
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

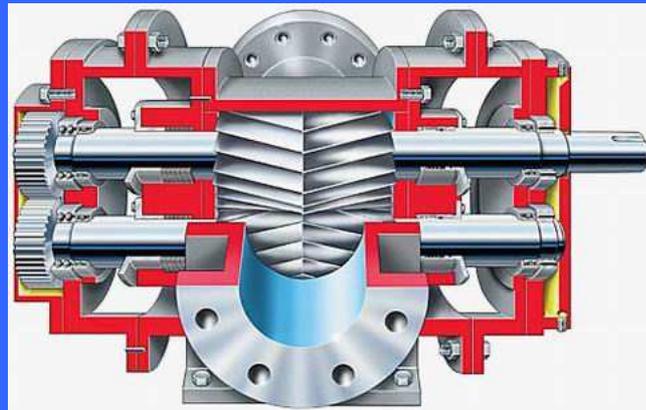


DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA



LABORATORIO DE TECNOLOGÍA DE MATERIALES

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS



M. en I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez.

CUAUTITLÁN IZCALLI 2011

ÍNDICE

Pág.

CAPITULO 1 INTRODUCCIÓN.

1.1. ¿Qué es diseño de Máquinas?	1
1.2 Proceso de diseño	1
1.2.1 Requerimientos	3
1.2.1.1 Necesidad	3
1.2.1.2 Motivación	3
1.2.1.3 Creatividad	3
1.2.1.4. Conocimiento	3
1.2.1.5 Recursos	4
1.2.2 Resultados Esperados	4
1.2.2.1 Solución.....	4
1.2.2.2 Satisfacción O Decepción	4
1.2.2.3 Conocimiento Nuevo	4
1.2.2.4. Recursos Remanentes	5
1.2.3 Pasos Del Proceso De Diseño	5

CAPÍTULO 2 MATERIALES

2.1.- Aleaciones ferrosas.....	7
2.2.- Aceros aleados.	9
2.3. Los aceros inoxidables	10
2.4.- Los aceros para herramienta	12
2.5.- Fundiciones de hierro.	13
2.6.- Aleaciones no ferrosas.	14
2.7.- Materiales no metálicos.	15
2.7.1.- Los materiales plásticos.....	16
2.7.2 Los materiales cerámicos	17
2.7.3. Materiales compuestos.	18

CAPÍTULO 3 PRUEBAS MECÁNICAS

3.1. Aplicación de la prueba de tensión.	20
3.2. Diagrama esfuerzo-deformación de ingeniería.	22
3.3.- Resistencia específica.....	26
3.4.- Rigidez, módulo de Young	27
3.5.- Rigidez específica.	28
3.6.- Dureza.	29
3.7. Ensayo de impacto.	29
3.7.1 Propiedades obtenidas a partir del ensayo de impacto.	30
3.7.2. Normatividad ASTM	33

CAPÍTULO 4 TEORÍAS DE FALLA

4.1. Teoría del esfuerzo normal Máximo	35
4.2. Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.	36
4.3. Teoría de la Energía Máxima de Distorsión.	39
4.4. Teoría de Mohr Modificada	41

CAPITULO 5 ESFUERZOS VARIABLES CÍCLICOS O DE FATIGA.

5.1. Factor teórico de concentración de esfuerzos (K_t).....	50
5.2. Esfuerzos variables, cíclicos o de fatiga	54
5.3. Resistencia a la fatiga.	59
5.3.1. Factores de corrección.....	60
5.4. Ecuaciones de diseño	63
5.5. Diseño para vida finita.	70

CAPITULO 6. FLECHAS

6.1. Proyecto de flechas cortas (cargas de torsión).	75
6.2. Transmisión de potencia mediante flechas.	76
6.3.- Proyecto de flechas sometidas a flexión y torsión.	77
6.4. Empleo del código ASME para el proyecto de flechas.	82
6.5. Proyecto de flechas sometidas a la acción de cargas variables.	84
6.6. Normas ANSI-ASME para el proyecto de flechas	89

CAPITULO 7 ENGRANES DE DIENTES RECTOS

7.1. Ruedas o cilindros de presión	95
7.2. Tipos de engranes:	97
7.3. Engranes de dientes Rectos:	100
7.3.1. Terminología	101
7.4. Interferencia.	106
7.5. Consideraciones de diseño.	107
7.6. Fuerzas que actúan sobre el diente.	108
7.7. Proyecto de engranes de dientes rectos.	108
7.8. Ecuación de AGMA para el proyecto de engranes.	111
7.9. Calidad de los engranes.	112
7.10. Resistencia al desgaste	112
7.11. Engranes helicoidales	114
7.11.1. Tipos	115
7.11.2. Eficiencia	117
7.12. Fabricación de los engranes	117

CAPITULO 8 TRANSMISIONES FLEXIBLES

8.1. Bandas Trapezoidales	124
8.1.1. Constitución física.	126
8.2. Selección de una banda trapezoidal (en V)	126

CAPITULO 9 RESORTES

9.1 Clasificación de los resortes	132
9.2 Resortes Helicoidales	134
9.3. Extremos de los resortes helicoidales a compresión.	136
9.4 Materiales para resortes.	137
9.5. Resistencia de los alambres de acero	138
9.6. Diseño de resortes bajo cargas estáticas.	139
9.7. Fatiga en resortes	140
9.8. Cargas fluctuantes	140
9.9. Pandeo en resortes helicoidales a compresión	143
9.10 Vibraciones en los resortes	144
9.11. Resortes a tensión	145
9.12. Resortes de hoja o muelles	145

CAPITULO 10 RODAMIENTOS

10.1. Constitución de los rodamientos	150
10.2. Clasificación de los rodamientos	151
10.3. Tolerancias y ajustes de los rodamientos	153
10.4. Selección de rodamientos	154
10.5 Designación de rodamientos	155
10.6 Rodamientos rígidos de bolas	156
10.7. Rodamientos de bolas con contacto angular	157
10.8. Rodamientos de bolas a rotula	158
10.9. Rodamientos de rodillos cilíndricos	159
10.10. <i>Rodamientos radiales de agujas</i>	160
10.11. Rodamientos de rodillos a rotulas	161
10.12. Rodamientos de rodillos cónicos	162
10.13. Rodamientos axiales de bolas de simple efecto	163
10.14. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	164
10.15. Rodamientos axiales de agujas	164
10.16. Rodamientos axiales de bolas de doble efecto	164
10.17. Rodamientos axiales de rodillos esféricos	165
10.18. Tuerca de fijación y arandela de seguridad	165
10.19. Manguitos cónicos elásticos	166

10.20. Teoría De Vida 10	167
10.21. Procedimiento De Selección De Rodamientos A Carga Radial	168
10.22. Procedimiento de selección de rodamientos con carga combinada	170
10.23. Lubricación de los rodamientos	170
10.24. Manejo de rodamientos	171
10.25. Precauciones a tener en cuenta en el Montaje	172
10.26. Recomendaciones generales	174

CAPITULO 11 FRENOS Y EMBRAGUES

11.1. Embragues	175
11.2. Embragues de discos.	177
11.2.1. Desgaste uniforme.	178
11.2.2. Presión uniforme	179
11.3. Embragues de cono.	180
11.4. Otros tipos de embragues.	182
11.5 Frenos	183
11.5.1. Consideraciones de energía y potencia.	184
11.5.2. Frenos de banda	184
11.5.3. Frenos de banda diferencial.	186
11.5.4. Frenos de disco	187
11.5.5. Freno de bloque de zapata corta.	188
11.5.6. Freno de bloque de zapata externa larga.	190
11.5.7. Frenos de zapata larga interna.	191
11.6. Materiales para frenos.	192
11.7. Frenos eléctricos.	193
11.8. Actuación del freno.	193
11.9. Consideraciones de diseño.	194

BIBLIOGRAFÍA.....	195
-------------------	-----

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. ¿Qué es diseño de Máquinas?

Diseñar viene del latín designare que significa designar, marcar; en un sentido más amplio se traduce como delinear, trazar, planear una acción, concebir, inventar.

El diseño de ingeniería se puede definir como “el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización”.

El diseño de ingeniería abarca varios campos, entre ellos el diseño de máquinas, objeto de este curso. Una máquina puede definirse como un aparato formado de unidades interrelacionadas llamadas elementos de máquina, que están dispuestas con el objeto de transformar movimientos y fuerzas. Esta relación entre fuerzas y movimiento distingue el diseño de máquinas del de estructuras; en este último sólo se consideran fuerzas estáticas, mientras que para el primero, se incluye además el análisis de las cargas dinámicas asociadas al movimiento, masa y geometría de cada elemento; de aquí la importancia de los prerrequisitos de la materia.

1.1.1 Usos del Diseño Mecánico

- Para la manufactura: procesos para la creación de máquinas o partes de máquinas.
- Para el ensamble: de piezas comerciales con o sin piezas manufacturadas.
- Rediseño ergonómico: mejoramiento de piezas dirigido a la comodidad.
- Programas de mantenimiento: procedimientos, frecuencias, parámetros, reemplazos.
 - Para el reciclaje y reutilización: separación, procesamiento y remanufactura de piezas.

1.2 Proceso de diseño

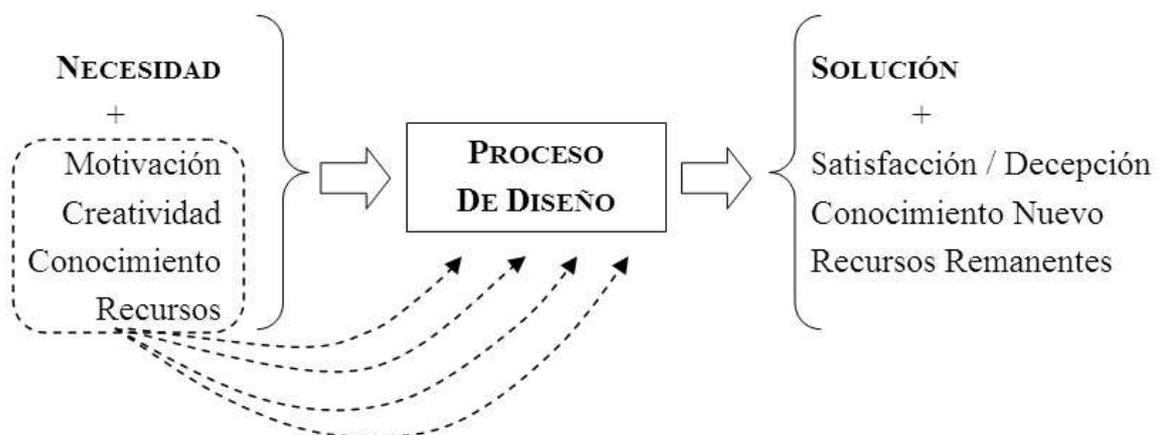
Es una secuencia lógica de pasos que sigue el diseñador a partir de ciertos datos de entrada, para obtener la solución de ingeniería más práctica y funcional que satisfaga un problema particular. El proceso es en esencia un ejercicio de creatividad y aplicación

de conocimientos, pero requiere de un método estricto y organizado que facilita, pero no garantiza, la obtención de resultados.

Al hablar de una secuencia de pasos se quiere señalar un orden lógico, pero esto no implica una progresión lineal de tareas. De hecho gran parte del proceso es iterativo, es decir, se parten de suposiciones válidas que se prueban, se comparan, se corrigen y se vuelven a probar a través de un ciclo de operaciones, hasta satisfacer las condiciones y requerimientos del problema. Esto se discutirá más adelante.

En general, el proceso de diseño puede verse como un conjunto de bloques operacionales que requieren datos de entrada tanto al inicio como durante el proceso, y generan resultados, que son a su vez entradas del siguiente paso. Desde el punto de vista del proyecto de ingeniería, el proceso consume una gran variedad de recursos (tangibles e intangibles) y se espera obtener de él, bienes, servicios y conocimientos con valor agregado.

En este punto cabe señalar que el alcance de este texto no incluye la discusión de la metodología de proyectos de ingeniería, los cuales son mucho más complejos e incluyen al proceso de diseño como una sola de sus etapas; se dejará ese tratamiento para cursos como “Proyectos de Ingeniería” y “Evaluación Financiera de Proyectos” de manera que en este curso de “Diseño de Máquinas” se centrará la atención en el aspecto técnico de diseño mecánico.



**Figura 1.1. Proceso de Diseño (Caja Negra) con sus
Requerimientos y Resultados Esperados**

1.2.1 Requerimientos

Los requerimientos básicos y esenciales para iniciar un proyecto de diseño se pueden agrupar en cinco aspectos:

1.2.1.1 Necesidad

El primer paso consiste, como se verá más adelante, en identificar una necesidad básica que requiera solución por medio del diseño mecánico; luego se debe complementar este planteamiento inicial con más información sobre las restricciones y requerimientos particulares del problema.

1.2.1.2 Motivación

Como en toda empresa humana, debe existir una razón que justifique el esfuerzo de emprender la solución de un problema; generalmente esa motivación es económica (explotación comercial de productos, innovación, mejoramiento, productividad, eficiencia, etc.), pero también se debería tener pasión por el diseño, para que el ingeniero guste de su qué hacer y no se deje abrumar por las dificultades que pueda encontrar.

1.2.1.3 Creatividad

Una importante componente, relegada en las aulas de clase, ignorada en los cursos técnicos, pero necesaria para hallar soluciones alternativas e innovadoras a viejos y nuevos problemas; no debe olvidarse que ingeniería viene de ingenio, capacidad de crear.

1.2.1.4. Conocimiento

En este aspecto se agrupan los conocimientos científicos (teóricos), ingenieriles (aplicados) y técnicos (prácticos y operativos) necesarios para abordar el problema particular; no es indispensable (y a veces es imposible) saber todo lo necesario desde un comienzo, por lo cual se debe tener acceso constante a fuentes de información, tanto científica y técnica como comercial; igualmente es necesario que el ingeniero

cuenta con destrezas en el uso de herramientas de cálculo, computación y modelación, que durante el transcurso del proceso de diseño puede ir mejorando.

1.2.1.5 Recursos

Materiales (materias primas, insumos, locaciones, máquinas herramientas, procesos, servicios industriales, etc.), humanos (equipo interdisciplinario de ingenieros y técnicos, operarios, profesionales de apoyo, etc), tiempo (cronograma) y dinero con qué financiar todo lo anterior. En proyectos de ingeniería se verá la complejidad de la planeación, organización, ejecución y control de los recursos, lo cual supera usualmente la dificultad del problema de diseño en sí mismo.

Resumiendo lo anterior, se puede decir que para solucionar todo problema de ingeniería es necesario saber hacerlo, querer hacerlo y tener con qué hacerlo.

1.2.2 Resultados Esperados

Como productos del proceso de diseño se espera obtener:

1.2.2.1 Solución

Consiste en el diseño final aprobado de un elemento de máquina, producto, máquina o proceso productivo; incluye planos, prototipo virtual, construcción y prueba de al menos un prototipo real y especificaciones del proceso de manufactura para su producción en serie.

1.2.2.2 Satisfacción O Decepción

En función del éxito o fracaso de la solución, se convierte en la motivación (positiva o negativa) para continuar con los ciclos posteriores de diseño para mejorar la solución.

1.2.2.3 Conocimiento Nuevo

El proceso de diseño deja información que antes no se tenía a nivel científico, ingenieril, técnico y comercial, a lo cual se le llama experiencia y know how, y que a pesar de ser un bien intangible tiene un enorme valor. Este conocimiento se respalda mediante documentación: memorias de cálculo, manuales de instalación, operación y mantenimiento, bibliografía, información comercial, etc.

1.2.2.4. Recursos Remanentes

Del proceso de diseño pueden quedar algunos materiales e insumos sin usar, pero también activos como máquinas y herramientas, y el mismo prototipo; a nivel económico, un proceso de diseño no se concibe para que genere ganancias como tal, sino como una inversión que conduce a un proceso productivo posterior del que sí se puede esperar ganancias como fruto de la comercialización (registro comercial y patentes).

Es muy importante que el diseñador, a lo largo del proceso, tenga siempre en cuenta la meta principal que es el logro de una solución factible y viable; pero también es importante que sepa valorar y aprovechar adecuadamente los demás resultados obtenidos.

1.2.3 Pasos Del Proceso De Diseño

- Diseño Preliminar
 - Planteamiento inicial de la necesidad.
 - Revisión del estado del arte del problema.
 - Recolección de datos cuantitativos y cualitativos.
 - Definición del problema.
- Diseño Básico
 - División en subsistemas.
 - Planteamiento de alternativas de solución de subsistemas.
 - Selección de alternativas de solución.
 - Integración de subsistemas.
- Diseño De Detalle
 - Selección de elementos comerciales.
 - Síntesis y análisis de piezas manufacturadas.
 - Integración de elementos y subsistemas.
 - Planos de ensamble y de taller.

- Prototipos & Pruebas
- Prototipos: virtuales (CAD 3D, CAE, CAM) y reales.
- Pruebas estáticas y dinámicas.
- Retroalimentación.
- Diseño Definitivo
- Planos definitivos: detalle, taller, ensamble y explosión.
- Diseño de detalles estéticos y especificación de acabados.
- Construcción de la pieza en serie.
- Comunicación
- Bitácora de diseño.
- Memorias de cálculo y planos.
- Manuales de instalación, operación y mantenimiento.
- Patente y registro comercial.
- Catálogos comerciales.

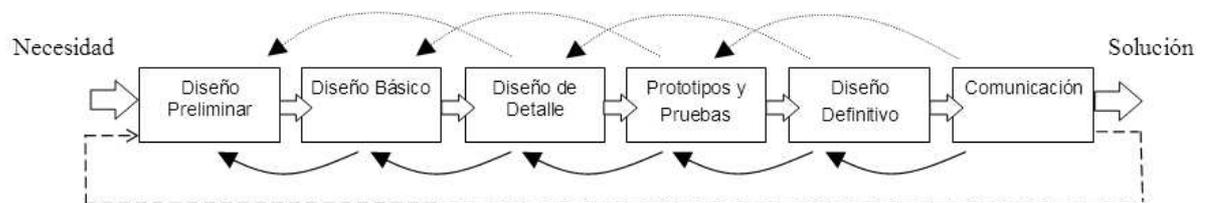
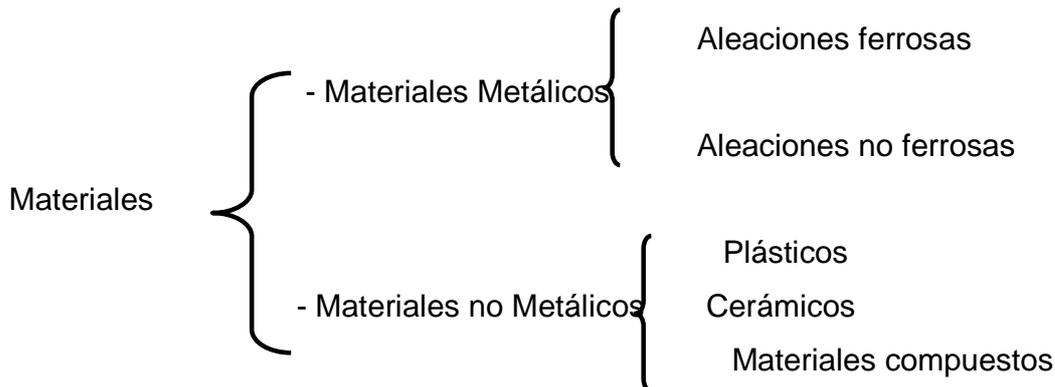


Figura 1.2. Etapas Del Proceso De Diseño

CAPÍTULO 2

MATERIALES

Los materiales de uso corriente en Ingeniería se pueden clasificar en dos grandes grupos, a saber:



2.1.- Aleaciones ferrosas.

Las aleaciones ferrosas se pueden clasificar a su vez en:

Aceros y fundiciones de hierro (hierros colados).

Los aceros dependiendo de su contenido de carbono y de otros elementos de aleación se clasifican en:

- Aceros simples
- Aceros aleados
- Aceros alta aleación

Los aceros simples se pueden definir así.- Aleación hierro con carbono con un contenido de éste último en el rango de 0.02 hasta el 2% con pequeñas cantidades de otros elementos que se consideran como impurezas tales como P, S, Mn, Cu, Si, etc.

Los aceros simples se clasifican de acuerdo a su contenido de carbono en :

- Aceros de bajo carbono
- Aceros de medio carbono y
- Aceros de alto carbono

Cada uno de los grupos anteriores tienen características bien definidas como se muestra a continuación:

Aceros de bajo carbono ($0.02 < \%C < 0.3$)

- Son dúctiles
- Soldables
- No se pueden tratar térmicamente
- Poseen una resistencia mecánica moderada
- Maquinables
- Baratos

Aceros de medio carbono ($0.3 < \%C < 0.65$)

- Son templables (Se pueden someter a temple y revenido)
- Poseen buena resistencia mecánica
- Ductilidad moderada
- Baratos

Aceros de alto carbono ($\%C > 0.8$)

- Son templables
- Duros y resistentes al desgaste
- Difíciles de soldar
- Poco tenaces
- Baratos

Entre las principales aplicaciones de los aceros simples se pueden mencionar a las siguientes:

- Estructuras
- Elementos de máquinas (Ejes, resortes, engranes, etc)
- Tornillos
- Herramientas de mano

2.2.- Aceros aleados.

Los aceros aleados son aceros simples a los que se les agrega de manera intencional ciertos elementos de aleación, entre los que se pueden mencionar a los siguientes: cromo, molibdeno, níquel, tungsteno, vanadio, silicio, manganeso, etc, debiendo ser la suma de todos los elementos antes mencionados menor o igual al 5 %.

Los objetivos perseguidos son los siguientes:

- Aumentar la resistencia mecánica
- Mejorar su templabilidad
- Aumentar su resistencia a la corrosión y a la oxidación

Para designar a los aceros simples y aleados se utiliza un sistema de identificación de 4 dígitos desarrollado por AISI (American Iron and Steel Institute) y SAE (Society of Automotive Engineers) y que en México fue adoptado por NOM (Norma Oficial Mexicana).

Póngase por ejemplo al acero NOM - 1045; el primer dígito indica cual es el principal de aleación (carbono en este caso); el segundo dígito, la modificación del acero original y los dos últimos dígitos cual es el porcentaje de carbono en centésimas de punto, esto es, en el ejemplo el contenido de carbono es de 0.45%.

En la Tabla 2.1 se muestra cual es principal elemento de aleación dependiendo de cual es el valor del primer dígito

Tabla 2.1.- Designación AISI-SAE-NOM para aceros simples y aleados

FAMILIA	PRINCIPAL ELEMENTO DE ALEACIÓN
1XXX	CARBONO
2XXX	NIQUEL
3XXX	NIQUEL-CROMO
4XXX	CROMO-MOLIBDENO
5XXX	CROMO
6XXX	CROMO-VANADIO
8XXX	CROMO-NIQUEL-MOLIBDENO
9XXX	CROMO-SILICIO

Los aceros de alta aleación se clasifican en dos grandes grupos, a saber:

- Aceros Inoxidables
- Aceros para herramientas

2.3. Los aceros inoxidables

Son básicamente aleaciones Fe-Cr ó Fe-Cr-Ni con un contenido de al menos 10 % de cromo y el menor contenido posible de carbono y que poseen una buena resistencia a la corrosión y a la oxidación conferida por una capa de óxido de cromo que se forma sobre su superficie y que origina la pasivación de ésta.

Los aceros inoxidables se clasifican de acuerdo a la microestructura que se obtiene en ellos , tal y como se muestra enseguida:

- Aceros inoxidables martensíticos
- Aceros inoxidables ferríticos y
- Aceros inoxidables austeníticos

A continuación se mencionan las principales características de cada una de las familias de aceros antes mencionadas:

Aceros Inoxidables Martensíticos

- Poseen un contenido de cromo entre el 12 y 14 %.
- El contenido de carbono no excede de 0.4 %.
- Son magnéticos
- Son tratables térmicamente (Temple y revenido).
- Poseen regular resistencia a la corrosión y a la oxidación.
- Son los más económicos dentro de los aceros inoxidables
- Según AISI-NOM se identifican mediante un 4 seguido de dos dígitos.

