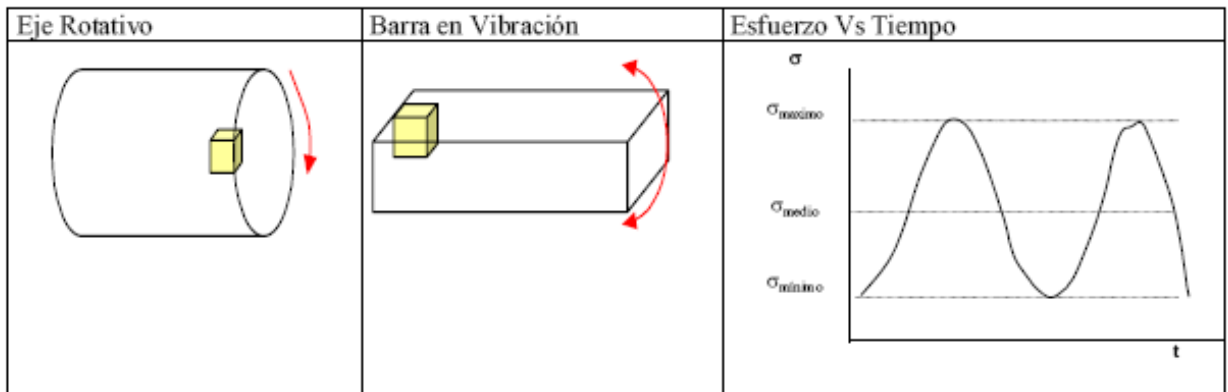
Algunos valores de K_t



Algunos valores de K_{ts}



Al inicio se había dicho que la fatiga sucede cuando se ven esfuerzos cíclicos o alternos en el tiempo, por ejemplo en ejes rotativos o barras a vibración, por ejemplo:



El elemento analizado puede tener esfuerzos alternativos normales o cortantes, en este caso presenta esfuerzos alternativos normales. De la gráfica de Esfuerzo Vs Tiempo, obtenemos los siguientes datos:

$$\sigma_{\text{medio}} = (\sigma_{\text{maximo}} + \sigma_{\text{minimo}}) / 2$$

$$\sigma_{\text{alterno}} = (\sigma_{\text{maximo}} - \sigma_{\text{minimo}}) / 2$$

Después de calculados estos parámetros, se emplean dos ecuaciones para hallar los esfuerzos deseados; podemos emplear las siguientes ecuaciones:

ECUACIÓN DE GOODMAN	ECUACIÓN DE SODERBERG
$(\sigma_{\text{alterno}} / S_e) + (\sigma_{\text{medio}} / S_u) = (1 / \eta)$	$(\sigma_{\text{alterno}} / S_e) + (\sigma_{\text{medio}} / S_y) = (1 / \eta)$

Donde:

η : Factor de seguridad

S_e : Limite resistencia fatiga elemento mecanico

S_u : Esfuerzo ultimo del material

S_y : Esfuerzo de fluencia del material

Se emplea la ecuación de Soderberg por ser mas conservativa.

7.3.2. FATIGA BAJO CARGAS COMBINADAS

En caso que se tengan esfuerzos cortantes alternos combinados con los normales alternos y componentes de esfuerzo completamente invertidas ($\sigma_{\text{medio}} = \tau_{\text{medio}} = 0$) se realiza el siguiente procedimiento:

- Se calcula el S_e del material excluyendo los factores de concentración de esfuerzo K_f .
- Aplíquense los concentradores de concentración de esfuerzo adecuados a las componentes alternantes del esfuerzo torsional, el esfuerzo por flexión y las componentes del esfuerzo axial.
- Multiplíquese cualquier componente del esfuerzo axial alternante por 1.083.
- Inclúyanse los esfuerzos resultantes en un análisis por círculo de Mohr y halle los esfuerzos principales.
- Con los datos del paso anterior, halle el esfuerzo resultante alternante de Von Mises σ_a'

$$\sigma_a' = [\sigma_A^2 - 2\sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2]^{0.5}$$

- Compárese σ_a' Se y el factor de seguridad η mediante: $\eta = Se / \sigma_a'$

En caso que existan esfuerzos medios, se realiza el siguiente procedimiento:

- Se calcula el Se del material excluyendo los factores de concentración de esfuerzo K_f .
- Aplíquense los concentradores de concentración de esfuerzo adecuados a las componentes alternantes del esfuerzo torsional, el esfuerzo por flexión y las componentes del esfuerzo axial.
- Multiplíquese cualquier componente del esfuerzo axial alternante por 1,083.
- Calcúlese los esfuerzos medios cortantes, esfuerzos medios por flexión y axiales (a todos estos no se le aplican los factores de concentración de esfuerzo K_f o K_{fs})
- Con los datos del paso anterior, halle el esfuerzo resultante alternante y medio de Von Mises σ_a' y σ_m'

$$\sigma_a' = [3 * (\tau_a)]^{0.5} \quad \sigma_m' = [(\sigma_{medio})^2 + 3 * (\tau_a)]^{0.5}$$

$$\sigma_a' = [3 * (K_{fs} \tau_o)]^{0.5} \quad \sigma_m' = [(\sigma_{medio})^2 + 3 * (K_{fs} \tau_o)]^{0.5}$$
- Aplicamos la ecuación de Soderberg o la de Goodman para finalizar nuestro calculo:
 $(\sigma_a' / Se) + (\sigma_m' / Sy) = (1/\eta)$

ANEXO 8.

Planos de la Máquina