Aceros Inoxidables Ferríticos.

- Poseen un contenido de cromo entre el 15 y 25 %.
- El contenido de carbono no debe exceder de 0.1 %.
- Poseen buena resistencia a la corrosión y a la oxidación
- No son tratables térmicamente
- Endurecibles mediante trabajo en frío
- Son magnéticos.
- Según AISI- NOM se identifican mediante un 4 seguido de 2 dígitos.

Aceros inoxidables Austeníticos

- Poseen entre el 15 y 25 % de cromo
- También contienen níquel en un rango de 7 al 15 %.
- Y el contenido de carbono no debe exceder de 0.08 %
- Son no magnéticos
- No son tratables térmicamente
- Son endurecibles mediante trabajo en frío
- Son caros
- Se identifican mediante un 3 seguido de 2 dígitos, y los que contienen manganeso mediante un 2 seguido de 2 dígitos.

Las principales aplicaciones de los aceros inoxidables son:

- Tuberías
- Recipientes de proceso
- Válvulas
- Cuchillería
- Resortes
- Artículos de ornato, etc.

2.4.- Los aceros para herramienta

Son otro grupo importante de aceros y como su nombre lo indica se utilizan fundamentalmente para la fabricación de herramientas que se utilizan para darle forma a otros materiales. Los principales elementos de aleación de los aceros para herramienta son : carbono, tungsteno, molibdeno, manganeso, vanadio, níquel, cobalto etc.

Los aceros para herramienta deben mostrar las siguientes cualidades:

- Deben poseer una alta dureza y resistencia al desgaste.
- También deben mostrar una excelente templabilidad
- Deben sufrir una deformación mínima durante el tratamiento térmico.
- Deben retener su dureza a altas temperaturas (dureza al rojo)

Al término de la Segunda Guerra Mundial, en los Estados Unidos de Norteamérica, AISI se encargó de clasificar e identificar los aceros para herramienta tal y como se muestra a continuación:

Aceros para trabajo en frío.- Los cuales a su vez se dividen en:

- Aceros templables en agua y que se identifican con la letra W
- Aceros templables en aceite identificables con la letra O
- Los aceros templables al aire que se identifican con la letra A
- Los aceros de alto cromo- alto carbono que se utilizan para la fabricación de troqueles que se identifican con la letra D.

- Aceros resistentes al impacto. identificables con la letra S.
- Aceros para trabajo en caliente que se se identifican con la letra H
- Los aceros rápidos o aceros alta velocidad que pueden ser al tungsteno y al molibdeno, identificándose los primeros con la letra W y los segundos con la letra M
- Los aceros para moldes que se identifican con la letra P
- Los aceros de propósito general que se identifican con las letras L y F.

2.5.- Fundiciones de hierro.

Son aleaciones de hierro y carbono con un contenido de este último en el rango de 2 hasta 6.7 % con cantidades adicionales de silicio o manganeso. Su principal diferencia con los aceros es que no se les puede dar forma mediante deformación plástica ni en frío ni en caliente.

Sus principales características son las siguientes:

- Buena resistencia a la compresión, pero no a la tensión
- Son maquinables
- Absorben vibraciones
- Buena resistencia bajo cargas variables
- Son baratos

Los hierros fundidos se clasifican en función de la forma en que se encuentra en carbono tal y como se menciona a continuación:

- Hierros fundidos blancos . El carbono se encuentra en forma de carburo de hierro
- Hierros fundidos grises .- El carbono de encuentra en forma de hojuelas de grafito
- Hierros fundidos nodulares o dúctiles.- El carbono se encuentra en forma de nódulos de grafito y

- Hierros fundidos maleables.- Donde el carbono se encuentra en forma de rosetas de grafito.

Los más resistentes son los hierros nodulares pero al mismo tiempo son los más caros ya que se precisa de un mayor control en su composición química. Los más usados son los hierros fundidos grises.

Las principales aplicaciones de los hierros fundidos son:

- Carcasas para bombas y transmisiones
- Bases y marcos para máquinas herramientas
- Engranajes
- Flechas
- Partes automotrices, etc.

2.6.- Aleaciones no ferrosas.

El material no ferroso más usado en la actualidad es el aluminio y las aleaciones que forma con los siguientes elementos: Cu, Mg, Ni, Si, Zn, Li, etc. Mostrando las siguientes características:

- Buena resistencia a la corrosión debida a la formación de una capa protectora
- Ligero con una densidad de 2.7 g/cm^3
- Fácil de reciclar (principalmente el aluminio puro).
- Buena relación resistencia/peso

Sus principales aplicaciones son:

- Conductores eléctricos
- Componentes para avión
- Envases para alimentos
- Cancelería
- Diversos componentes automotrices

El cobre es otro importante metal de uso corriente en ingeniería, sus principales elementos de aleación son:

- Estaño, para constituir al bronce

- Zinc, formando el latón
- Níquel constituyendo los cuproniqueles

Sus principales características son:

- Es buen conductor eléctrico
- Posee buena resistencia a la corrosión
- Es dúctil y fácil de soldar
- Posee una resistencia mecánica moderada.

Sus principales aplicaciones son:

- Conductores eléctricos
- Resortes
- Tubería
- Artesanías
- Engranajes
- Cerraduras

Otro metal con cada día mayor número de aplicaciones es el zinc, el cual es muy abundante en nuestro país; sus principales elementos de aleación son: aluminio, magnesio y el cobre. Sus principales características son:

- Buena resistencia a la corrosión
- Económico
- Funde a bajas temperaturas aleado con otros elementos

Se utiliza principalmente en forma de recubrimiento y como parte importante de dos aleaciones comerciales de gran importancia que son el Zamak y el Zinalco, el cual es producto de la investigación de académicos de la UNAM.

2.7.- Materiales no metálicos.

Los materiales no metálicos están constituidos principalmente por los siguientes grupos de materiales.

- Plásticos
- Cerámicos y
- Materiales compuestos.

2.7.1.- Los materiales plásticos

Los plásticos se dividen para su estudio en tres grandes grupos, a saber:

- Termoplásticos
- Termofijos
- Elastómeros

Los primeros son aquellos que se pueden ablandar por medio de calor para darles forma muchas veces, esto significa que son fáciles de reciclar

Los plásticos termofijos no se pueden ablandar por medio de calor, ya que si se aumenta mucho su temperatura sólo se conseguiría quemarlos y los elastómeros son aquellos que pueden experimentar una gran cantidad de deformación elástica a temperatura ambiente.

De los plásticos se aprovechan las siguientes características:

- Son ligeros
- Baratos
- No se corroen
- Se les puede dar forma fácilmente
- Buenos aislantes térmicos y eléctricos
- Son relativamente fáciles de reciclar

Sin embargo muestran los siguientes inconvenientes:

- Sólo pueden trabajar a temperaturas relativamente bajas (no más de 120 °C)
- Sus propiedades mecánicas son un tanto reducidas
- Se degradan
- Su reciclaje todavía es un tanto limitado.

Sus principales aplicaciones son:

- Fibras textiles
- Envases y envolturas
- Partes para automóvil
- Engranajes y carcasas
- Objetos diversos

Los plásticos mas usados hoy día son:

- El polietileno, el poliestireno, el cloruro de polivinil (PVC), el teraftalato de polietileno (PET), el polipropileno, etc. Todos ellos son plásticos reciclables.

Dentro de los termofijos los más usados son: los epóxicos, los silicones, poliesteres no saturados, poliuretano, fenólicos, etc. Todos ellos son muy difíciles de ser reciclables pero afortunadamente la suma de ellos sólo alcanza un 20 % del total consumido.

2.7.2 Los materiales cerámicos

Son los primeros materiales que tuvo a su alcance el hombre primitivo y que aún hoy siguen teniendo una gran cantidad de aplicaciones, por ejemplo, el barro, la porcelana, etc. Sin embargo en los últimos años han cobrado gran auge los llamados cerámicos de ingeniería, entre los que se pueden mencionar a los siguientes:

- Oxidos (óxido de aluminio, óxido de magnesio,etc.)
- Carburos (Carburo de tungsteno, carburo de silicio, carburo de titanio,etc)
- Nitruros como puede ser en nitruro cúbico de silicio.

Estos materiales de alta tecnología muestran las características siguientes:

- Poseen una alta dureza
- Resistentes a temperaturas elevadas
- Aislantes térmicos y eléctricos
- Son resistentes a la corrosión

Sin embargo, son frágiles, son poco resistentes al choque térmico y son todavía muy caros.

Estos materiales encuentran actualmente las siguientes aplicaciones:

- Herramientas de corte
- Recubrimientos
- Válvulas e impulsores para bombas
- Ladrillos refractarios
- Componentes automotrices.

2.7.3. Materiales compuestos.

En términos generales, un material compuesto es aquel que está hecho de dos o mas elementos que le otorgan ciertas propiedades en combinación que no son posibles en ninguno separadamente. Los más importantes son los que se refieren a fibras resistentes de varios tipos , encapsuladas en plástico.

Estos, se clasifican en varias categorías según el tipo de fibras utilizadas en su fabricación tal y como se muestra a continuación:

- a) Plásticos reforzados con fibras de carbono (CFRP)
- b) Plásticos reforzados con fibras Aramid (AFRP)
- c) Plásticos reforzados con fibras de vidrio.

En los plásticos reforzados con fibras , éstas proporcionan la resistencia mecánica necesaria, y el material plástico o matriz proporciona la forma del componente. Las propiedades del material dependen del tipo de plástico y de fibra utilizados en su fabricación. Cuando las resinas utilizadas en los FRP son curadas y endurecidas forman una pieza de plástico, que por sí sola es débil y frágil. Por otra parte, las fibras utilizadas, son fabricadas de materiales frágiles y quebradizos como el vidrio ¿cómo es posible que un material frágil combinado con otro igual puedan crear un material tenaz ? El material con que están fabricadas las fibras se produce en forma de filamentos muy finos, y las cuarteaduras y fracturas en el material compuesto dejan de ser un problema mayor debido a las razones siguientes:

- El diámetro de los filamentos de fibra es tan pequeño, que cuando son sometidas a carga, simplemente se doblan y se apartan de la dirección de la carga, en lugar de soportarla y como consecuencia fracturarse.
- Existe una carga mínima que el material con el que están fabricadas las fibras puede tolerar sin que su resistencia se vea afectada. Influyendo de manera determinante el diámetro de la fibra en la resistencia mecánica de ella.

Las principales aplicaciones de los materiales compuestos son las siguientes:

- Paneles de carrocerías para automóviles
- Artículos diversos
- Componentes para avión, etc.

CAPÍTULO 3

PRUEBAS MECÁNICAS

3.1. Aplicación de la prueba de tensión.

Cuando un material se somete a una carga o fuerza externa, sufrirá inicialmente una deformación de tipo elástica; si la carga sigue aumentando, la deformación pasará a ser de tipo plástica. Básicamente, se puede diferenciar la deformación elástica de la plástica, por el hecho de que la primera desaparece cuando deja de actuar la carga que la produjo, recuperando el metal sus dimensiones originales. Por otra parte, la deformación plástica es una deformación permanente, es decir, aun cuando se retire la carga que la produjo, el metal no recuperará sus dimensiones originales.

Para poder analizar dicho comportamiento y al mismo tiempo obtener las principales propiedades mecánicas de un material se aplica la prueba de tensión, la cual consiste en aplicar a una probeta de sección circular uniforme, una carga de tensión que se va incrementando gradualmente hasta que ocurre la falla, como se ve en la figura 1.1.

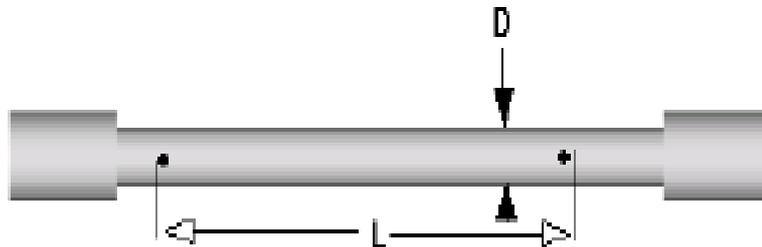


Figura 3.1. Probeta para prueba de tensión.

Dentro del rango de deformación elástica, existe una relación directa entre el esfuerzo y la deformación. El esfuerzo está dado por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(3.1)$$

Donde:

σ = Esfuerzo expresado en N/mm², (psi)

F = La carga aplicada en N, (lb)

A = Al área de la sección transversal de la probeta en mm², (pulg²)

Y la deformación producida por éste esfuerzo está dada por la relación:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{L_0} = \frac{L_i - L}{L} \dots\dots\dots(3.2)$$

Donde:

L = Longitud inicial de la probeta en mm (pulg.)

L_i = Longitud de la probeta deformada elásticamente en mm (pulg.)

De aquí, se puede expresar la relación entre esfuerzo y deformación por medio de la ley de Hooke*:

$$\sigma = E \varepsilon \dots\dots\dots (3.3)$$

* La ley de Hooke Habla de la elasticidad (física). La teoría de la elasticidad (Ley de Hooke) establece que un cuerpo elástico se estira proporcionalmente a la fuerza que actúa sobre él.

Donde:

E = Módulo de elasticidad o módulo de Young, dado en N/mm² o Psi.

El módulo de Young también se conoce como módulo de elasticidad en tensión, para diferenciarlo del módulo de compresión (K) y del módulo de elasticidad al corte (G).

El módulo de elasticidad representa la resistencia del metal contra la deformación “elástica”. Para deformar elásticamente un material con alto módulo elástico se requiere un esfuerzo alto, mientras que un esfuerzo menor será suficiente para deformar elásticamente un material con módulo elástico bajo.

No es posible modificar en forma apreciable el módulo de elasticidad de un material dado, ya que E sólo varía sensiblemente en presencia de texturas (orientación preferencial de granos) o modificando apreciablemente la composición. Por ésta razón en el caso de los aceros, por ejemplo, el módulo de Young será el mismo así se trate de un acero aleado o un acero al carbono.

Sin embargo, se conoce que ciertos procesos que se llevan a cabo dentro del material, pueden disminuir el valor de E ; entre estos se puede mencionar: el endurecimiento por precipitación, descomposición eutectoide, deformación en frío, aumento de la temperatura de trabajo, etc.

3.2. Diagrama esfuerzo-deformación de ingeniería.

La figura 3.2 representa en una gráfica, una curva típica esfuerzo-deformación (σ - ϵ) de ingeniería para un acero de bajo carbono (1020). Se observa la región elástica en la cual se cumple la Ley de Hooke denotada por la ecuación la deformación es proporcional al esfuerzo, hasta un valor de σ_E llamado "límite elástico", a partir del cual empieza una deformación no recuperable, es decir, se entra a la región de deformación plástica, en la que ya no existe una relación directa entre esfuerzo y deformación.

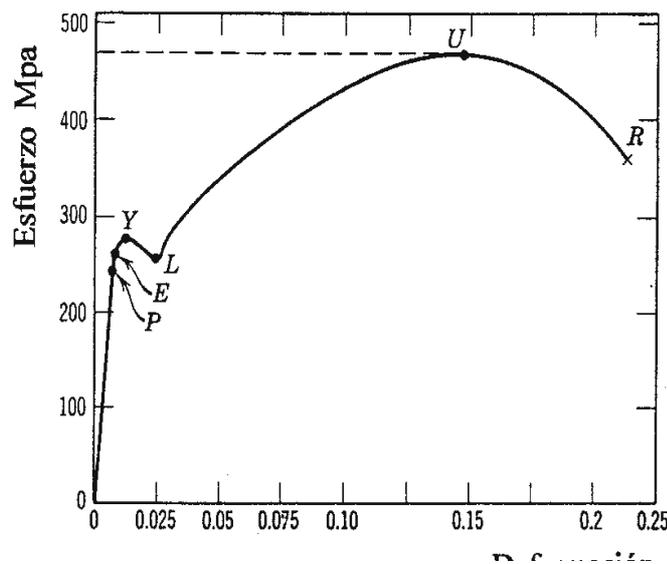


Figura 3.2.- "Diagrama esfuerzo - deformación para un acero de bajo contenido de carbono. En el diagrama, P es llamado Límite de Proporcionalidad, E Límite Elástico, Y punto de Fluencia Superior, L punto de Fluencia Inferior, U Resistencia máxima y R Resistencia a la Fractura.

El límite elástico de los materiales es un dato de suma importancia para el diseño, ya que el rebasar este valor conduciría a una deformación plástica, con pérdida de tolerancia y otros problemas.

Uno de los principales objetivos de los tratamientos térmicos es precisamente la elevación del límite elástico, lo que implica un aumento de la resistencia del material a

la deformación plástica; esto es lo que se entiende por “aumentar la dureza” de un material.

También, a partir de dicho diagrama se pueden obtener las siguientes propiedades:

- Límite proporcional: Es el mayor esfuerzo para el cual puede aplicarse la ley de Hooke. En otras palabras, es el esfuerzo en el extremo de la porción recta de la curva esfuerzo-deformación.
- Resistencia Máxima: Es el mayor esfuerzo, basado en la sección original, que puede soportar un material. También conocida como resistencia última.
- Resistencia a la ruptura: Es el esfuerzo en un material, basado en la sección transversal original en el instante en que se rompe. También conocido como resistencia a la fractura.
- Elasticidad: Se refiere a la habilidad de un material para deformarse bajo una carga o esfuerzo y recuperar sus dimensiones originales cuando el esfuerzo se retira.
- Plasticidad: Es la cualidad de un material para deformarse bajo un esfuerzo o carga y retener esta deformación después de retirar la carga o esfuerzo.
- Resistencia a la cedencia o a la fluencia: Es aquel esfuerzo que causará en el material una cierta cantidad específica de deformación plástica. Usualmente se determina por el método de la mínima deformación permanente. La resistencia a la cedencia es el esfuerzo en donde se intersectan la línea curva y la línea recta en el diagrama de esfuerzo-deformación.
- Porcentaje de alargamiento: Se obtiene comparando el alargamiento total en la fractura, con la longitud calibrada de la probeta.

Las dos partes de la fractura se acoplan adecuadamente, y se mide la distancia entre las marcas de comparaciones; el alargamiento total es esta distancia menos la longitud inicial.

Matemáticamente se define así:

$$\% \epsilon = \frac{L_f - L}{L} \times 100 \text{---- (3.4)}$$

Donde:

L_f = Longitud Final

L = Longitud Inicial

ϵ = Elongación.

- Porcentaje de reducción de área: Cuando un material dúctil se esfuerza mas allá de su resistencia máxima, su área transversal, decrece apreciablemente hasta que sucede la fractura.

Este decremento del área es conocido como estrangulación y se obtiene comparando la reducción del área en la sección mas pequeña de la probeta fracturada con el área de la sección transversal original, figura 3.3.

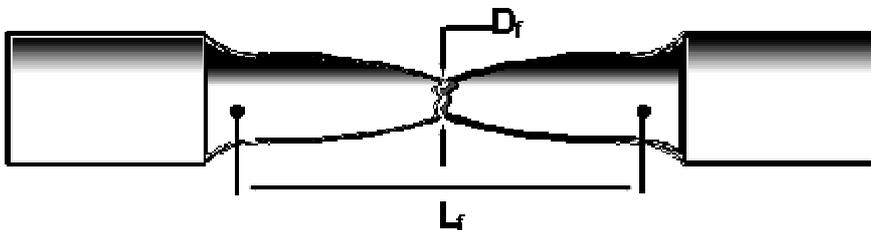


Figura 3.3. Probeta después de la fractura.

En forma de ecuación queda así:

$$\% \text{ REDUCCIÓN DE ÁREA} = \frac{A - A_f}{A} \times 100 \text{----- (3.5)}$$

Donde:

A = Área original de la sección transversal.

A_f = Área final de la sección transversal.

Debe mencionarse que los diagramas esfuerzo-deformación para diferentes materiales, varían considerablemente, y diferentes pruebas de tensión del mismo material pueden producir resultados diferentes, dependiendo de la temperatura de la muestra y la rapidez en la aplicación de la carga.

Sin embargo, es posible distinguir algunas características comunes entre los diagramas esfuerzo-deformación de varios grupos de materiales y dividirlos en dos amplias categorías sobre la base de estas características; a saber:

-Materiales Dúctiles y Materiales Frágiles.

El comportamiento típico de estos se observa en la figura 3.4.

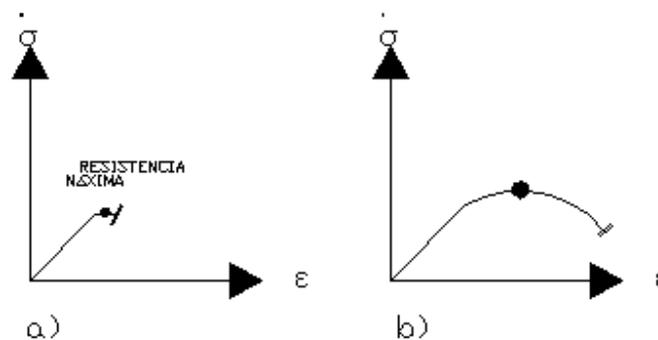


Figura 3.4. Diagramas esfuerzo-deformación
a) Materiales frágiles b) Materiales dúctiles

Los materiales dúctiles, que comprenden el acero estructural y muchas otras aleaciones, se caracterizan por su capacidad para fluir a temperaturas normales.

Cuando se somete la probeta a una carga creciente, su longitud aumenta, primero linealmente a una velocidad muy baja; pero después que alcanza un valor crítico de esfuerzo, la probeta sufre grandes deformaciones con un pequeño aumento en la carga aplicada. Esta deformación ocurre por deslizamiento del material en planos oblicuos y se debe a la presencia de esfuerzos cortantes.

Los materiales frágiles como el hierro fundido, cristal y piedra se caracterizan porque la ruptura ocurre sin que se presente antes un cambio importante en la velocidad de alargamiento.

Así para materiales frágiles no hay diferencia entre resistencia última y resistencia a la ruptura.

También, la deformación en el momento de la ruptura es mucho más pequeña para materiales frágiles que para materiales dúctiles.

Para la realización de esta prueba se utilizan máquinas universales como la que se observa en la figura 3.5.

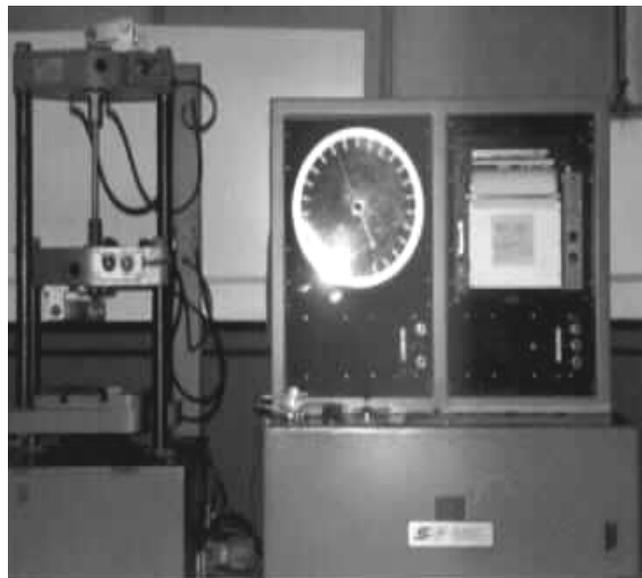


Figura 3.5. Máquina universal para prueba de tensión.

3.3.- Resistencia específica

No importando de que material éste hecho un componente, obviamente se puede hacer más resistente si se incrementan sus dimensiones. El problema con este tipo de solución es que la pieza al mismo tiempo se vuelve más pesada y en muchas máquinas, por ejemplo, aviones ó automóviles es el enemigo a vencer. La condición ideal buscada es la máxima resistencia con el menor peso posible. Por lo tanto, una de

las cuestiones que más interesan al ingeniero mecánico es la relación resistencia-peso, que en ingeniería recibe el nombre de resistencia específica del material. Matemáticamente esto es:

$$\text{Resistencia específica} = \text{Resistencia a la fluencia} / \text{densidad}$$

Haciendo una comparación sobre esta base los materiales modernos compuestos figuran en los primeros lugares en comparación con otros materiales que son insignificantes en este aspecto, por ejemplo la resistencia específica para el acero NOM- 1010 es de 200, mientras que para la fibra de carbono es de 4600.

3.4.- Rigidez, módulo de Young

La resistencia mecánica y la relación resistencia-peso no son las únicas propiedades que se toman en cuenta para la elección de un material para la fabricación de un elemento o estructura mecánica. Existe otro factor importante, la rigidez. Retomando la definición de resistencia, que es una medida de la cantidad de fuerza requerida para romper una muestra de material; la rigidez es una propiedad que muestra que tanto se deformará un material bajo la acción de una determinada carga, es decir, ¿ qué tan elástico es un material ?

El número que representa la rigidez es llamado “módulo de elasticidad ó módulo de Young” y es representado por la letra E en los manuales de materiales. El módulo de Young es el esfuerzo que sería requerido para deformar al doble la longitud de un espécimen, si esto fuera posible.

Al comparar la rigidez de diferentes materiales, la tabla 3.1 revela que existe una gran separación entre los valores y no existe un patrón común. La separación entre materiales compuestos y metales ha desaparecido. De hecho el acero presenta muy buenas propiedades comparadas con las de las fibras. Los metales más ligeros que el acero, como el titanio, el aluminio y el magnesio, el aramid y la fibra de vidrio presentan bajas propiedades mientras que la madera prácticamente nada.

Tabla 3.1.- Módulo de elasticidad y rigidez de varios materiales

<i>MATERIAL</i>	<i>E</i> <i>(msi)</i>	<i>D</i> <i>(lb/pulg.³)</i>	<i>E/D</i>
<i>Madera</i>	<i>1.4</i>	<i>0.02</i>	<i>70</i>
<i>Titanio-6Al-4V</i>	<i>16</i>	<i>0.17</i>	<i>94</i>
<i>Acero SAE-1010</i>	<i>30</i>	<i>0.3</i>	<i>100</i>
<i>Acero SAE -4340</i>	<i>30</i>	<i>0.3</i>	<i>100</i>
<i>Aluminio 2024</i>	<i>10.6</i>	<i>0.1</i>	<i>106</i>
<i>Magnesio AZ31B</i>	<i>6.5</i>	<i>0.06</i>	<i>108</i>
<i>Super aleaciones de Niquel</i>	<i>33.6</i>	<i>0.3</i>	<i>112</i>
<i>Fibra de vidrio E</i>	<i>10.5</i>	<i>0.09</i>	<i>117</i>
<i>Fibra de vidrio S-2</i>	<i>12.5</i>	<i>0.09</i>	<i>139</i>
<i>Fibra Aramid</i>	<i>16.3</i>	<i>0.05</i>	<i>326</i>
<i>Fibra de carbono HS</i>	<i>32</i>	<i>0.07</i>	<i>157</i>
<i>Fibra de carbono HM</i>	<i>100</i>	<i>0.07</i>	<i>1429</i>

Desde el punto de vista matemático el módulo de Young es la pendiente del diagrama esfuerzo- deformación en la región elástica.

3.5.- Rigidez específica.

La situación es la misma para rigidez que para resistencia, se puede ganar más rigidez incrementando la cantidad de material en un componente, pero el peso también se incrementa. Para poder comparar la utilidad estructural de diversos materiales, se necesita tomar en consideración otra vez el peso, por lo tanto la idea de introducir a la ingeniería una relación rigidez-peso, llamada también rigidez específica, resulta de gran ayuda. Cuando se comparan los materiales bajo estas bases, tabla 3.1. nos encontramos con la más extraña coincidencia de la ciencia de materiales: todos los metales estructurales comunes, las fibras de vidrio E, y la mayor parte de maderas tienen virtualmente los mismos valores de rigidez específica. "Una de las pequeñas bromas de Dios" (Profesor J.E. Gordon Michigan University)

3.6.- Dureza .

Es la resistencia del material a la penetración, a la deformación plástica y a la rayadura. Existen varios ensayos de dureza para encontrar su valor en distintos materiales, siendo lo más importantes los siguientes:

- Prueba Brinell, que utiliza cargas de 500 y 3000 kg de carga; se utiliza en hierros, aceros y aleaciones no ferrosas

- Prueba Rockwell, la cual emplea cargas de 60,100 y 150 kg de carga, se puede emplear en materiales muy blandos y muy suaves.

- Prueba Vickers, puede emplearse cargas desde unos cuantos gramos hasta los 10 kg, y su versatilidad es muy grande.
- Prueba Knoop o Tukón.- Emplea cargas menores a 1 kg y se puede medir la dureza de casi todos los materiales.

Las diferencias entre los diferentes tipos de ensayos de dureza radican en los siguientes factores:

- Magnitud de la carga empleada
- El tipo de indentador utilizado
- El parámetro que se mide de la huella.

La dureza esta íntimamente ligada con la resistencia máxima del material, por ejemplo para los aceros, en el sistema inglés la resistencia máxima del material en lb/ pulg² se puede aproximar con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\max} = 500 \times \text{BHN}$$

Donde: BHN es el número de dureza Brinell

3.7. Ensayo de impacto.

Cuando se somete un material a un golpe súbito e intenso, en el cual la velocidad de aplicación del esfuerzo es extremadamente grande, el material puede tener un

comportamiento más frágil comparado con el que se observa en el ensayo de tensión. El ensayo de impacto a menudo se utiliza para evaluar la fragilidad de un material bajo estas condiciones. Se han desarrollado muchos procedimientos, incluyendo el ensayo Charpy y el ensayo Izod. Este último generalmente se utiliza para materiales no metálicos. La probeta puede o no tener muesca, la que tiene muesca en V mide mejor la resistencia del material a la propagación de grietas.

Durante el ensayo, un péndulo pesado, que inicia su movimiento desde una altura h_0 , describe un arco y posteriormente golpea y rompe la probeta; llega a una altura final h_f menor. Si se conocen las alturas inicial y final del péndulo, se puede calcular la diferencia en su energía potencial. Esta diferencia es la energía de impacto absorbida durante la falla o ruptura de la probeta. En el caso del ensayo Charpy, la energía por lo general se expresa en libra-pie (lb.-pie) o en Joules (J) donde $1 \text{ lb_pie} = 1.356 \text{ J}$. La capacidad de un material para resistir cargas de impacto, a menudo se conoce como tenacidad del material. La figura 3.6 muestra esquemáticamente la prueba de impacto.

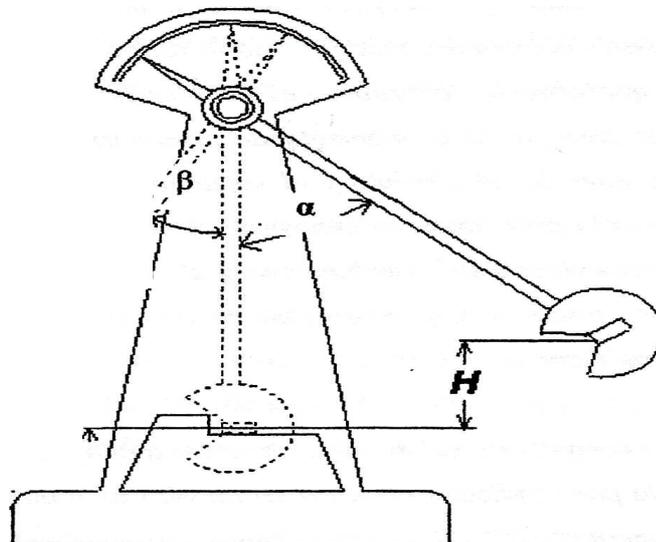


Figura 3.6. Esquema de la prueba de impacto Charpy

3.7.1 Propiedades obtenidas a partir del ensayo de impacto.

A partir de la prueba de impacto se pueden obtener las propiedades siguientes:

- Temperatura de transición.

La temperatura de transición es la temperatura a la cual un material cambia de un comportamiento dúctil a un comportamiento frágil. Esta temperatura puede definirse como la energía promedio entre las regiones dúctil y frágil, a una energía absorbida específica, o al tener ciertas características en la fractura. Un material sujeto a cargas de impacto durante las condiciones de servicio deberá tener una temperatura de transición por debajo de la temperatura de operación determinada por el ambiente que rodea el material.

No todos los materiales tienen una temperatura de transición bien definida. Los metales BCC tienen temperatura de transición, pero la mayoría de los FCC no la tienen. Los metales BCC absorben valores altos de energía durante las pruebas de impacto; esta energía disminuye gradualmente e incluso a veces se incrementa conforme se reduce la temperatura.

- Sensibilidad a las muescas.

Las muescas causadas por un maquinado, fabricación o diseño defectuoso son concentradoras de esfuerzos y reducen la tenacidad de los materiales. La sensibilidad a las muescas de un material puede evaluarse comparando las energías absorbidas por probetas con y sin muescas. Las energías absorbidas son mucho menores en probetas con muesca si dicho material es sensible a éstas.

Relación con el diagrama esfuerzo-deformación.

La energía necesaria para romper un material está relacionada con el área bajo la curva esfuerzo real-deformación real*. Aquellos metales con resistencia y ductilidad altas tienen buena tenacidad. Los materiales cerámicos y muchos compuestos, por otra parte, poseen poca tenacidad, a pesar de su alta resistencia, ya que virtualmente no tienen ductilidad.

Aunque la prueba Charpy es muy simple desde el punto de vista mecánico, con ella se pueden diseñar varias pruebas de impacto donde se muestra de forma rápida y

didáctica, la influencia que tienen determinados factores en el comportamiento mecánico de los materiales, la figura 3.7 muestra ejemplos de algunas de estas máquinas.



Figura 3.7. Máquinas Charpy con diferentes capacidades

Como se mencionó anteriormente la prueba, consiste en golpear mediante una masa una probeta que se sitúa en un soporte, ver figura 3.8.

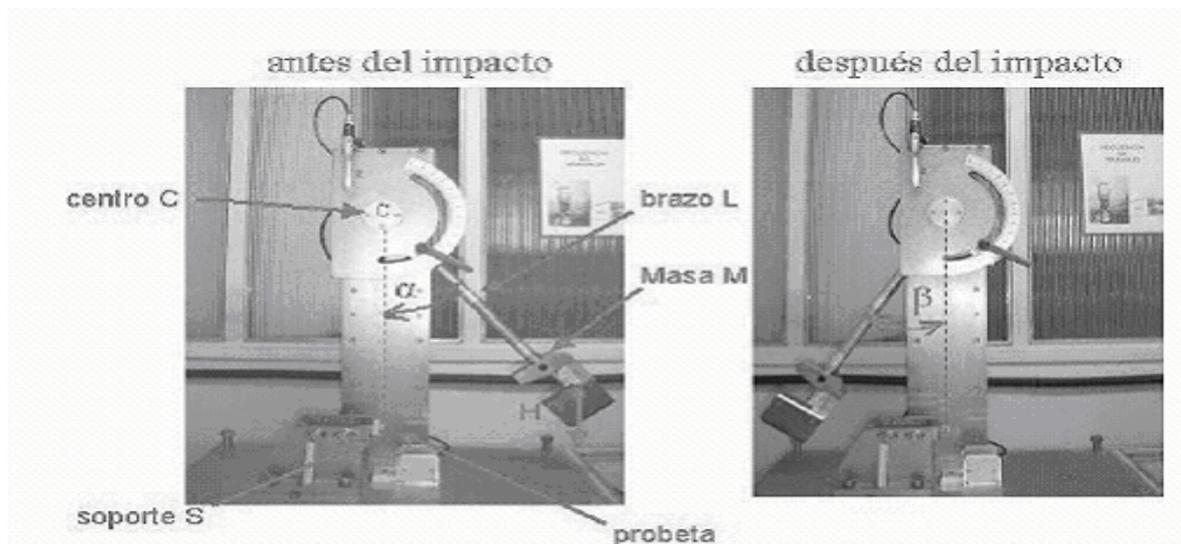


Figura 3.8. Prueba Charpy, a la izquierda antes del impacto, a la derecha después de este.

La masa M , la cual se encuentra acoplada al extremo del péndulo de longitud L , se deja caer desde una altura H , mediante la cual se controla la velocidad de aplicación de la carga en el momento del impacto.

La energía absorbida Δ_E por la probeta, para producir su fractura, se determina a través de la diferencia de energía potencial del péndulo antes y después del impacto. Una vez conocido el ángulo inicial de aplicación de la carga (α) y el ángulo final (β) al que se eleva el péndulo después de la fractura completa de la probeta; se puede calcular la energía Δ_E mediante la siguiente expresión (A):

$$\Delta_E = PL(\cos \beta - \cos \alpha)$$

Donde:

P es el producto de la masa M por la aceleración gravitacional

3.7.2. Normatividad ASTM

Las pruebas de impacto Charpy se realizan según normas internacionales en las cuales se detallan las dimensiones de las probetas empleadas en este tipo de ensayo, así como la forma de reportar los resultados de los mismos. De acuerdo con las normas ISO (International Standards Organization), los resultados de los ensayos de impacto, en probetas entalladas, se suelen expresar en (KJ / m^2) , para lo cual se divide la energía absorbida para provocar la fractura de la probeta entre la sección transversal de la misma en la zona de la entalla $(h \times b_n)$, figura 3.9, mientras que según las normas ASTM (American Society for Testing and Materials) se reportan los resultados en (J/m) , donde se divide esa energía absorbida entre la remanente en la base de la entalla (b_n)

Las probetas para estas pruebas, tiene forma de paralelepípedos con una sección transversal de $1 \times 1 \text{ cm}^2$ y 55 mm. De longitud. Según las normas ASTM, en su especificación E 23; tanto el percutor (sección de la masa M que golpea a la probeta) como el soporte de la probeta, deben tener dimensiones normalizadas.

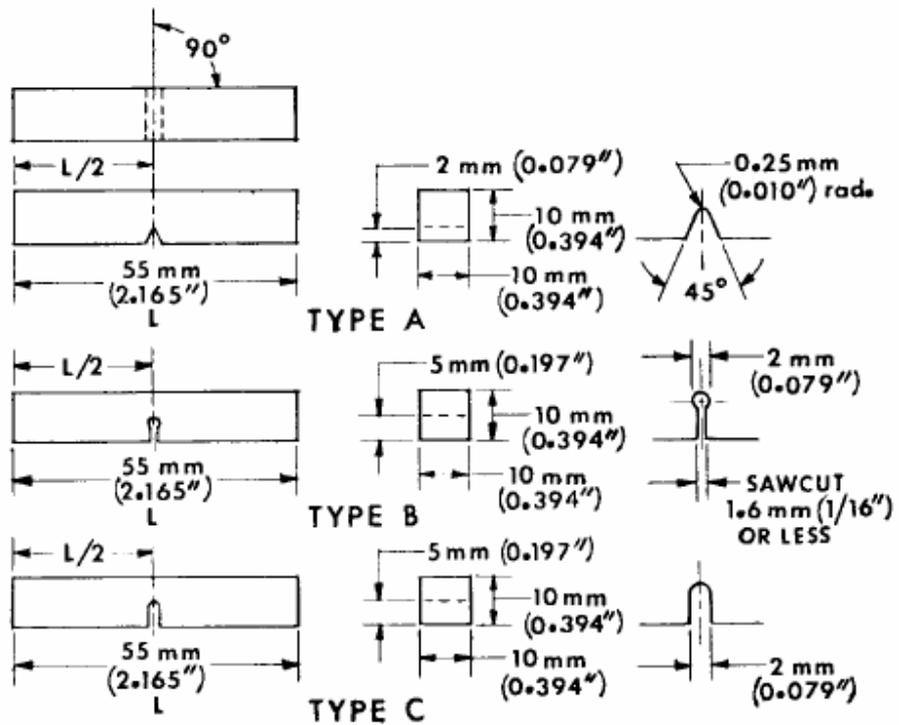


Figura 3.9 Probetas usadas en el ensayo Charpy, Dimensiones y detalle de la entalladura

Las entalladuras o muescas pueden variar en su radio pero suele usarse una profundidad de 3mm. La figura 3.10 muestra diferentes muescas para un mismo material.

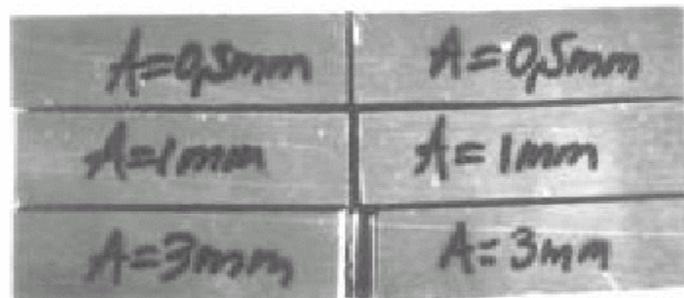


Figura 3.10 Probetas con muescas a diferentes radios.

CAPÍTULO 4

TEORÍAS DE FALLA

(Criterios de fluencia y fractura)

Se entiende por falla aquella situación en que un elemento mecánico ya no puede cumplir de manera satisfactoria con la función para la cual fue creado, ya sea porque se ha deformado plásticamente, se nos ha desgastado o se nos ha fracturado.

Las teorías de falla tratan de describir las condiciones bajo las cuales puede fallar un elemento mecánico. Por lo tanto, la falla de una pieza, implica estados de esfuerzos en un punto que superan la capacidad inherente del material de soportar dichas cargas, así la suposición básica que constituye el marco de referencia para todas las teorías de falla es esto se producirá cuando el esfuerzo principal máximo o el esfuerzo cortante máximo, alcance o supere el valor del mismo parámetro obtenido en una prueba de tensión simple.

A lo largo de los años se han postulado un sin número de teorías de falla, mencionándose a continuación una de las más importantes, así como el tipo de material para el que son valida.

1. Teoría del Esfuerzo Normal Máximo (Materiales frágiles).
2. Teoría del Esfuerzo cortante Máximo (Materiales dúctiles).
3. Teoría de la Energía Máxima de la Distorsión (Materiales dúctiles).
4. Teoría de Mohr Modificada (Materiales frágiles).

4.1. Teoría del esfuerzo normal Máximo

Esta teoría establece lo siguiente: la falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando cualquiera de los esfuerzos principales alcance a superar la resistencia máxima del material, por lo tanto, un elemento será seguro siempre y cuando se cumplan las condiciones siguientes:

$$|\sigma_1| \leq \frac{\sigma_{max}}{F.S.} \quad y \quad |\sigma_2| \leq \frac{\sigma_{max}}{F.S.} \quad \dots\dots(4.1)$$

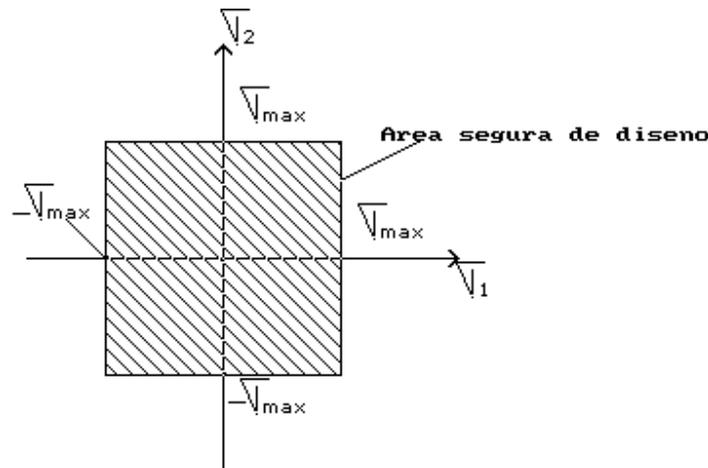


Figura 4.1.- Representación gráfica de la teoría del esfuerzo normal máximo.

Se puede apreciar que si se gráfica un punto cuyas coordenadas sean σ_1 y σ_2 y caé dentro del cuadrado el elemento será seguro, por el contrario si cae fuera, el elemento será inseguro, esto es, que podría darse la falla.

Esta teoría tiene como principal inconveniente que se asume que la resistencia máxima del material a tensión es la misma que a compresión y en los materiales frágiles casi nunca se cumple con tal situación

4.2. Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.

La falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando el esfuerzo cortante producido en la pieza alcance o supere al esfuerzo de corte que se produce en el punto de fluencia de una probeta sometida a una prueba de tensión simple.

De ese modo, se sabe que el esfuerzo cortante máximo (τ_{mx}) producido en un elemento sometido a un estado biaxial de esfuerzos se puede calcular mediante la expresión siguiente:

$$\tau_{mx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

También, con ayuda del círculo de Mohr se puede ver que:

$$\tau_{mx} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

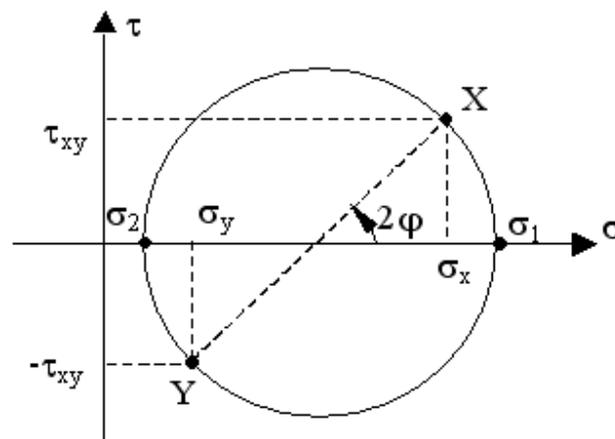


Figura 4.2. Círculo de Mohr.

Por otro lado, se sabe que en una probeta sometida a una carga axial (como en la prueba de tensión), sobre planos a un ángulo de 45° con respecto a los planos perpendiculares a la carga aplicada, se produce un esfuerzo cortante máximo que es igual a la mitad del esfuerzo normal producido, esto es:

$$\tau_{mx} = \frac{\sigma}{2}$$

Y cuando se alcanza el punto de fluencia:

$$\tau_{\text{mx}} = \frac{\sigma_f}{2}$$

Por lo tanto:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_f}{2}$$

Debiéndose cumplir lo siguiente:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_f$$

Donde:

σ_f = resistencia a la fluencia del material

Debiéndose cumplir con la condición de que σ_1 y σ_2 sean de signos opuestos, esto es, uno debe actuar a compresión y el otro a tensión. En dado caso, que ambos sean a tensión ó ambos a compresión debe satisfacerse lo siguiente:

$$|\sigma_1| \leq \sigma_f \quad \text{y} \quad |\sigma_2| \leq \sigma_f$$

La solución gráfica de esta teoría la desarrolló el ingeniero Paolo Tresca y se muestra en la figura 4.3.

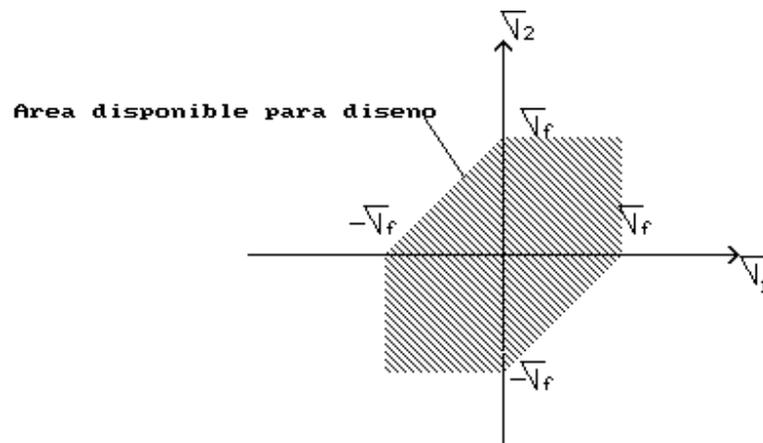


Figura 4.3.- Representación gráfica de la teoría del esfuerzo cortante máximo.

4.3. Teoría de la Energía Máxima de Distorsión.

Esta teoría fue propuesta por Huber y mejorada posteriormente por Von Mises y Hencky por lo que también se le conoce como criterio de Mises-Hencky.



Figura 4.4. Richard Von Mises

Esta teoría surgió al observar el comportamiento de los materiales sometidos a cargas hidrostáticas y establece lo siguiente: “La falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcance o supere la energía de distorsión por unidad de volumen que se tiene en el punto de fluencia en una prueba de tensión simple”.

Se puede establecer entonces que la cantidad de energía invertida en deformar un material es el área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación de ingeniería (figura 4.5) y se puede calcular por medio de la ec. siguiente:

$$U = U_v - U_d$$

Donde:

U_v = Es la energía que absorbe el material en el cambio de volumen y

U_d = es la energía por cambio de forma (distorsión).

Despejando a U_d se tiene:

$$U_d = U - U_v$$

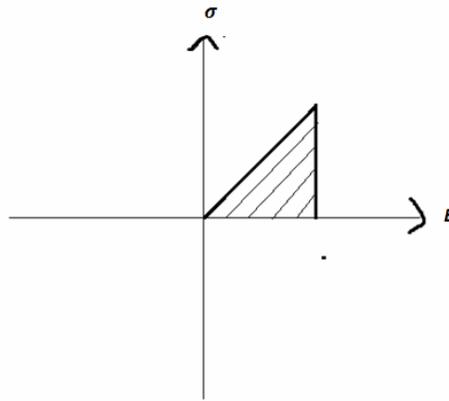


Figura 4.5. Área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación de Ingeniería

Para un estado multiaxial de esfuerzos, la energía de distorsión para unidad de volumen, se puede calcular así:

$$Ud = \frac{1}{6G} * (\sigma_1^2) + (\sigma_2^2) - [\sigma_1 - \sigma_2]$$

donde G es el modulo de elasticidad al corte y σ_1 y σ_2 son los esfuerzos principales. Para calcular la energía máxima de distorsión por unidad de volumen en el punto de fluencia en una prueba de tensión simple se considera lo siguiente:

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_1 = \sigma_f$$

La primera, por que se trata de una prueba de tensión y la segunda condición porque se esta considerando en el punto de fluencia.

Así, Sustituyendo en la ec. se obtiene:

$$Udf = \frac{1}{6G} * (\sigma_f^2)$$

Igualando ambas expresiones se puede establecer que un elemento será seguro siempre y cuando se cumpla lo siguiente:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \leq \sigma_f^2$$

Y aplicando un factor de seguridad (FS) la ecuación de Von Mises quedaría así.

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \leq (\sigma_f / F.S)^2$$

La representación gráfica de esta teoría es una elipse como la que se muestra en la figura 4.6.

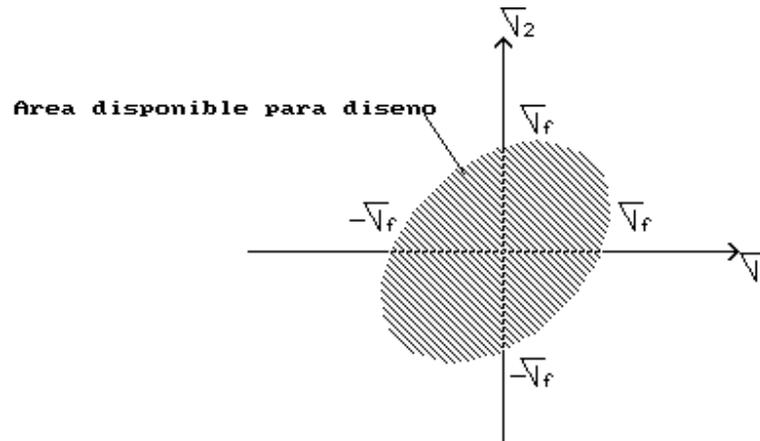


Figura 4.6.- Representación gráfica de la teoría de la energía máxima de distorsión

4.4. Teoría de Mohr Modificada

Esta teoría fue sugerida por el ingeniero alemán Otto Mohr y puede utilizarse para predecir el efecto de un estado biaxial de esfuerzos en un material frágil cuando se encuentran disponibles los resultados de varios tipos de ensayos. Supóngase que a un material frágil se le somete a una prueba de tensión y a una prueba de compresión y a partir de ellos se obtienen la resistencia máxima a tensión (σ_{\max}) y la resistencia máxima a compresión ($\sigma_{\max c}$) para dicho material el estado de esfuerzos producido en el punto de esfuerzo máximo se presenta en la figura 4.7. Para poder analizar el caso cuando σ_1 y σ_2 tienen signos opuestos, se realiza una prueba de torsión y a partir de dicho ensayo se determina la resistencia máxima al corte del material (τ_{\max}). Dibujando al círculo con centro en el origen del sistema de coordenadas nos representa al estado de esfuerzos correspondiente a la falla en una prueba de torsión.

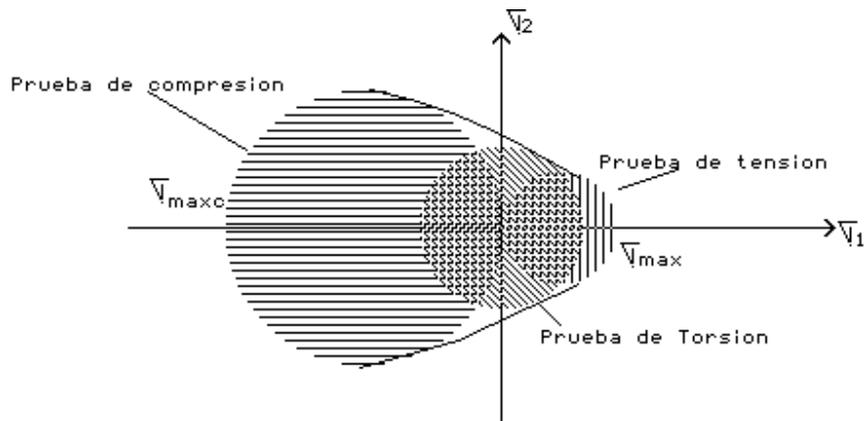


Figura 4.7.- Círculos de Mohr correspondientes a las pruebas de tensión, compresión y torsión

El criterio de Mohr es lógica extensión de este hecho y de acuerdo con él, un estado de esfuerzos dado es seguro si su representación mediante un círculo éste queda dentro completamente del área limitada por la envolvente de los círculos correspondientes a los datos obtenidos en las distintas pruebas realizadas.

A la teoría de Mohr todavía se le puede hacer un pequeño cambio para ponerla de acuerdo con los resultados experimentales, consiste en extender las líneas del primer y tercer cuadrante dentro del segundo y cuarto como se puede apreciar en la figura 4.8. Esta teoría se aplica mejor al diseño en forma gráfica.

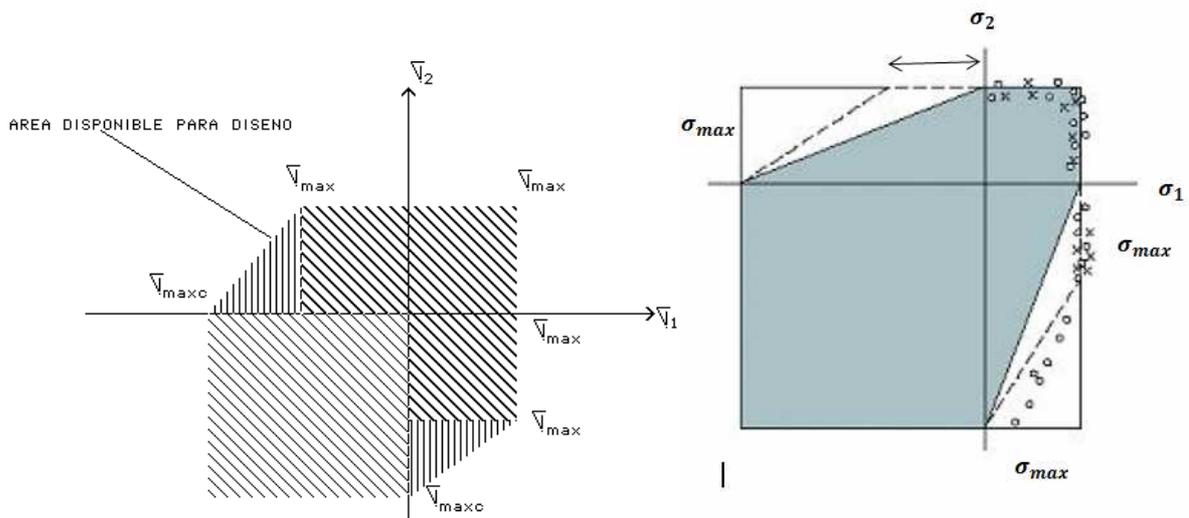


Figura 4.8.- Representación gráfica de la teoría de Mohr Modificada

En el primer cuadrante debe cumplirse:

$$\sigma_1 \leq \sigma_{max}$$

$$\sigma_2 \leq \sigma_{max}$$

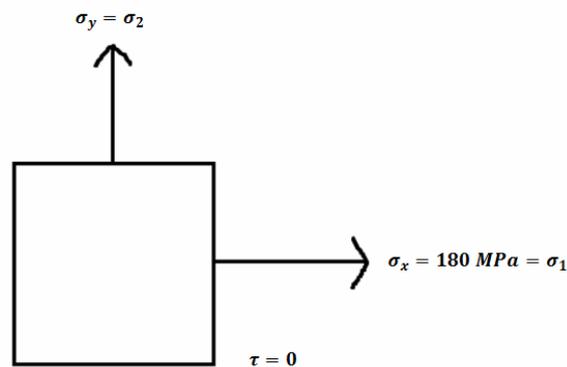
Y en el tercer cuadrante debe cumplirse que:

$$|\sigma_1| \leq \sigma_{max}$$

$$|\sigma_2| \leq \sigma_{max}$$

EJERCICIOS:

1. La placa que se muestra en la figura fue diseñada de acuerdo a un F.S.=2 utilizando el criterio de Mises-Hencky. El material con la que esta hecha la placa, tiene una resistencia a la fluencia de 450 MPa y el valor del esfuerzo $\sigma_x = 180$ MPa, Calcule el valor del esfuerzo σ_y que se puede aplicar.



Criterio de Mises-Hencky

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S.}\right)^2$$

$$180^2 + \sigma_2^2 - 180\sigma_2 = \left(\frac{450}{F.S.}\right)^2$$

$$\sigma_2^2 - 180\sigma_2 - 18225 = 0$$

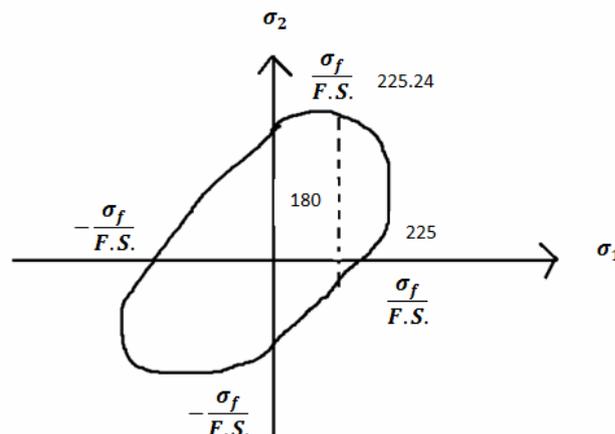
$$\sigma_f = 450 \text{ MPa}$$

$$F.S. = 2$$

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad X_{1,2} = \frac{180^2 \pm \sqrt{(-180)^2 - 4(1)(-18225)}}{2(1)}$$

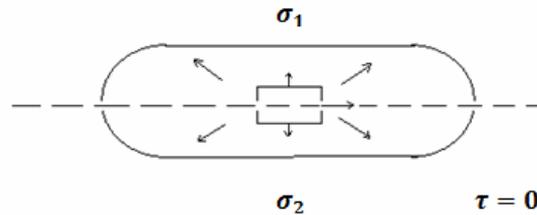
$$X_1 = \frac{180 + 324.49}{2} = 252.24 \text{ MPa.}$$

$$X_2 = \frac{180 - 324.49}{2} = -77.24 \text{ MPa.} = -\sigma_2$$



2. Hallar la presión interna que producirá fluencia en las paredes de un recipiente cilíndrico hecho de Acero con una resistencia a la fluencia de 36000 lb/pulg.². El recipiente tiene un radio de 32.5 pulg. y un espesor de pared de 0.1875 pulg.. Realice el cálculo utilizando:

- La teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.
- Criterio de Mises-Hencky.



$\sigma_1 =$ Esfuerzo Radial o circunferencial.

$\sigma_2 =$ Esfuerzo Longitudinal.

a) Usando la teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.

$$\sigma_1 = \frac{P_e d}{2t} \quad y \quad \sigma_2 = \frac{P_e d}{4t} \quad \sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_1$$

$$\sigma_f = \frac{P_e d}{2t} \quad \text{---} \quad P_e = \frac{\sigma_f 2t}{d} = \frac{36000 \times 2 \times 0.1875}{65}$$

$$P_e = 207.69 \text{ psi.}$$

b) Usando el criterio de Mises-Hencky.

$$\text{Para un cilindro.} \quad \sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_1 \quad F.S. = 1$$

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S.} \right)^2$$

$$\sigma_1^2 + \left(\frac{1}{2} \sigma_1 \right)^2 - \sigma_1 \left(\frac{1}{2} \sigma_1 \right) = (\sigma_f)^2$$

$$\sigma_1^2 + \frac{1}{4} \sigma_1^2 - \frac{1}{2} \sigma_1^2 = (\sigma_f)^2$$

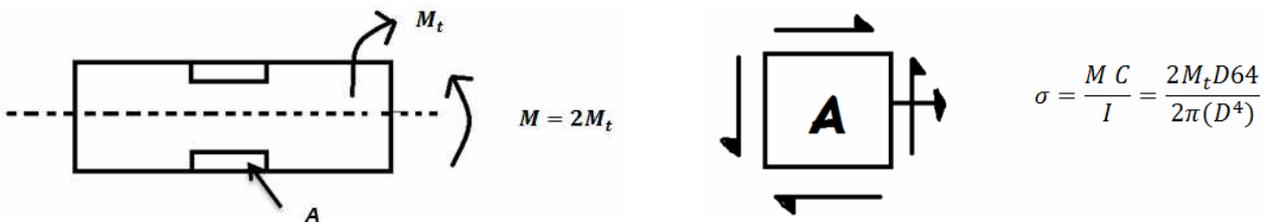
$$\frac{3}{4} \sigma_1^2 = (\sigma_f)^2$$

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{4}{3} \sigma_f^2} = \sqrt{\frac{4}{3} (36000)^2} = 41569.21938 \text{ psi.}$$

$$\sigma_1 = \frac{P_s d}{2t} \quad \text{-----} \quad P_s = \frac{\sigma_1 2t}{d} = \frac{41569.21938 (2)(0.1875)}{65} = 239.82 \text{ psi}$$

Esta presión es la que producirá realmente fluencia en el cilindro.

3. Una barra redonda se somete a la acción de un momento torsionante de magnitud M_t , al mismo tiempo se aplica un momento flexionante que es igual a $2M_t$. Si la barra tiene un diámetro de 2 pulg.. Calcule el valor de M_t utilizando la teoría del Esfuerzo Normal Máximo, asuma que la resistencia máxima del material es de 24000 psi, y el factor de seguridad es de 2.



$$\sigma_{max} = 24000 \text{ psi}$$

$$D = 2''$$

$$F.S. = 2$$

$$M_t = ?$$

$$\sigma_x = \frac{64M_t}{\pi D^3}$$

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi D^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_{max}}{F.S.} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_{max}}{F.S.}$$

$$\frac{32M_t}{\pi D^3} + \sqrt{\left(\frac{32M_t}{\pi D^3}\right)^2 + \frac{16M_t^2}{\pi D^3}} = \frac{\sigma_{max}}{F.S.}$$

$$\frac{32M_t}{\pi(2)^3} + \sqrt{\left(\frac{32M_t}{\pi(2)^3}\right)^2 + \frac{16M_t^2}{\pi(2)^3}} = \frac{24000}{2}$$

$$1.27M_t + \sqrt{1.6129M_t^2 + 0.40M_t^2} = 12000$$

$$1.27M_t + \sqrt{M_t^2(2.0129)} = 12000$$

$$1.27M_t + 1.41M_t = 12000$$

$$M_t = \frac{12000}{2.68}$$

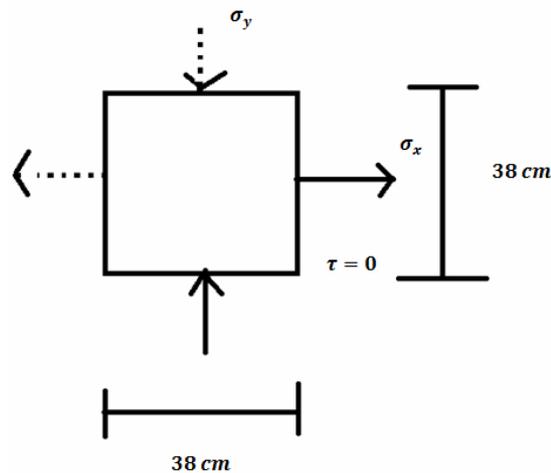
$$M_t = 4477.61 \text{ lb.plg}$$

4. Una placa de acero de 38 x 38 cm soporta esfuerzos normales sobre sus orillas, σ_x actúa a tensión e σ_y a compresión cuando actúan dichos esfuerzos la longitud de la placa en la dirección "y" se reduce en 0.2 mm. Asuma que la resistencia a la fluencia es de 4500 kg/cm² y el F.S.=2 y que utilizando la teoría del Esfuerzo Cortante Máximo. Calcule el valor de σ_x e σ_y .

$$\delta_y = -0.2 \text{ mm}$$

$$F.S. = 2$$

$$\sigma_f = 4500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$



Recordando la Ley de Hooke para esfuerzos normales multiaxiales se tiene:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} * (\sigma_x - \mu\sigma_y - \mu\sigma_z)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} * (\sigma_y - \mu\sigma_x - \mu\sigma_z)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} * (\sigma_z - \mu\sigma_x - \mu\sigma_y)$$

Considerando que:

$$\sigma_z = 0 \quad \mu = \frac{1}{3} \quad E = 2.1 \times 10^6 \frac{Kg}{cm^2} \quad (\text{para el acero})$$

Se calcula la deformación unitaria sobre el eje y

$$\varepsilon_y = \frac{\delta_y}{L_y} = \frac{-0.02 \text{ cm}}{38 \text{ cm}} = 5.26 \times 10^{-4} \frac{cm}{cm}$$

Considerando que hay esfuerzos sobre los ejes x e y

$$5.26 \times 10^{-4} = \frac{1}{E} \left(\sigma_y - \frac{1}{3} \sigma_x \right)$$

$$\sigma_y = -5.26 \times 10^{-4} (E) + \frac{1}{3} \sigma_x$$

$$\sigma_y = -5.26 \times 10^{-4} (2.1 \times 10^6) + \frac{1}{3} \sigma_x$$

Considerando que:

$$\sigma_x = \sigma_1 \quad \text{y} \quad \sigma_y = \sigma_2$$

Se tiene:

$$\sigma_2 = -1104.6 + \frac{1}{3} \sigma_1$$

Usando la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{\sigma_f}{F.S.}$$

$$\sigma_1 - \left(-1104.6 + \frac{1}{3} \sigma_1 \right) = \frac{4500}{2}$$

$$\sigma_1 + 1104.6 - \frac{1}{3} \sigma_1 = 2250$$

$$\frac{2}{3} \sigma_1 + 1104.6 = 2250$$

$$\sigma_1 = (2250 - 11.04.6) \left(\frac{3}{2}\right) = 1718.1 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_2 = -1104.6 + \frac{1}{3}(1718.1) = -531.9 \frac{Kg}{cm^2}$$

Comprobado:

$$\varepsilon_y = \frac{1}{2.1 \times 10^6} \left(-531.9 - \frac{1}{2}(1718.1) - 0 \right) = -5.26 \times 10^{-4} \frac{cm}{cm}$$

CAPITULO 5

ESFUERZOS VARIABLES CÍCLICOS O DE FATIGA.

5.1. Factor teórico de concentración de esfuerzos (Kt).

Todo cambio en la sección transversal de un elemento produce un esfuerzo mayor que el predice la resistencia de materiales elemental, eso no significa que las ecuaciones básicas no tengan algún valor, sino que simplemente tienen que ser corregida por un factor adecuado, el valor de dicho factor ha sido obtenido ya por técnicos y científicos utilizando técnicas como fotoelasticidad, barnices, y en los últimos años el análisis mediante el elemento finito (MEF), figura 5.1, y los resultados obtenidos los han presentado en forma de tablas y gráficas.

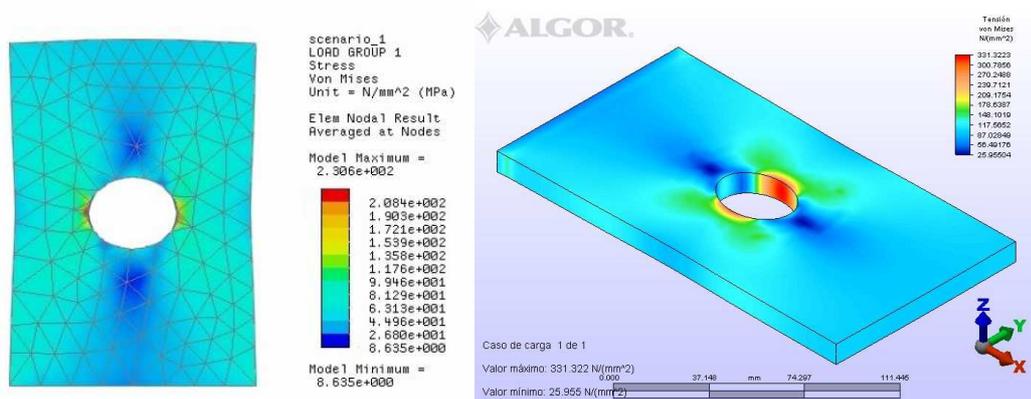


Figura 5.1. Distribución de los esfuerzos en una placa barrenada según los programas Unigraphics y Algor.

Tómese por ejemplo el caso de una placa semi-infinita de área transversal uniforme sometida a una carga axial (como se muestra en la Figura 5.2.a.). Se espera entonces que el esfuerzo se distribuya lineal y uniformemente por toda el área, lo que se representa como líneas que asemejan las trayectorias de flujo de un líquido dentro de una tubería; dichas líneas pueden verse en los análisis fotoelásticos de esfuerzos, y en este caso están igualmente espaciadas. La magnitud del esfuerzo nominal σ_{nom} será:

$$\sigma_{nom} = F/A$$

Donde F es la carga axial distribuida y A el área transversal.

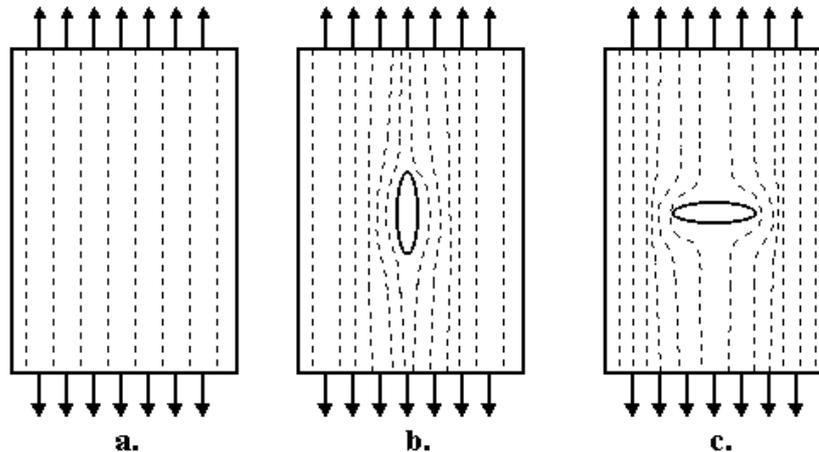


Figura 5.2. Distribución de Esfuerzos en Presencia de Concentradores

Ahora considere una placa con una ranura orientada longitudinalmente. El efecto inmediato es una reducción del área efectiva en la sección transversal donde se ubica la ranura, lo que implica un aumento en el esfuerzo nominal; sin embargo, el esfuerzo no se redistribuye linealmente sino que se acumula o concentra cerca de la ranura (tal como lo muestran las líneas de esfuerzo en la Figura 5.2.b.). El efecto de una ranura transversal sobre el esfuerzo es mayor ya que la transición del área efectiva es más drástica (Figura 5.2.c.). Por esta razón, a estos detalles geométricos que alteran la uniformidad de la sección transversal de un elemento de máquina se les llama concentradores, elevadores o intensificadores de esfuerzos.

Considere ahora una placa plana semi-infinita con un orificio elíptico, lo suficientemente lejos de los bordes como para descartar una falla por área reducida; sean a y c los ejes semiejes transversal y longitudinal respectivamente. Como ya se observó, cerca del orificio se produce un mayor esfuerzo que en el borde de la pieza, denominado $\sigma_{\max} > \sigma_{\text{nom}}$ y se calcula a través de un parámetro de concentración de esfuerzos (K_t) que es función de:

- La geometría de la pieza.
- La geometría del concentrador.
- El tipo de carga a la cual está sometida.

Se define entonces:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}}$$

Recuerde que los esfuerzos nominales σ_{nom} y τ_{nom} se calculan con el área reducida (área neta) asumiendo la distribución de esfuerzos correspondiente a una geometría uniforme.

Existen gráficas y ecuaciones empíricas como el de la Figura 5.2. (consulte referencias bibliográficas), para las combinaciones más comunes de geometrías de piezas, concentradores y tipos de cargas; dichas ecuaciones cuales se pueden programar para cálculos repetidos, tomando como datos de entrada los parámetros geométricos del concentrador.

Cuando no exista información sobre un caso particular de concentradores de esfuerzos se puede recurrir al Análisis por Elementos Finitos (más conocido por su sigla en inglés FEA), donde los valores de esfuerzos se calculan automáticamente (representados por curvas de colores que representan diferentes niveles de esfuerzos), a partir de la geometría, condiciones límites o restricciones y las componentes de carga. Se obtienen valores de esfuerzos y deformaciones consistentes con valores teóricos y experimentales, siempre y cuando los datos de entrada sean correctos y el tipo y tamaño de malla sea adecuado para la geometría del concentrador.

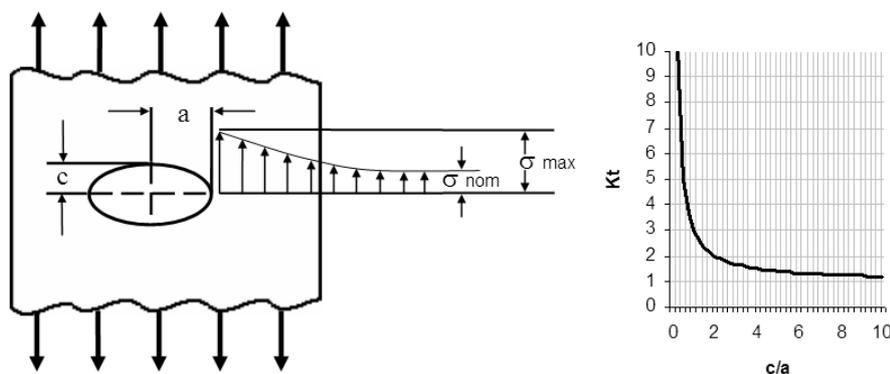


Figura 5.3. Concentrador de esfuerzos elíptico

Por lo tanto, las ecuaciones básicas de la resistencia de materiales se pueden escribir de la siguiente manera, ya tomando en cuenta el factor K_t

$$\begin{array}{lll}
 \textit{Carga Axial} & \text{-----} & \sigma = K_t \frac{P}{A} \\
 \\
 \textit{Torsion} & \text{-----} & \tau = K_t \frac{M_t D}{2J} \\
 \\
 \textit{Flexion} & \text{-----} & \sigma = K_t \frac{M.C}{I}
 \end{array}$$

De todo lo anterior se puede deducir que:

- Una pieza con concentradores de esfuerzos puede fallar bajo cargas cuyo valor sea inferior al valor nominal de diseño. En otras palabras, para el cálculo de factores de seguridad no cuenta el esfuerzo nominal sino el esfuerzo máximo inducido por el concentrador de esfuerzos.
- La falla se iniciará con mayor probabilidad en el borde del concentrador, pues es allí donde se genera el esfuerzo máximo.
- Un concentrador será más peligroso en la medida en que sea más agudo su radio de curvatura, genere un cambio de sección más abrupto o una sección reducida más pequeña, y/o se encuentre en la zona de la pieza sometida al mayor estado de carga. Gracias a que la falla no se produce de inmediato, se puede detectar la deformación de la pieza a tiempo, retirarla, rediseñarla y reemplazarla. Para fines prácticos de diseño, simplemente se calcula el esfuerzo corregido teniendo en cuenta el área reducida y un factor de seguridad razonable.
- Para materiales frágiles, sí se consideran los efectos de los concentradores, ya que en ausencia de zona plástica (incluyendo la de fluencia), los esfuerzos locales alcanzan directamente la falla generando microfisuras que se propagan instantáneamente generando la falla de la pieza sin deformación apreciable.

· Un caso especial son los materiales frágiles de fundición, los cuales tienen “concentradores propios” representados en defectos del material tales como impurezas (escoria y arena de moldeo), poros y grietas, y cuyos efectos están incluidos en la resistencia reportada a partir de los ensayos del material. En la práctica, los concentradores pequeños se desprecian ya que su efecto en el aumento del esfuerzo no es significativamente mayor al de los defectos propios del material.

5.2. Esfuerzos variables, cíclicos o de fatiga

Se ha estudiado ya el efecto que tienen los diferentes tipos de cargas cuando actúan sobre un cuerpo pero, considerando que son estáticas, esto es que no fluctúan con respecto al tiempo. Sin embargo, la mayor parte de maquinas y elementos estructurales están sometidos a cargas que no son estáticas y que además pueden variar en magnitud, este tipo de aplicaciones se produce en los elementos cíclicos o de fatiga.

Expertos en la materia estiman que entre el 80% y 90% de todas las fallas sin servicio son causadas por fatiga, y por tanto se debe reconocer la importancia de esos esfuerzos en el diseño de elementos de maquinas.

Para diseñar un elemento sometido a cargas variables debe conocerse o aproximarse la variación del esfuerzo con respecto del tiempo.

Además en muchas ocasiones dichos esfuerzos varían de manera irregular y l que es peor de manera impredecible, por ejemplo; el resorte de la suspensión de un automóvil, la estructura de un avión, una flecha que transmite potencia, los dientes de un engrane.

En consecuencia debe construirse un patrón de variación que sirva como base para realizar el diseño, la forma exacta de la curva, no parece ser de particular importancia. Lo que sí es importante es determinar el valor de los esfuerzos máximo y mínimo a los que se va a someter el elemento, de esa manera los investigadores han propuesto una variación senoidal del esfuerzo con respecto al tiempo, de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$\sigma = \sigma_m \pm \sigma_r \text{ sen } \omega t$$

o

$$\tau = \tau_m \pm \tau_r \text{ sen } \omega t$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo medio o promedio.

Y se calcula de la siguiente manera:

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

σ_r = Esfuerzo variable o alternante

Y se calcula de la siguiente manera:

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

Finalmente se define a:

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

Donde:

σ_{mx} = Esfuerzo máximo

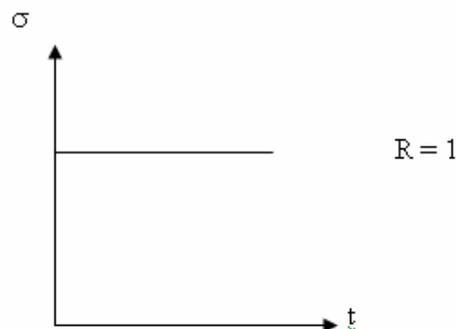
σ_{\min} = Esfuerzo mínimo.

R = Factor de simetría

A partir de la ecuación anterior se pueden obtener comportamientos básicos de los elementos sometidos a cargas variables y que se describen a continuación.

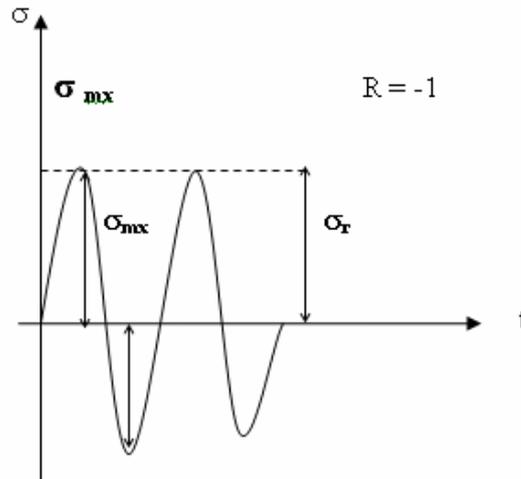
a) *Esfuerzo estático*

$$\sigma_r = 0$$



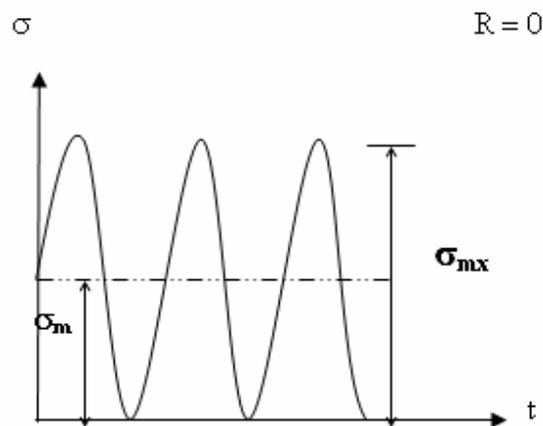
b) *Esfuerzo completamente invertido*

$$\sigma_m = 0$$



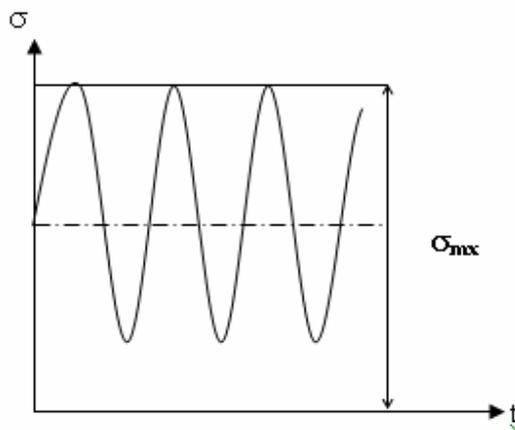
c) *Ciclo repetido*

$$\sigma_m = \sigma_r \neq 0$$



d) *Esfuerzo de tensión o compresión*

$$\sigma_r < \sigma_m$$

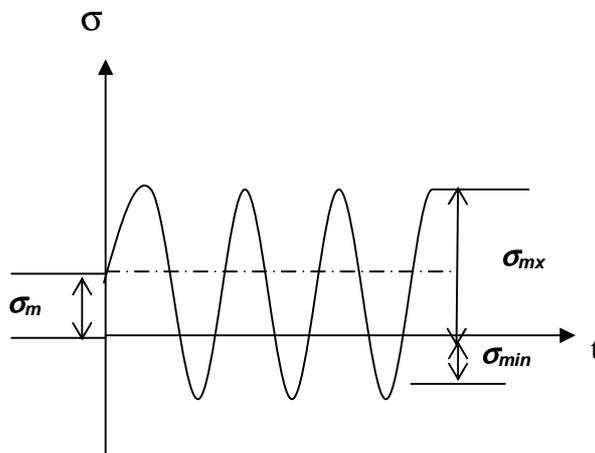


$0 < R < 1$ Tensión
 $-1 < R < 0$ Compresión

e) *Esfuerzos asimétricos*

$$\sigma_m < \sigma_r$$

$$-1 < R < 0$$



Con el fin de estudiar el comportamiento de los materiales bajo cargas cíclicas los ingenieros utilizan una maquina de prueba que imparte una carga senoidal a una probeta, dicha máquina se conoce como maquina de Moore y con los resultados obtenidos se construye un diagrama de esfuerzo contra numero de ciclos (Curvas de Wöhler)

Se debe subrayar el hecho de que la probeta se encuentra perfectamente pulida y que se le da una forma afilada hacia el centro con la finalidad de reducir al mínimo la presencia de concentradores de esfuerzos.

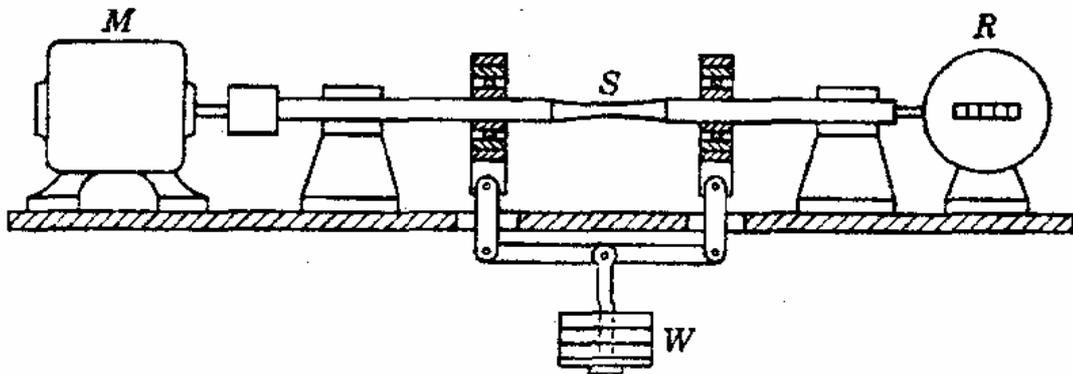


Figura 5.4.- Diagrama de una máquina para prueba de flexión invertida de R.R. Moore

Debe mencionarse que solo las aleaciones ferrosas (aceros y hierros fundidos) así como las aleaciones de titanio, muestran un límite a la fatiga bien definido, los demás materiales no. Si no se dispone el valor exacto del límite a la fatiga, se puede hacer uso de las relaciones que se muestran en la tabla 15.1 del manual, obteniéndose por énfasis en que esas aleaciones consideran una confiabilidad del 50%.

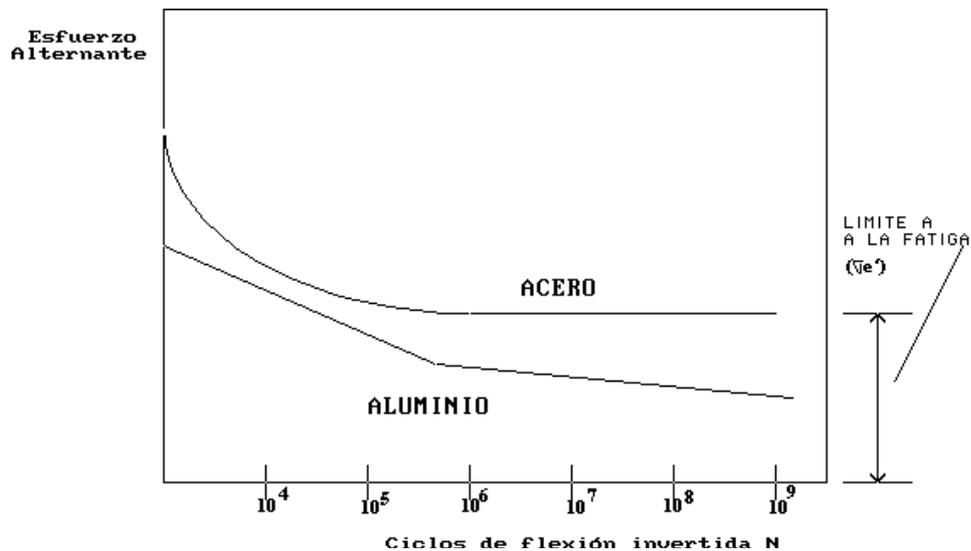


Figura 5.5.- Curvas de esfuerzo -número de ciclos (Curva de Wöhler) para un acero y una aleación de aluminio

Si no se dispone de las características exactas de un material bajo cargas cíclicas se puede hacer uso de las relaciones dadas en la tabla 5.1:

Tabla. 5.1.

Material	Flexión	Cargas axiales	Torsión
Aceros	$\sigma_{e'} = 0.5 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.425 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.25 \sigma_{\max}$
Fundiciones de aceros	$\sigma_{e'} = 0.4 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.34 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.8 \sigma_{\max}$
Aleaciones no ferrosas	$\sigma_{e'} = 0.3 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.255 \sigma_{\max}$	$\sigma_{e'} = 0.22 \sigma_{\max}$

Donde:

σ_{\max} = Resistencia máxima del material

τ_e = Límite a la fatiga bajo esfuerzos cortantes.

- Todas las relaciones consideran una confiabilidad de 50%

5.3. Resistencia a la fatiga.

Hay que señalar que los valores del límite a la fatiga dados en la tabla se determinan estadísticamente bajo condiciones de laboratorio. Sin embargo, la mayor parte de las situaciones de diseño involucran piezas bajo condiciones mucho más adversas que las presentes en los ensayos de fatiga a flexión y por tanto, la resistencia práctica a la fatiga es mucho menor que la teórica, así, el valor obtenido a partir de la prueba de flexión completamente invertida y los valores correspondientes a otros tipos de carga se van modificando mediante distintos factores y que afecta de manera negativa el valor obtenido del límite a la fatiga, así el valor ya corregido de $\sigma_{e'}$ o $\tau_{e'}$ se conoce como **resistencia a la fatiga del elemento** y se designa como σ_e o τ_e (sin la "prima") las cuales se pueden obtener mediante las relaciones siguientes:

$$\sigma_e = \sigma_e' \left(\frac{1}{K_f} \right) (K_a)(K_b)(K_c)(K_d) \quad \text{ó}$$

$$\tau_e = \tau_e' \left(\frac{1}{K_f} \right) (K_a)(K_b)(K_c)(K_d)$$

Donde:

K_f = Factor de corrección por concentración de esfuerzos

K_a = Factor de corrección por acabado superficial

K_b = Factor de corrección por tamaño

K_c = Factor de corrección por confiabilidad

K_d = Factor de corrección por temperatura

5.3.1. Factores de corrección

a) Factor de corrección K_f

Bajo carga dinámica cada material presenta una respuesta o sensibilidad diferente a la presencia de muescas, lo que hace necesario utilizar un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f , el cual se diferencia de K_t al tener en cuenta el material. En general, entre más dúctil es un material menos sensible será a la presencia de muescas; y dado que la ductilidad en metales se relaciona con bajos valores de dureza y resistencia, se obtiene que los materiales blandos presentan menor sensibilidad a las muescas.

Además, la sensibilidad también es función del radio de la muesca: a medida que éste tiende a cero, la sensibilidad también se reduce y tiende a cero, lo que compensa la tendencia de K_t hacia infinito conforme a que la grieta se agudiza. Gracias a esto, los esfuerzos generados por cargas dinámicas en las puntas de muescas y microdefectos del material no son tan grandes como se podría esperar, o de lo contrario, solo se podrían diseñar piezas de materiales perfectos (que por supuesto, no existen).

Peterson definió la sensibilidad a las muescas q de un material en términos de la concentración de esfuerzos estática y dinámica:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} ; 0 < q \leq 1$$

De donde:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

En la figura 5.6. se puede observar el comportamiento tanto de K_f como de q en función del radio de la muesca.

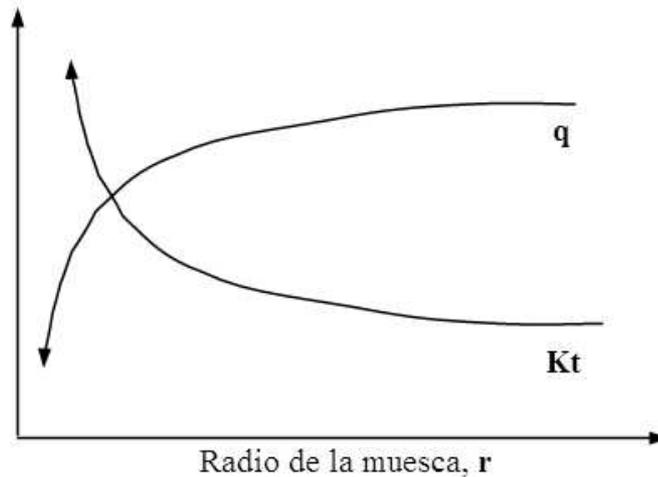


Figura 5.6.

b) Factor de corrección K_a

A las probetas de ensayo a fatiga se les da un acabado especular para eliminar imperfecciones superficiales que den lugar a concentradores de esfuerzo. Una pieza de común de diseño suele presentar un acabado mucho más áspero y por tanto, hay mayor riesgo de fractura. En la Figura 5.7 se relaciona el coeficiente de acabado superficial con el tipo de proceso de manufactura o acabado terminal y la resistencia del material (a mayor resistencia, mayor sensibilidad).

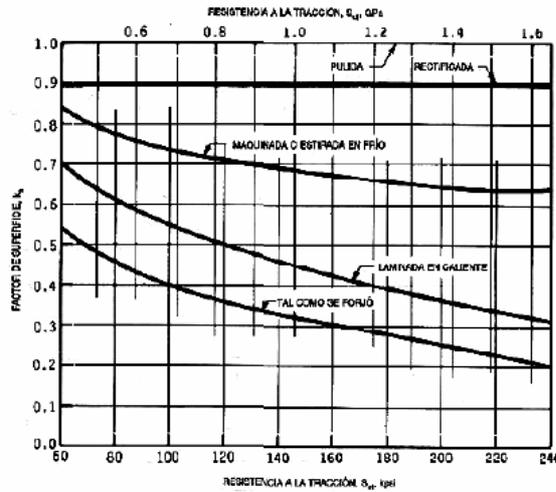


Figura 5.7. Factor de corrección K_a de acabado superficial.

c) Factor de corrección K_b

Generalmente se suele aumentar el área transversal de una pieza para disminuir el esfuerzo nominal e incrementar así el factor de seguridad bajo la suposición de una resistencia constante como función del material. Pero la probabilidad de presencia de una grieta que propicie una fractura es mayor entre más grande sea la pieza, lo cual resulta contraproducente.

Tabla 5.2. Valores recomendados para el factor K_b

Tamaño (mm)	K_b
$D \leq 7.6$	1
$7.6 \leq D \leq 50$	0.85
$D \geq 50$	0.75

Estos criterios deben manejarse con reserva en materiales no ferrosos.

d) Factor de corrección K_c

Las medidas son datos estadísticos, por lo tanto hay un error inherente en los valores nominales dados, por lo tanto, si se requiere una confiabilidad mayor del 50% deben usarse los factores de corrección que se muestran en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Factor de corrección por confiabilidad (Kc)

<i>Confiabilidad (%)</i>	<i>Factor de corrección Kc</i>
50	1.0
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702

e) Factor de corrección por temperatura

Por lo común las pruebas a la fatiga se hacen a la temperatura ambiente. A bajas temperaturas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa. Pero a altas temperaturas desaparece el codo límite de resistencia a la fatiga (materiales ferrosos) haciendo que la resistencia a la fatiga siga declinando con el número de ciclos. Para temperaturas cercanas o por encima del 50% de la temperatura de fusión del material, la termofluencia se hace significativa, y el procedimiento de diseño de esfuerzo-vida ya no es válido (falla primero por fluencia que por fatiga).

$$\text{Si } t < 160^{\circ}\text{F (71}^{\circ}\text{C)} \quad \mathbf{Kd = 1}$$

$$\text{Si } t > 160^{\circ}\text{F se aplica } \mathbf{Kd = \frac{620}{460 + t}}$$

Donde:

t = temperatura en °F

5.4. Ecuaciones de diseño

El diagrama de Wöhler analizado hasta ahora solo muestra el comportamiento de la resistencia a la fatiga relacionando la magnitud de los esfuerzos alternantes con el número de ciclos, lo que constituye un caso particular donde los esfuerzos medios son nulos.

Como se muestra en la Figura 5.8, el diagrama de Wöhler es en realidad un plano de corte de la superficie de falla generalizada para $\sigma_m = 0$. La Figura 5.7.b. muestra la proyección de planos de corte para diferentes valores de σ_m de donde puede deducirse

que a mayor valor de σ_m la resistencia a la fatiga disminuye, es decir, la componente alternante que hace fallar la pieza es cada vez menor.

$$\sigma_{max} = \sigma_r + \sigma_m \Rightarrow \sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_m$$

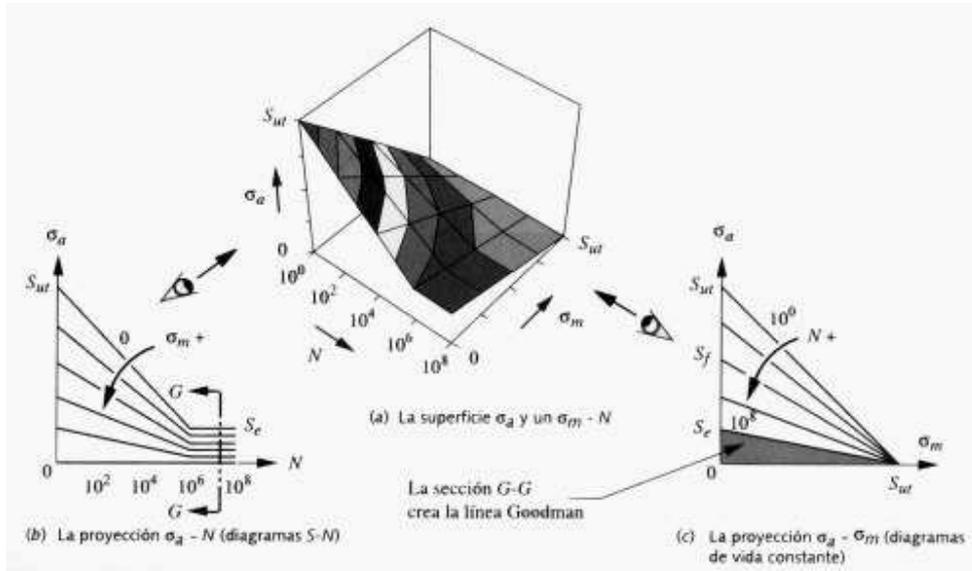


Figura 5.8. Superficie De Falla Generalizada Para Un Material Ferroso & Planos De Proyección Fuente: NORTON, Robert L. Diseño De Máquinas. México: Prentice-Hall, 1999. p.411

Para entender mejor esto, considere lo que ocurre con una serie de piezas idénticas sometidas a varios ensayos de falla a la tracción ($N = 100$). Si la pieza está libre de esfuerzo iniciales ($\sigma_m = 0$), el esfuerzo aplicado necesario para hacer que la pieza falle es igual a la resistencia máxima del material ($\sigma_r = \sigma_{max}$). Pero si la pieza tiene esfuerzos residuales a compresión, habrá que aplicar un esfuerzo mayor a la resistencia para alcanzar el valor de rotura.

Final y consecuentemente, si la pieza contiene esfuerzos residuales a tensión, el esfuerzo aplicado que genera la falla será menor que la resistencia del material !!! Esto explica porque la superficie de falla tiende a un nivel de resistencia igual a cero conforme σ_m crece en sentido positivo hasta igualar la resistencia última a la rotura.

Además de lo anterior, resulta de importante interés estudiar la interacción entre esfuerzos medios y alternantes y su incidencia sobre la resistencia para un instante tiempo dado, y en particular, analizar que sucede más allá del rango de alto ciclaje ($N > 10^6$ ciclos), en especial cuando se desea diseñar a vida infinita bajo esfuerzos fluctuantes. La Figura 5.9 muestra diferentes líneas de falla según el criterio de distintos autores, las cuales corresponden a planos de corte de la superficie de falla para un $N^3 \geq 10^6$ ó $N = 10^8$ (material ferroso o no ferroso respectivamente).

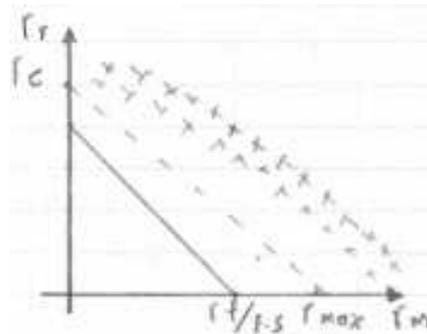


Figura 5.9. Diferentes criterios de falla

El área bajo cada una de esas curvas es considerada como la zona segura de diseño. A menor área, más conservador es el criterio de falla. Normalmente se acepta la línea de Soderberg como el criterio más práctico; sin embargo, en materiales dúctiles el criterio de falla no es solamente la rotura sino también la deformación plástica, por lo que hay que tener también en cuenta la línea de fluencia. Las ecuaciones de estas curvas son las siguientes:

a) Parábola de Gerber:

$$\frac{1}{F.S} = \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{max}}\right)^2 + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

b) Línea de Goodman:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{max}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

c) Línea de Soderberg:

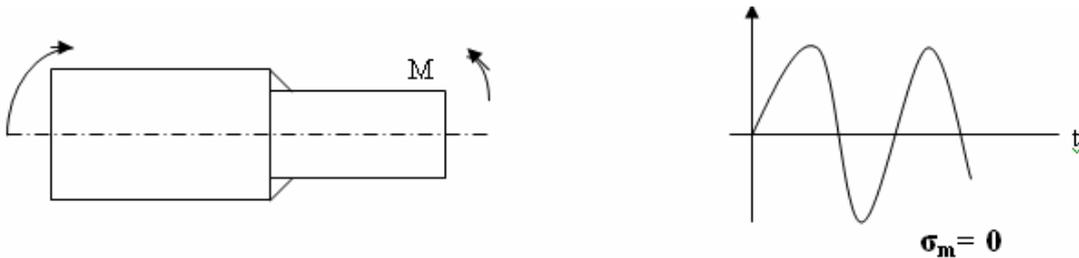
$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Y para elementos sometidos a esfuerzos cortantes:

$$\frac{1}{FS} = \left(\frac{\tau_m}{\tau_f}\right) + \left(\frac{\tau_r}{\tau_e}\right)$$

Ejemplos

El limite a la fatiga para cierto acero es de 2800 kg/ cm² y su resistencia a la fluencia es de 3600 kg/ cm². Un eje hecho de este acero muestra un cambio brusco de sección, por lo tanto, en dicho punto debe considerarse un factor de concentración de esfuerzos Kf= 2, el módulo de sección en el punto mas peligroso es de 80 cm³. Calcule el valor del momento flexionante máximo completamente invertido para una duración infinita se requiere de una confiabilidad de 95% y el factor de seguridad de 2.



$$\begin{aligned} \sigma_e &= 2800 \text{ kg / cm}^2 \\ \sigma_f &= 3600 \text{ kg / cm}^2 \quad \text{Conf} = 95\% \\ z &= 80 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Modulo de sección} \end{aligned}$$

$$K_f = 2$$

$$F.S = 2$$

Según Soderberg:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Y como es un esfuerzo completamente invertido:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_e = \sigma_e' \left(\frac{1}{k_f}\right) k_a.k_b.k_c.k_d$$

De tablas: $k_c = 0.868$

$$z = \frac{I}{C} \text{ y como se trata de una sección circular} \quad I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$z = \frac{I}{C} = \frac{\pi D^4}{64D} = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$D = \left(\frac{32z}{\pi} \right)^{1/3} = \left(\frac{32 \times 80}{3.1416} \right)^{1/3} = 9.34 \text{ cm} = 93.4 \text{ mm}$$

$$K_c = 0.868$$

$$K_b = 0.75$$

$$K_f = 2$$

$$\sigma_e = 2800 \left(\frac{1}{2} \right) * 0.75 * 0.868 = 911.4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_r = \sigma_e / F.S = 911.4 / 2 = 455.7 \text{ kg/cm}^2$$

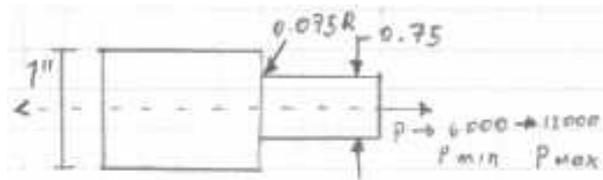
$$\sigma_r = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} - (-\sigma_{\min})) / 2 * \frac{2\sigma_{\max}}{2\sigma_{\min}} = \sigma_{\max}$$

Se calcula el esfuerzo flexionante:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot C}{I} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$M_{\max} = \sigma_{\max} \cdot Z = (455.79) (80) = 36456 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

2. La varilla escalonada que se muestra en la figura, esta sometida a una fuerza axial cuyo valor varía de manera continua entre 6000 y 12000 lb. La varilla fue maquinada y rectificada a partir de una barra de acero 1045 L.S. calcule el F.S resultante.



Utilizando la ec. de Soderberg.

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

$$\sigma_{m \min} \frac{P_{\min}}{A} = \frac{4P_{\min}}{\pi d^2} = \frac{4 \times 6000}{\pi (0.75)^2} = 13581.22 \text{ Psi}$$

$$\sigma_{m \max} \frac{4P_{\max}}{\pi d^2} = \frac{4 \times 12000}{\pi (0.75)^2} = 27162.44 \text{ Psi}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{mx} + \sigma_{min}}{2} = \frac{27162.44 + 13581.22}{2} = 20371.83 \text{Psi}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{mx} - \sigma_{min}}{2} = \frac{27162.44 - 13581.22}{2} = 6790.61 \text{Psi}$$

$$\sigma_e = \sigma_e' \left(\frac{1}{k_f} \right) \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d$$

$$0.75'' = 19 \text{mm}$$

$$d = 19 \text{mm} \Rightarrow k_b = 0.85$$

$$K_a = 0.9 ; K_c = 1 ; K_d = 1$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{1}{0.75} = 1.33 \\ \frac{r}{d} = \frac{0.075}{0.75} = 0.1 \end{array} \right\} K_t = 1.7$$

$$q = 0.78$$

$$K_f = 1 + 0.78(1.7 - 1) = 1.546$$

De tablas:

$$\sigma_f = 77000 \text{Psi} \quad \text{y} \quad \sigma_{\max} = 91000 \text{Psi}$$

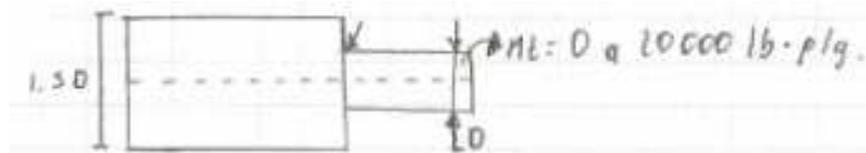
$$\sigma_e' = 0.425 \sigma_{\max} = 0.425(91000) = 38675 \text{psi}$$

$$\sigma_e = 38675 \left(\frac{1}{1.546} \right) (0.9)(0.85) = 19137.37 \text{psi}$$

$$\frac{1}{F.S} = \left(\frac{20371.83}{77000} \right) \left(\frac{6790.6}{19137.37} \right) \Rightarrow \frac{1}{F.S} = 0.6194$$

$$\Rightarrow F.S = 1.6144$$

3. La sección de un eje de diámetro D se une a una sección de diámetro igual a 1.5D con un filete que produce un factor $K_f = 1.7$, asumiendo que se trata de un acero 1018 T.F. con un $K_b = 0.85$ y que fue terminado a máquina calcule el tamaño del eje requerido para un momento torsionante que varía de 0- 20000 lb. Pulg., utilice un F.S.= 2



Datos:

Maquinado.

F.,S= 2

$K_b = 0.85$

$\sigma_f = 54000 \text{ Psi}$

$\sigma_{\max} = 64000 \text{ Psi}$

Ec. de Soderberg para esfuerzos cortantes:

$$\frac{1}{FS} = \left(\frac{\tau_m}{\tau_f} \right) + \left(\frac{\tau_r}{\tau_e} \right)$$

Se sabe que:

$\tau_f = 0.6\sigma_f$

Por lo tanto:

$$\tau_f = 0.6 \times 54000 = 32400 \text{ Psi}$$

$$\tau_m = \tau_r = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{16M_{\max}}{\pi D^3} = \frac{8M_{\max}}{\pi D^3} \Rightarrow \frac{8 \times 20000}{\pi 1^3} = \frac{50929.58}{D^3}$$

$$\tau_e = \tau_e' \left(\frac{1}{K_f} \right) (K_a)(K_b)(K_c)(K_d)$$

$$K_a = 0.81 \quad K_c = 1 \quad K_d = 1 \quad K_f = 1.7$$

$$\tau_e = 0.25\sigma_{max} = 0.25(64000) = 16000 \text{ Psi}$$

$$\tau_e = 16000 \left(\frac{1}{1.7} \right) (0.81)(0.85) = 6480 \text{ Psi}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{D^3} \left(\frac{50929.58}{32400} + \frac{50929.58}{6480} \right) \Rightarrow 0.5 = \frac{1}{D^3} (9.43)$$

$$(D^3)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{9.43}{0.5} \right)^{\frac{1}{3}} = 2.66'' = D$$

5.5. Diseño para vida finita.

Como ya se estudio la falla de un elemento sometido a la acción de esfuerzos variables ocurre después de un cierto número de ciclos trabajando a un determinado nivel de esfuerzos, figura 5.10

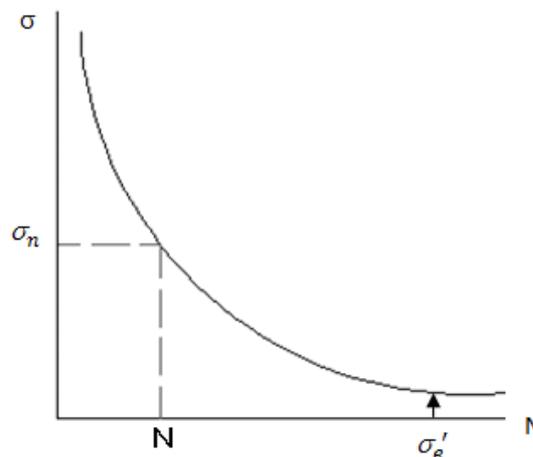


Figura 5.10.

Si nos ponemos a pensar que muchos elementos de maquinas trabajan solo unos cuantos miles de ciclo, se acentúa la importancia de contar con una herramienta de diseño que permite el dimensionamiento de ciclos que realmente va a soportar (especialmente valido cuando se diseña un equipo para una duración predeterminada.

Contar con una herramienta de diseño, permitirá por lo tanto la reducción de tamaño, peso y costo de los elementos así diseñados.

Se podría imaginar que es necesario contar con un atlas de diagramas contra número de ciclos para los materiales más utilizados en ingeniería.

Sin embargo en la práctica no ocurre así, por que los ingenieros encontraron que para los aceros y fundiciones de hierro, existe una relación entre el esfuerzo necesario para causar falla (σ_n) para un cierto numero de ciclos N y la resistencia máxima del material, como se muestra en la figura 5.11.

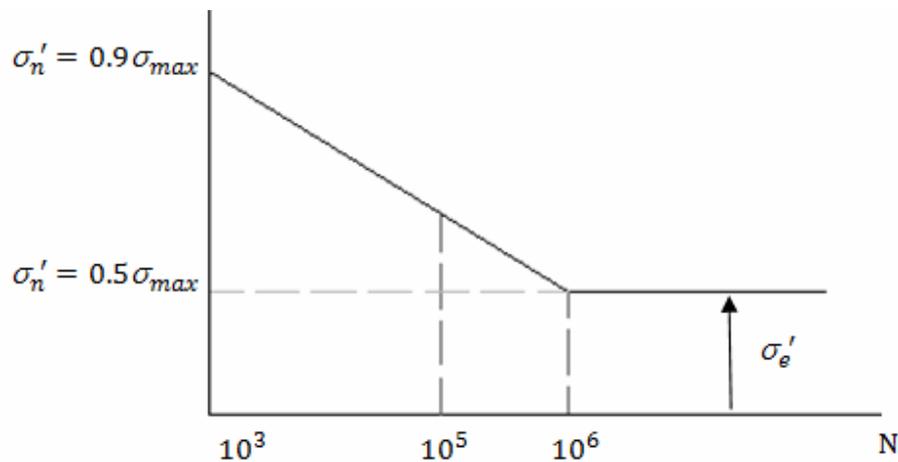


Figura 5.11. Relación entre el esfuerzo necesario para causar falla y el número de ciclos (esc. logarítmica)

Se sabe que la ec. general de una recta es:

$$y = mx + b$$

De la figura 5.11, por analogía y considerando escala logarítmica sobre ambos ejes se obtiene:

$$\log \sigma_n' = -m \log N + b$$

Despejando a σ_n' se obtiene:

$$\sigma_n' = \frac{10^b}{N^m}$$

Y despejando a N:

$$N = \frac{10^{b/m}}{(\sigma_{n'})^m}$$

Se debe recalcar el hecho de que las dos ecuaciones anteriores son válidas para el intervalo:

$$10^3 < N < 10^6$$

Donde las constantes m y b se pueden calcular así:

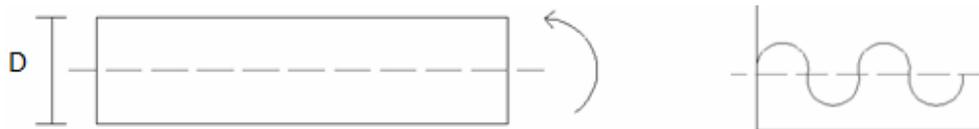
$$m = \frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9\sigma_{\max}}{\sigma_e'}\right)$$

$$b = \log\left[\frac{(0.9\sigma_{\max})^2}{\sigma_e'}\right]$$

Los términos σ_e' y σ_n' se refieren respectivamente al límite a la fatiga y al nivel de esfuerzo necesario para causar la falla después de un cierto número de ciclos en la prueba de viga rotatoria o giratoria. Si en un problema de diseño ya se cuenta con dichos datos, pero ya corregidos por acabado superficial, tamaño, geometría, etc. entonces, deberán usarse dichos valores en lugar de σ_e' y σ_n'

Ejemplo.

Una barra de acero 1045 L.S de diámetro D está sometida a un momento flexionante que varía continuamente de 4000 a 8000 lb•pulg. Considere que la barra fue maquinada y que se requiere una confiabilidad del 99%, calcule: a) diámetro requerido para una duración infinita, b) una duración de 150000 ciclos.



Datos:

Acero 1045 L.S.

Mtro. FELIPE DÍAZ DEL CASTILLO R.

Superficie maquinada

Confiabilidad= 99%

$$\sigma_f = 77 \text{ ksi} \quad \sigma_{max} = 91 \text{ ksi}$$

a) Duración infinita

Ec. de Soderberg

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{81487.3 + 40743.7}{2} \left(\frac{1}{D^3} \right) = \frac{61115.5}{D^3}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{81487.3 - 40743.7}{2} \left(\frac{1}{D^3} \right) = \frac{20371.8}{D^3}$$

$$\sigma_{min} = \frac{32M_{min}}{\pi D^3} = \frac{32(4000)}{\pi D^3} = \frac{40743.7}{D^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32M_{max}}{\pi D^3} = \frac{32(8000)}{\pi D^3} = \frac{81487.3}{D^3}$$

$$\sigma_e = \sigma_e' \left(\frac{1}{k_f} \right) * k_a * k_b * k_c * k_d$$

$$K_c = 0.814; \quad k_b = 1; \quad k_a = 0.75; \quad k_f = 1$$

$$\sigma_e' = 0.5 \sigma_{max} = 0.5(91000) = 45500 \text{ psi}$$

$$\sigma_e = (45500)(0.75)(0.814) = 27777.7 \text{ psi}$$

$$1 = \frac{1}{D^3} \left(\frac{61115.5}{77000} \right) + \left(\frac{20371.8}{27777.7} \right) = \frac{1}{D^3} (1.52)$$

$$D = (1.52)^{1/3} = 1.14 \text{ pulg.}$$

b) Ecuación de Soderberg para vida finita.

$$\frac{1}{FS} = \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_f} \right) + \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_n} \right)$$

$$\sigma_n = \sigma_n' \left(\frac{1}{k_f} \right) \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d$$

$$\sigma_n' = \frac{10^b}{N^m}$$

$$b = \text{Log} \frac{(0.9\sigma_{max})^2}{\sigma_e'} = \text{Log} \frac{(0.9 \times 91000)^2}{45500} = 5.16$$

$$m = \frac{1}{3} \text{Log} \frac{(0.9\Gamma_{max})}{\Gamma_e'} = \frac{1}{3} \text{log} \frac{(0.9 \times 91000)}{45500} = 0.08$$

$$\sigma_n' = \frac{10^{5.16}}{150000^{0.08}} = 55707.37 \text{ psi}$$

$$\sigma_n = \sigma_n' \left(\frac{1}{k_f} \right) \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d = 55707.37 \times 0.7 \times 0.814 = 34009.34 \text{ Psi}$$

$$\frac{1}{1} = \frac{1}{D^3} = \left(\frac{61115.495}{77000} + \frac{20371.835}{27777.75} \right)$$

$$1 = \frac{1}{D^3} (1.3927) \Rightarrow D = (1.3927)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.1167 \text{ pulg.}$$

CAPITULO 6.

FLECHAS

Este término se utiliza para designar a cualquier barra giratoria que transmite potencia entre sus extremos. En nuestro país es el común denominador de los elementos que transmiten potencia girando, aunque dicho término no se utiliza tanto en otros países de habla hispana. A continuación se presentan algunas definiciones importantes;

Eje: Barra fija que sirve de soporte a diversos elementos giratorios, como volantes, engranes, ruedas, etc., y generalmente solo están sometidas a cargas de flexión.

Árbol: barra fija o giratoria que sirve para transmitir potencia o movimiento mediante elementos fijos a el, como poleas, engranes, levas.

Mango o husillo: Se trata de una flecha de longitud pequeña usada generalmente en maquinas herramientas y están sometidas a cargas de torsión.

Flechas flexibles: son aquellas que permiten la transmisión de potencia entre dos puntos en que los ejes se encuentran a un cierto ángulo uno del otro por ejemplo, equipo de destapa caños, herramientas manuales, equipo dental.

6.1. Proyecto de flechas cortas (cargas de torsión).

Considérese una barra de sección circular de longitud despreciable:

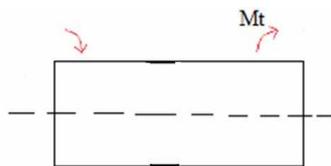


Figura 6.1. Barra sometida a torsión

Se sabe que:

$$\tau = \frac{Mt \cdot D}{2J} = \frac{32 Mt \cdot D}{2\pi \cdot D^4} \dots\dots(6.1)$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \text{ Para una sección sólida.}$$

$$J = \frac{\pi (DE^4 - DI^4)}{32} \text{ Para una sección hueca.}$$

$J = 2\pi RE^3 t$ Para una sección hueca de pared delgada.

$$\tau = \frac{16 Mt}{\pi D^3} \quad \tau = \frac{\tau f}{F.S} = \frac{0.6 \sigma f}{F.S}$$

$$\Rightarrow \frac{0.6 \sigma f}{F.S} = \frac{16 Mt}{\pi D^3}$$

$$\Rightarrow D = \left(\frac{16 Mt.F.S}{0.6.\sigma f.\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow D = \left(\frac{8.5 Mt.F.S}{\sigma f} \right)^{\frac{1}{3}} \dots(6.2)$$

6.2. Transmisión de potencia mediante flechas.

Quizá la aplicación más importante de las flechas es transmitir potencia desde un sistema que la produce como puede ser un motor eléctrico, una turbina o un motor de combustión interna a un sistema que la consume como puede ser un generador eléctrico, un compresor, las ruedas de un automóvil, etc.

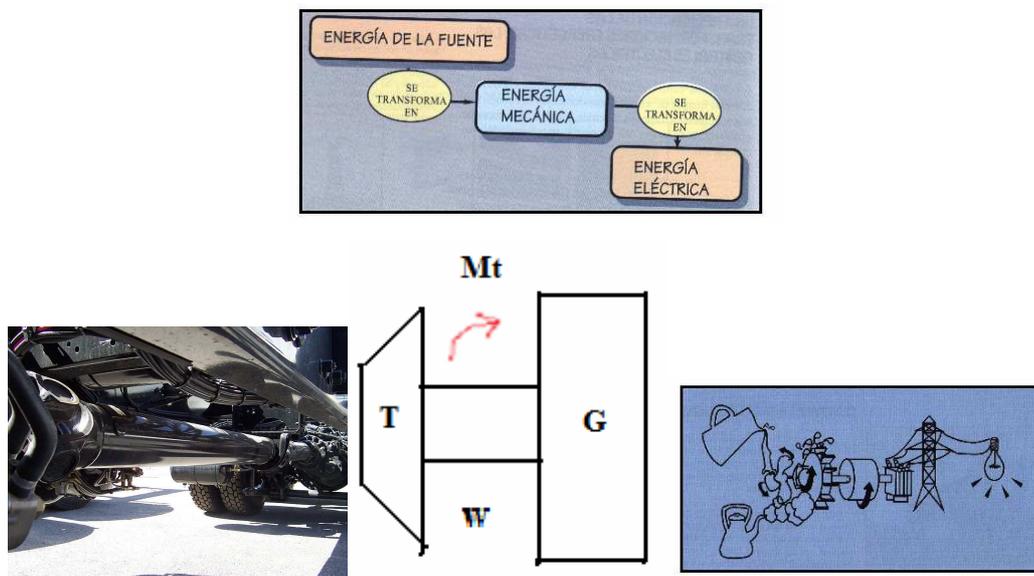


Figura 6.2. Transmisión de potencia.

$$Pot = \frac{Mt * n}{63000} \quad Pot = hp; n = rpm; Mt = lb.plg$$

$$Pot = \frac{Mt.n}{71600} \quad Pot = C.V; n = rpm; Mt = kg.cm$$

$$Pot = \frac{Mt.n}{9550} \quad Pot = kw; n = rpm; Mt = N.m$$

Algunos factores de conversión son:

$$1\text{hp}=0.746\text{kW}$$

$$1\text{cv}=736\text{W}$$

Ejemplo:

Calcule el diámetro que debe tener una flecha de acero inoxidable que debe transmitir 40hp a 1200 rpm, considérese el esfuerzo cortante admisible es de 8500psi.

Datos:

Acero inoxidable

Pot=40hp

N=1700rpm

D=?

$\tau=8500\text{psi}$

Primero, Se calcula el valor de Mt

$$Mt = \frac{40(63000)}{1200} = 2100\text{lb. plg}$$

Se calcula el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau = \frac{Mt * D}{2J}$$

Y como se trata de una sección sólida:

$$\tau = \frac{16Mt}{\pi D^3}$$

Finalmente se calcula el valor del Diámetro

$$D = \sqrt[3]{\frac{16Mt}{\pi * \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16(2100)}{\pi(8500)}} = 1.07\text{plg}$$

6.3.- Proyecto de flechas sometidas a flexión y torsión.

A continuación considérese una flecha sometida a cargas simultáneas de flexión y torsión.

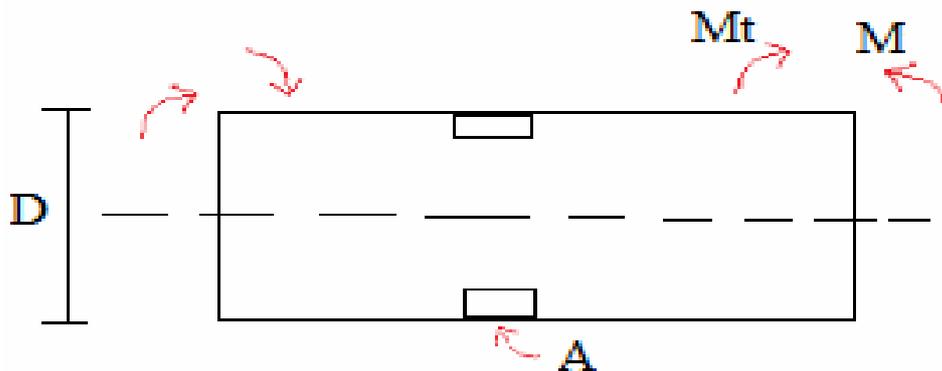


Figura 6.3. Barra circular sometida a torsión y flexión

Como se puede ver, el punto A está sometido a un esfuerzo normal por flexión y a un esfuerzo cortante por torsión:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot C}{I} = \frac{32 M}{\pi D^3}$$

$$\tau = \frac{M_t \cdot D}{2J} = \frac{16 M_t}{\pi D^3}$$

Se calculan los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Haciendo igual:

$$a = \frac{\sigma_x}{2}$$

$$b = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = a + b$$

$$\sigma_2 = a - b$$

Aplicando la teoría del esfuerzo máximo:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{\sigma_f}{F.S}$$

$$a + b - (a - b) = \frac{\sigma_f}{F.S}$$

$$a + b - a + b = \frac{\sigma_f}{F.S} \Rightarrow 2b = \frac{\sigma_f}{F.S}$$

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{\sigma_f}{2 F.S}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 M}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 Mt}{\pi D^3}\right)^2} = \frac{\sigma_f}{2 F.S}$$

$$\frac{\sigma_f}{2 F.S} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + Mt^2}$$

$$\Rightarrow D = \left(\frac{32 F.S}{\pi \sigma_f} \cdot \sqrt{M^2 + Mt^2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

b) Teoría de la energía máxima de distorsión.

Aplicando la teoría:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2$$

Se calculan los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Igualando:

$$a = \frac{\sigma_x}{2}$$

$$b = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Sustituyendo:

$$(a + b)^2 + (a - b)^2 - ((a + b)(a - b)) = \left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2$$

$$a^2 + 2ab + b^2 + a^2 - 2ab + b^2 - a^2 + b^2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2$$

$$a^2 + 3b^2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2$$

$$\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3 \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2$$

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3 \left[\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2\right]} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{F.S}\right)^2}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3 \left[\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2\right]}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3 \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3\tau^2}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\frac{4}{4} (\sigma_x)^2 + 3 \tau^2}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau^2}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{32 M}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 Mt}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{32 M}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{32 Mt}{2\pi D^3}\right)^2}$$

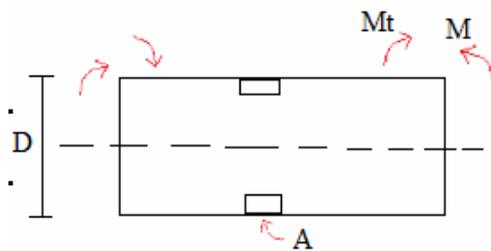
$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{32 M}{\pi D^3}\right)^2 \left(M^2 + \frac{3}{4} Mt^2\right)}$$

$$\frac{\sigma_f}{F.S} = \frac{32}{\pi D^3} \cdot \sqrt{\left(M^2 + \frac{3}{4} Mt^2\right)}$$

$$\Rightarrow D = \left(\frac{32 F.S}{\pi \sigma_f} \cdot \sqrt{\left(M^2 + \frac{3}{4} Mt^2\right)}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Ejemplo.

Una flecha de acero 1045 laminado simple debe transmitir un momento flexionante de 2000 kg.cm y un momento torsionante de 3000 kg.cm. si debe aplicarse un F.S.=2, calcule el D requerido utilizando a) la teoría del esfuerzo cortante máximo. b) la teoría de la energía máxima de distorsión.



NOM-1045 L.S.

M= 2000 kg.cm.

Mt= 3000 kg.cm.

F.S.=2

D=?

$\sigma_f = 5400 \text{ kg/cm}^2$

a) Teoría del esfuerzo cortante máximo

$$D = \left(\frac{32 F.S}{\pi \sigma_f} \cdot \sqrt{M^2 + Mt^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{32 \times 2}{\pi \times 5400} \cdot \sqrt{(2000)^2 + (3000)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 2.38 \text{ cm.}$$

b) Teoría del esfuerzo normal máximo

$$D = \left(\frac{32 F.S}{\pi \sigma_f} \cdot \sqrt{\left(M^2 + \frac{3}{4} Mt^2 \right)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{32 \times 2}{\pi \times 5400} \cdot \sqrt{(2000)^2 + \frac{3}{4} (3000)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 2.31 \text{ cm}$$

6.4. Empleo del código ASME para el proyecto de flechas.

En 1954 se reunió el comité de flechas de la ASME (American Society of Mechanical Engineers.) y considerando que las cargas que actúan en muchas flechas no son constantes, es necesario tomar en cuenta los efectos negativos de la fluctuación de las cargas aplicadas, de ese modo apoyándose en la teoría del esfuerzo cortante máximo. ASME propuso la ecuación siguiente para el proyecto de flechas.

$$\tau_{calc} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t M_t)^2} \quad \text{Flechas solidas.}$$

Donde:

τ_{calc} = *Es el esfuerzo cortante de calculo* Tabla 2.2 del Manual

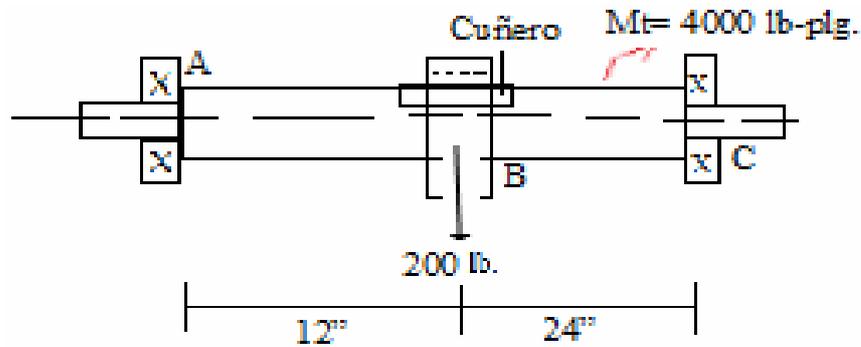
C_m, C_t = *Factores de correccion por impacto* Tabla 2.1 del Manual

Y para flechas huecas:

$$\tau_{calc} = \frac{R_E}{J_{Hueca}} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t M_t)^2} \quad \text{Flechas huecas.}$$

Ejemplo.

Calcule el diámetro de la flecha que se muestra en la figura, si transmite un $M_t = 4000$ lb.pulg.. Considere que está fabricada con acero 1018 T.F. es giratoria y está sometida a impacto moderado. Utilice código ASME.

**Datos:**

Flecha giratoria

De manual:

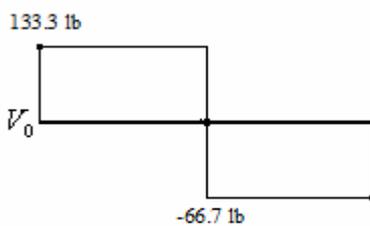
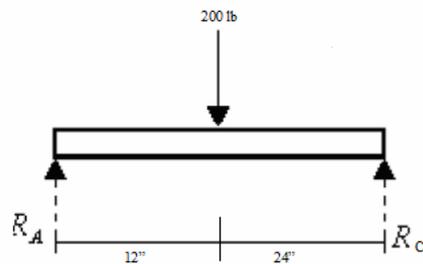
 $C_m = 1.75$

Impacto moderado

 $C_t = 1.25$

Acero 1018 T.F.

$$\tau_{calc} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t M_t)^2} \quad \text{Flechas solidas.}$$

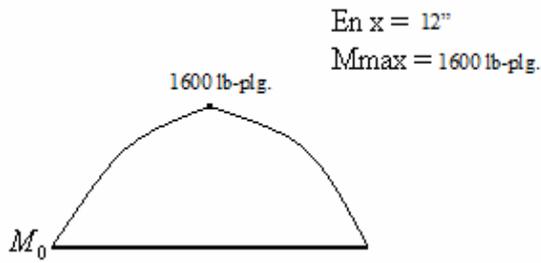


Se calculan las reacciones:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ -200(12) + R_C(36) &= 0 \end{aligned}$$

$$R_C = 66.7 \text{ lb.}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_A - 200 + 66.7 &= 0 \\ R_A &= 133.3 \text{ lb.} \end{aligned}$$



Considerando que existe un cuñero en el punto crítico se tiene

$$\tau_{cal} = 0.225 \sigma_f = 0.225 \times 54000 \text{ Psi} = 12150 \text{ psi}$$

$$\tau_{cal} = 0.135 \sigma_{max} = 0.135 \times 64000 \text{ psi} = 18640 \text{ psi} \quad (\text{se toma el valor mas pequeño})$$

$$D = \left(\frac{16}{\pi \tau_{cal}} = \sqrt{(cmM)^2 + (ctmT)^2} \right)^{1/3}$$

$$D = \left(\frac{16}{\pi (18640)} = \sqrt{(1.75 \times 1600)^2 + (1.25 \times 4000)^2} \right)^{1/3} = 1.5 \text{ pul}$$

6.5. Proyecto de flechas sometidas a la acción de cargas variables.

Considérese una flecha que esta sometida a un momento flexionante M y a un momento torsionante, pero, con la particularidad de que ambos varían con respecto al tiempo, tal y como se muestra en la figura:

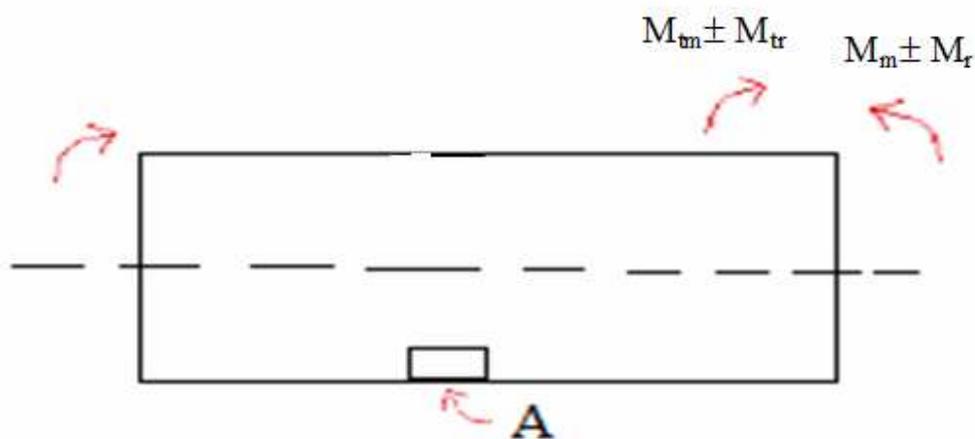
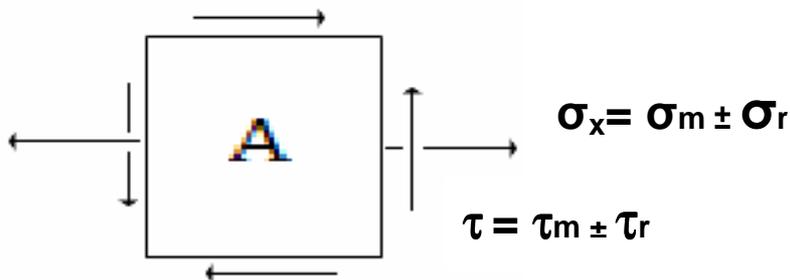


Figura 6.4. Barra circular sometida a cargas fluctuantes de flexión y torsión

A continuación se determina el estado de esfuerzos en el punto A:



Se calculan los esfuerzos medios y alternantes:

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi D^3} \quad \sigma_r = \frac{32M_r}{\pi D^3}$$

$$\tau_m = \frac{16M_m}{\pi D^3} \quad \tau_r = \frac{16M_r}{\pi D^3}$$

Se utiliza la ec. de Soderberg para esfuerzos normales

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma_m}{\sigma_F} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Se multiplica toda la ec. por σ_F obteniéndose:

$$\frac{\sigma_F}{F.S.} = \frac{\sigma_F \cdot \sigma_m}{\sigma_F} + \frac{\sigma_r \cdot \sigma_F}{\sigma_e}$$

$$\sigma = \sigma_m + \frac{\sigma_F}{\sigma_e} \cdot \sigma_r$$

De manera análoga se hace lo mismo para los esfuerzos cortantes:

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\tau_m}{\tau_f} + \frac{\tau_r}{\tau_e}$$

Se multiplica toda la ec. por τ_f (resistencia a la fluencia al corte)

$$\frac{\tau_f}{F.S.} = \frac{\tau_f \tau_m}{\tau_f} + \frac{\tau_f \tau_r}{\tau_e}$$

$$\tau = \tau_m + \frac{\tau_f}{\tau_e} \cdot \tau_r$$

a) Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{\sigma_f}{F.S}$$

Se parte de la siguiente ecuación (antes obtenida)

$$\frac{\sigma F}{2 F.S} = \sqrt{\left(\frac{\sigma x}{2}\right)^2 + \tau^2} \dots \dots A$$

$$\frac{\sigma F}{2 F.S} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\sigma M + \frac{\sigma F}{\sigma_e} \cdot \sigma r \right)^2 + \left(\tau m + \frac{\tau F}{\tau_e} \cdot \tau r \right)^2}$$

$$\frac{\sigma F}{2 F.S} = \sqrt{\left(\frac{16 M m}{\pi D^3} + \frac{\sigma F}{\sigma_e} = \frac{16 M r}{\pi D^3} \right)^2 \left(\frac{16 M t m}{\pi D^3} + \frac{\tau F}{\tau_e} \cdot \frac{16 M t r}{\pi D^3} \right)^2}$$

$$\frac{\sigma F}{2 F.S} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{\left(M m + \frac{\sigma F}{\sigma_e} \cdot M r \right)^2 + \left(M t m + \frac{\tau F}{\tau_e} \cdot M t r \right)^2}$$

$$D = \left(\frac{32 F.S}{\pi D F} \sqrt{\left(M m + \frac{\sigma F}{\sigma_e} \cdot M r \right)^2 + \left(M t m + \frac{\tau F}{\tau_e} \cdot M t r \right)^2} \right)^{1/3}$$

b) Aplicando la teoría de la energía máxima de distorsión (Mises-Hencky).

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = \left(\frac{\sigma F}{F.S} \right)^2$$

Partimos de la ecuación siguiente (antes obtenida)

$$\frac{\sigma F}{F.S} = \sqrt{(\sigma x)^2 + 3\tau^2} \dots \dots B$$

$$\frac{\sigma F}{F.S} = \sqrt{\left(\sigma m + \frac{\sigma F}{\sigma e} \cdot \sigma r\right)^2 + 3\left(\tau m + \frac{\tau F}{\tau e} \cdot \tau r\right)^2}$$

$$\frac{\sigma F}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{32Mm}{\pi D^3} + \frac{\sigma F}{\sigma e} \cdot \frac{32Mr}{\pi D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16Mtm}{\pi D^3} + \frac{\tau F}{\tau e} \cdot \frac{16Mtr}{\pi D^3}\right)^2}$$

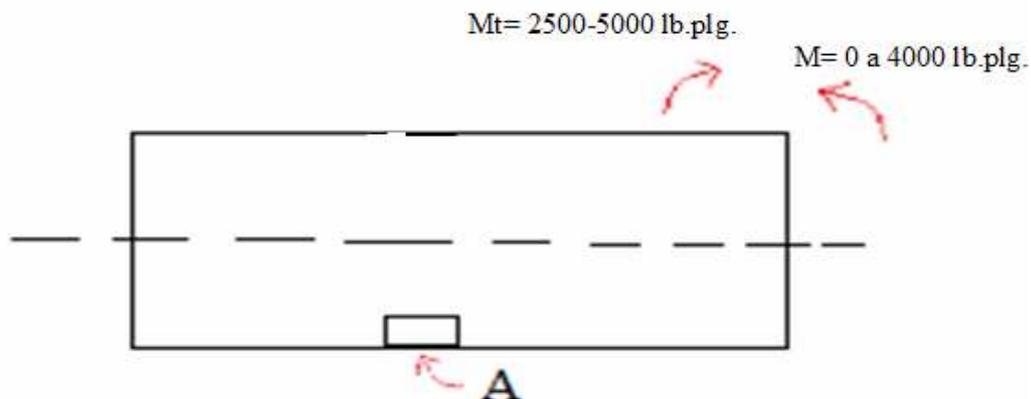
$$\frac{\sigma F}{F.S} = \sqrt{\left(\frac{32Mm}{\pi D^3} + \frac{\sigma F}{\sigma e} \cdot \frac{32Mr}{\pi D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{32Mtm}{\pi D^3} + \frac{\tau F}{\tau e} \cdot \frac{32Mtr}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$\frac{\sigma F}{F.S} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{\left(Mm + \frac{\sigma F}{\sigma e} \cdot Mr\right)^2 + \frac{3}{4}\left(Mtm + \frac{\tau F}{\tau e} \cdot Mtr\right)^2}$$

$$D = \left(\frac{32F.S}{\pi D^3} \cdot \sqrt{\left(Mm + \frac{\sigma F}{\sigma e} \cdot Mr\right)^2 + \frac{3}{4}\left(Mtm + \frac{\tau F}{\tau e} \cdot Mtr\right)^2}\right)^{1/3}$$

Ejemplo

Una flecha de acero 1060 laminado simple está sometida a un momento flexionante que varía de manera continua de 0-4000 lb-pulg. y a un $M_t = 2500-5000$ lb-pulg. Si se requiere una confiabilidad del 99%, debe aplicarse un factor de tamaño=0.85 y $F.S. = 1.5$, calcule el diámetro requerido por la flecha, utilizando. a) la teoría del esfuerzo cortante máximo y b) la teoría de Mises-Hencky.



a) Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$D = \left(\frac{32 F.S}{\pi D F} \sqrt{\left(M_m + \frac{\sigma F}{\sigma_e} \cdot M_r \right)^2 + \left(M_{tm} + \frac{\tau F}{\tau_e} \cdot M_{tr} \right)^2} \right)$$

$$M_m = \frac{M_{mx} + M_{mín}}{2} = \frac{4000 + 0}{2} = 2000 \text{ lb. plg.}$$

$$M_r = \frac{M_{mx} - M_{mín}}{2} = \frac{4000 - 0}{2} = 2000 \text{ lb. plg.}$$

$$M_{tm} = \frac{M_{tmx} + M_{tmín}}{2} = \frac{5000 + 2500}{2} = 3750 \text{ lb. plg.}$$

$$M_{tr} = \frac{M_{tmx} - M_{tmín}}{2} = \frac{5000 - 2500}{2} = 1250 \text{ lb. plg.}$$

De tablas:

$$\sigma_{\max} = 98 \text{ ksi e } \sigma_f = 54 \text{ ksi}$$

Y se calcula la resistencia a la fluencia al corte:

$$\tau_f = 0.6 \tau_f = 0.6 (54 \text{ ksi}) = 32400 \text{ psi}$$

$$\sigma_e = \sigma_e' \left(\frac{1}{K_f} \right) \text{ ka kb kc kd}$$

$$k_f = 1, \text{ ka} = 1, \text{ kb} = 0.85, \text{ kc} = 0.814, \text{ kd} = 1$$

Se calcula el límite a la fatiga:

$$\sigma_e' = \sigma_{\max} 0.5 (98000) = 49000 \text{ psi}$$

Finalmente:

$$\sigma_e = 49000 (0.85) (0.814) = 33903.1 \text{ psi}$$

Para los esfuerzos cortantes se tiene:

$$\tau_e = \tau_e' \left(\frac{1}{K_f} \right) \text{ ka kb kc kd}$$

$$\tau_e' = 0.25 \sigma_{\max} = 0.25 (98000) = 24500 \text{ psi.}$$

$$\tau_s = 24500(0.85)(0.814) = 16951.55 \text{ Psi.}$$

Sustituyendo toda la información obtenida:

$$D = \left(\frac{32 (1.5)}{\pi 54000} \sqrt{\left(2000 + \frac{54000}{33903.1} \cdot 2000 \right)^2 + \left(3750 + \frac{32400}{16951.55} \cdot 1250 \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.3149 \text{ plg.}$$

b) Aplicando el criterio de Mises Hencky (agregar el factor $\frac{3}{4}$)

$$D = \left(\frac{32 (1.5)}{\pi 54000} \sqrt{\left(2000 + \frac{54000}{33903.1} \cdot 2000 \right)^2 + \frac{3}{4} \left(3750 + \frac{32400}{16951.55} \cdot 1250 \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.28 \text{ plg.}$$

6.6. Normas ANSI-ASME para el proyecto de flechas

En 1987 el Comité de flechas de ASME propuso la ecuación siguiente para el proyecto de flechas apoyándose en la teoría de energía máxima de distorsión.

$$\frac{1}{F \cdot S} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{\left(\frac{kt \cdot M}{\sigma_s} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Mt}{\sigma_f} \right)^2}$$

Donde:

Mt= Momento Torsionante.

M= Momento Flexionante.

F.S= Factor de Seguridad

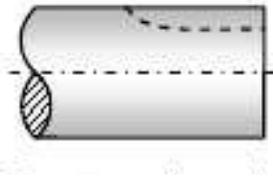
F.S= 2; Carga Estables.

F.S= 3; Carga en Impacto Moderado.

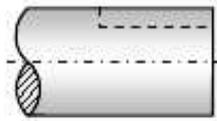
F.S= 4; Cargas con Impacto Fuerte

K_t= Factor de corrección por concentración de esfuerzos tales como: cuñeros, cambios de sección y ranuras angulares.

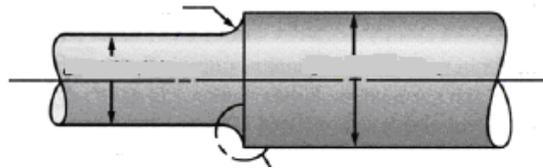
- Cuñero de patín



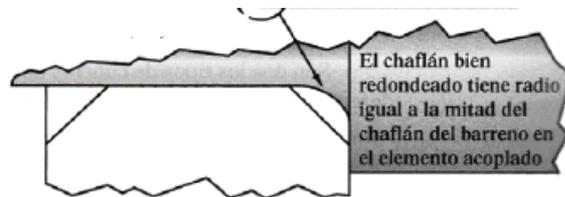
- Cuñero de perfil



- Radio de enlace pequeño



- Radio de enlace grande



En la tabla 6.1 se presentan los valores estandar de K_t

Tabla 6.1. Valores de K_t (según ASME)

<i>Condición geométrica</i>	<i>Factor K_t</i>
<i>Cuñero de perfil</i>	2.0
<i>Cuñero de patín</i>	1.6
<i>Cambio de sección con radios de enlace pequeños</i>	2.5
<i>Cambios de sección con radios de enlace grandes</i>	1.5
<i>Ranuras</i>	1.3

Se calcula el límite a la fatiga:

$$\sigma_e = \sigma_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c$$

$$\sigma_e' = 0.5 \sigma_{\max}$$

Considerando una Confiabilidad del 99% entonces $k_c = 0.814$,

Y se toma un factor de corrección por tamaño $k_b = 0.85$

Entonces:

$$\sigma_e = 0.5 \sigma_{\max} (0.814)(0.85)k_a$$

$$\sigma_e = 0.346 \sigma_{\max} \cdot k_a$$

Donde el valor de k_a depende del espado de la superficie de la flecha, esto es, si esta maquinada, rectificada o pulida.

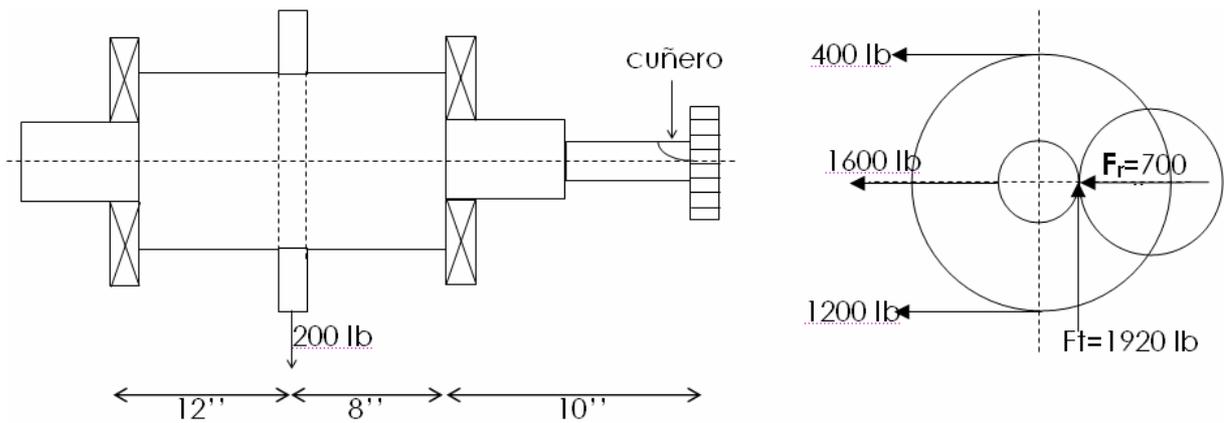
Ejemplo

Una polea de 24 pulg. de diámetro es conducida por una banda horizontal y la potencia recibida se transmite mediante un eje macizo de acero a un piñón de 10 pulg. de diámetro el cual a su vez conduce un engrane. La disposición de los elementos, las fuerzas en la banda y las componentes reactivas del engrane sobre el piñón se muestran en la figura, se hace la aclaración de que la polea pesa 200 lb para proporcionar algún efecto de volante.

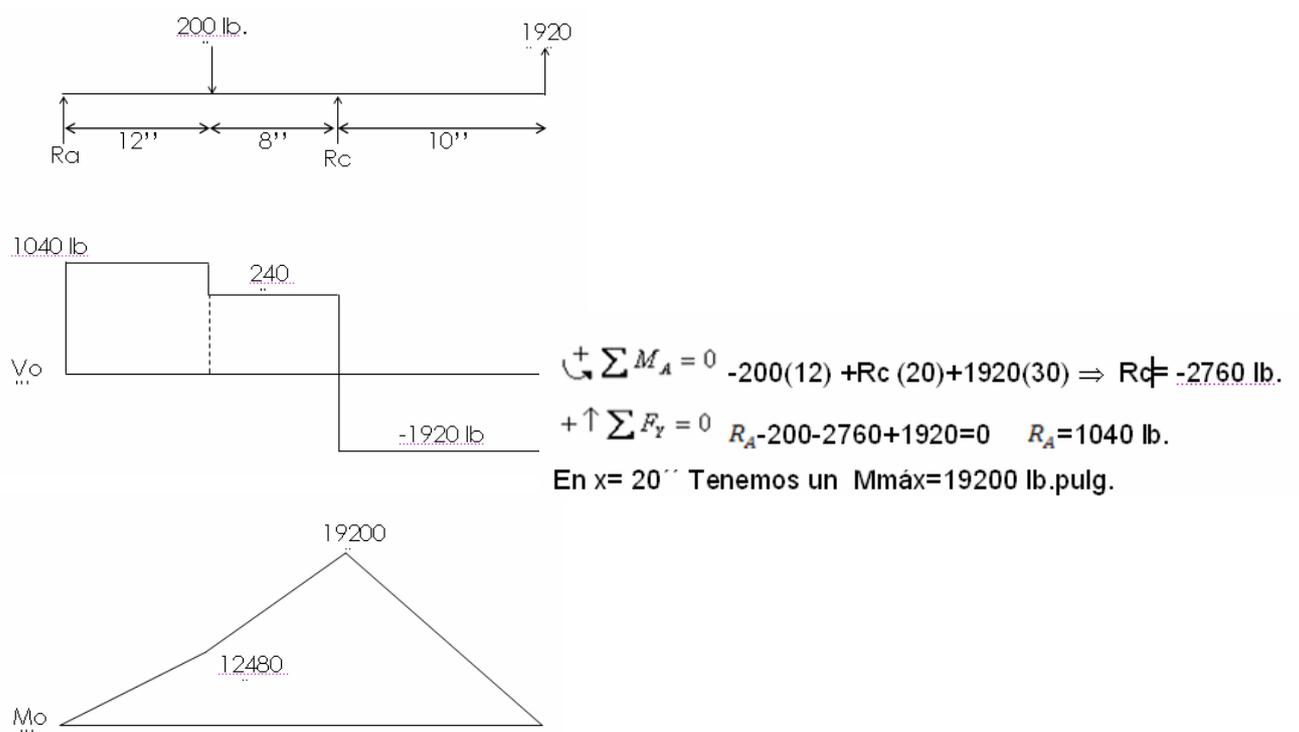
a) Trace los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flexionantes, en los planos vertical y horizontal.

b) Trace el diagrama de momentos flexionantes resultantes.

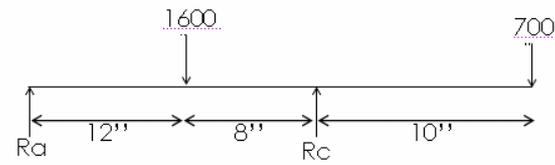
c) Asumiendo que la flecha es de acero 1045 laminado simple, calcule el diámetro requerido en el punto crítico, utilizando las normas ANSI-ASME, considere que la flecha está sometida a impacto moderado.



Considerando las fuerzas que actúan en el plano vertical.



Y para el plano horizontal se consideran todas las fuerzas actuando horizontalmente, por lo tanto se tiene:



$$\sum M_A = 0 \quad -1600(12) + R_c(20) - 700(30) = 0 \quad R_c = 2010 \text{ lb.}$$

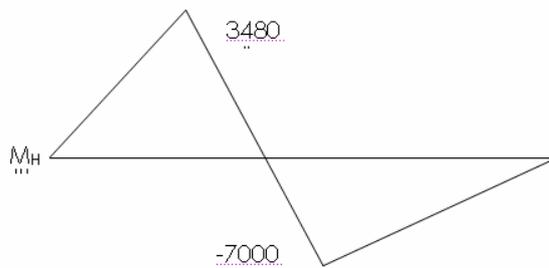
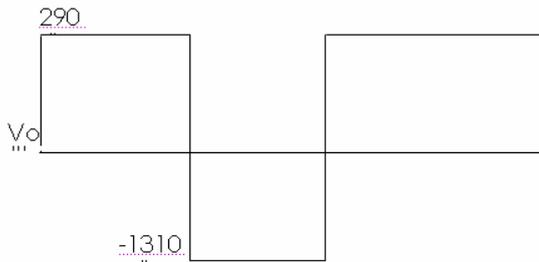
$$\sum F_y = 0 \quad R_A - 1600 + 2010 - 700 = 0 \quad R_A = 290 \text{ lb.}$$

En $x=12''$

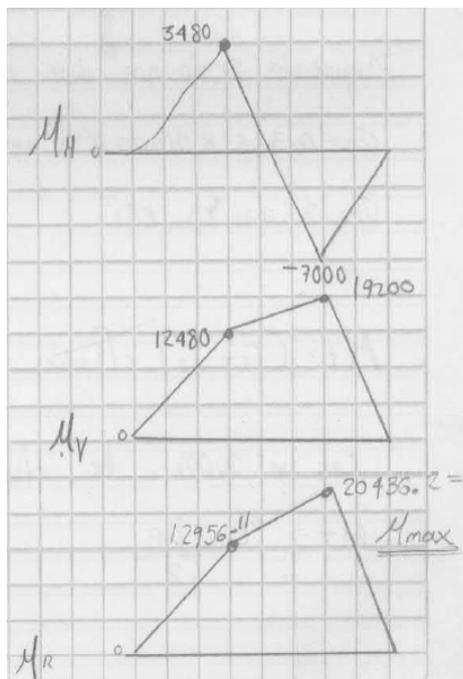
$$M_R = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} = \sqrt{12480^2 + 3480^2} = 12956.11 \text{ lb.plg.}$$

En $x=20''$

$$M_R = \sqrt{19200^2 + 7000^2} = 20436.2 \text{ lb.plg.}$$



Sumado los momentos en el plano vertical con los momentos del plano horizontal se obtiene el diagrama de momentos resultante (M_R)



En 12 ''

$$M_R = \sqrt{12480^2 + 3480^2} = 12956.11 \text{ lb}$$

En 20 ''

$$M_R = \sqrt{19200^2 + 7000^2} = 20436.2 \text{ lb}$$

Para calcular el diámetro se hace uso de la ecuación dada por la norma ASME-ANSI:

$$\frac{1}{F \cdot S} = \frac{32}{\pi D^3 \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2}}$$

$$F.S.=3 \text{ moderado} \quad M=20436.2 \text{ lb.pulg.} \quad kt=2.5$$

$$\sigma_e = 0.346 (\sigma_{\max}) \cdot k_a$$

De tablas, $\sigma_{\max}=91000 \text{ psi}$ $\sigma_f=77000 \text{ psi}$.

Maquinado si el enunciado no dice nada, $K_a=0.755$

Sustituyendo:

$$\sigma_e = 0.346(91000)(0.755)$$

Se calcula el momento que actúa en la polea, de hecho, es el que entrega a su vez el piñón, si se considera una eficiencia del 100%

$$M_t = (T_1 - T_2)$$

Sustituyendo:

$$M_t = (1200 - 400)(12) = 9600 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

Para el piñón:

$$M_t = \frac{F_t \cdot D_p}{2}$$

Sustituyendo en la ecuación se tiene:

$$\frac{1}{3} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{\left(\frac{2.5 \cdot 20436.2}{23771.93}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{9600}{77000}\right)^2}$$

$$\frac{1}{3} = \frac{32}{\pi D^3} \quad (2.15) \quad D = \left(\frac{32 \cdot 2.15 \cdot 3}{\pi}\right)^{\frac{1}{3}} = 4.035 \text{ plg.}$$

CAPITULO 7

ENGRANES DE DIENTES RECTOS

AGMA (American Gears Manufacturers Association) los define así: Son elementos de maquinas que transmiten movimiento mediante un enganchamiento continuo de dientes por lo tanto se trata de una transmisión positiva, la relación de velocidades entre elemento conductor y conducido se mantiene constante.

7.1. Ruedas o cilindros de presión

Considérense 2 cilindros de ejes paralelos colocados de tal manera que sus superficies se toquen entre sí, esto es, al hacer girar uno de ellos el otro lo hará con la misma velocidad pero en sentido contrario, este arreglo se conoce como ruedas de fricción y su uso se limita a la transmisión de torques pequeños.

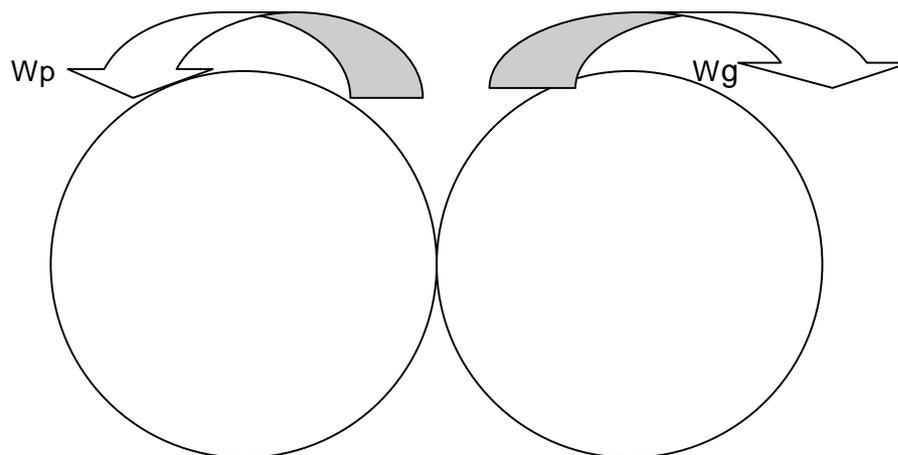


Figura 7.1. Ruedas de fricción

A continuación considérese que sobre esos cilindros se maquina una ranura semicircular y el material que se retira se sobrepone en la posición siguiente y así en forma sucesiva en ambas ruedas de esa manera se han formado dos engranes básicos.

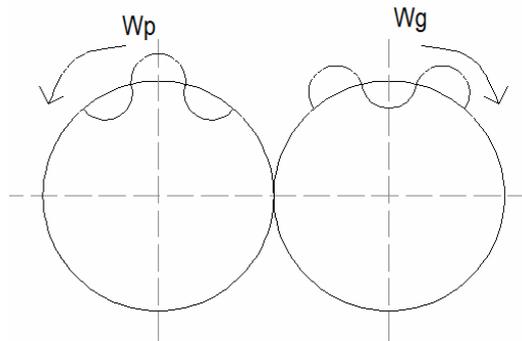


Figura 7.2. Dos engranes primitivos

Como se puede apreciar el perfil que se le ha dado al diente no es el más apropiado ya que no proporciona una relación de velocidad constante, además es difícil de fabricar por lo tanto, el perfil de diente más utilizado hoy en día es el perfil de envolvente o involuta.

Dicha curva se puede describir como la curva que traza el extremo de una cuerda tensa que se desenrolla de un cilindro, dos segmentos de envolvente trazados en sentidos opuestos general el perfil de un diente de engrane.

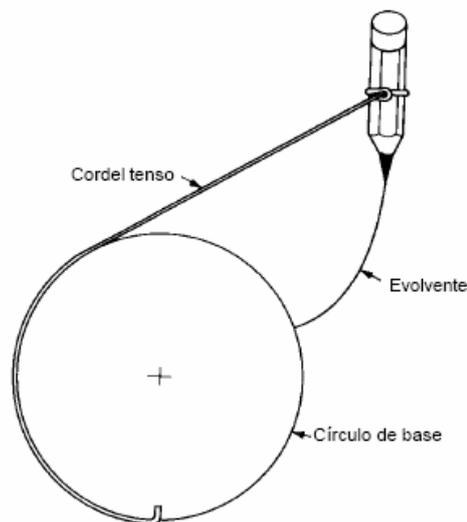


Figura 7.3. Obtención del perfil de envolvente

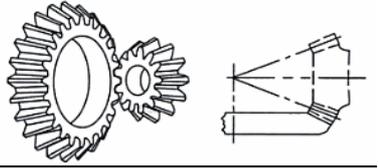
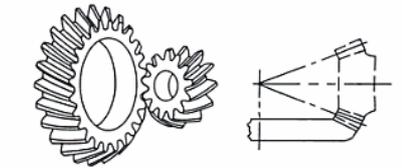
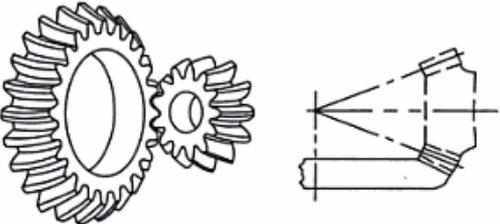
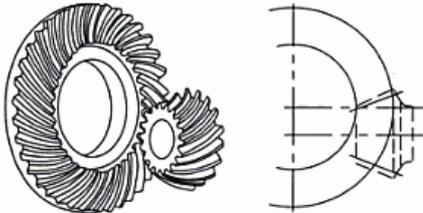
Si en una transmisión mediante engranes intervienen únicamente dos ruedas dentadas se llama piñón a la rueda que trasmite el movimiento y engrane a la rueda conducida.

7.2. Tipos de engranes:

Los engranes externos o simplemente engranes se clasifican de acuerdo a la posición relativa de acuerdo a las flechas que conectan, existiendo varios tipos de ellos para cada una de las posiciones, tal y como se muestra en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1. Clasificación de los engranes

FLECHAS PARALELAS	
De dientes rectos	
De dientes helicoidales	
Doble helicoidales	

<p>Herringbone</p>	
<p style="text-align: center;">FLECHAS QUE SE INTERSECTAN</p>	
<p>Cónicos rectos</p>	
<p>Cónicos espirales</p>	
<p>Zerol</p>	 <p style="text-align: center;">c) Cónicos Zerol</p>
<p>Hipoides</p>	 <p style="text-align: center;">d) Hipoides</p>

- FLECHAS QUE NI SON PARALELAS Y NI SE INTERSECTAN.

Sinfín-corona



De sinfín Cavex

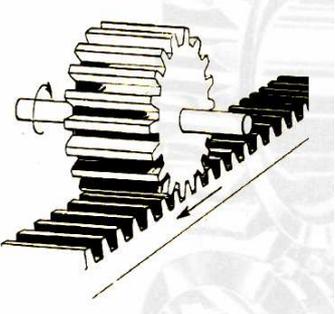


Helicoidales cruzados



Espiroides



ENGRANES ESPECIALES	
Engranés internos	
Piñon-cremallera	

7.3. Engranés de dientes Rectos:

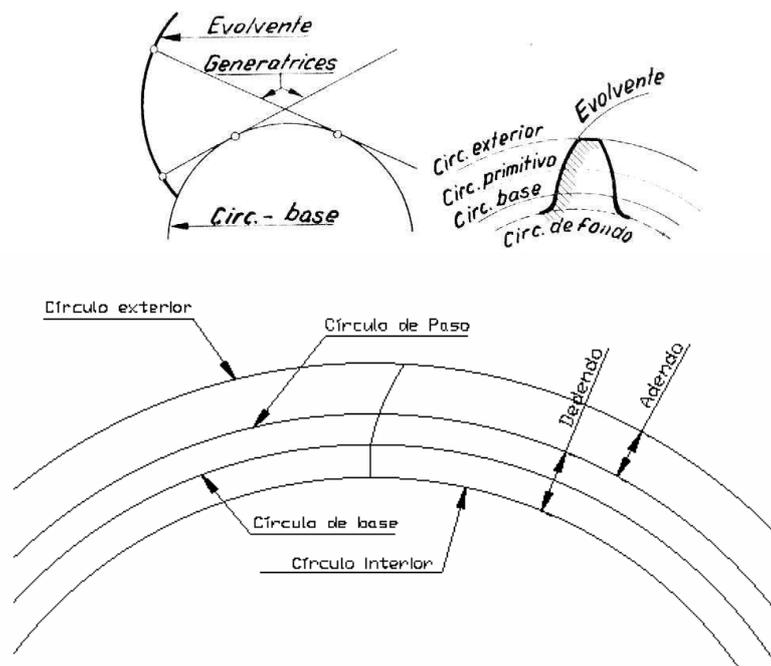
Sus principales características son las siguientes:

- a) La transmisión es positiva, esto es, la velocidad es constante entre rueda conductora y rueda conducida
- b) La distancia entre centros es relativamente pequeña y da lugar a una transmisión compacta
- c) Se puede hacer un diseño con Engranés intercambiables para modificar la velocidad del elemento conducido
- d) La eficiencia es alta ya que la pérdida de potencia puede ser tan baja como el 1%
- e) El mantenimiento es mínimo,
- f) No pueden trabajar a altas velocidades
- g) Generan más ruido que otros Engranés

7.3.1. Terminología

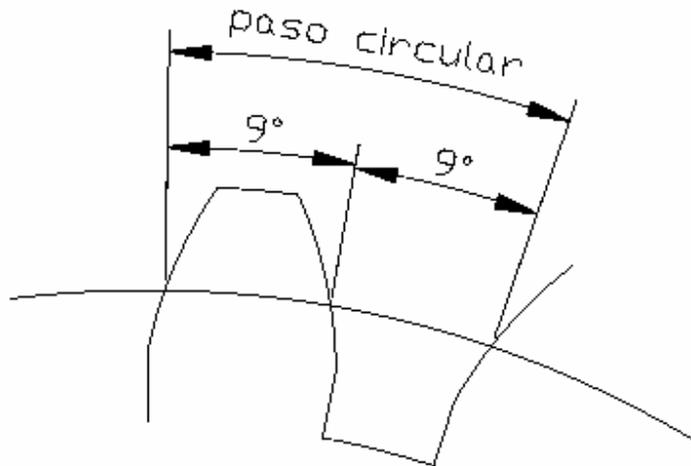
Se utilizan los subíndices p y g para referirnos a los parámetros del Piñón y Engrane respectivamente

- Círculo de Base es el círculo o cilindro utilizado para trazar la envolvente y su diámetro se simboliza como (D_b).
- Diámetro de Paso o Primitivo, es el diámetro del cilindro que dio origen al engrane y es la dimensión básica del mismo ya que sirve para designar su tamaño nominal.
- Círculo de Dedendo o raíz es el círculo que rodea la raíz de los dientes del engrane.
- Círculo de Adendo o externo es el círculo que llega hasta la punta del diente.



- Adendo o altura por cabeza: es la distancia radial entre el círculo de adendo y el círculo primitivo.
- Dedendo o altura de pie: es la distancia radial entre el círculo primitivo y el círculo de raíz.

- Paso Circular (Pc): es la distancia que existe entre puntos consecutivos de un par de dientes adyacentes medida sobre el círculo primitivo.



- Paso diametral (P), en inglés (Diametral Pitch): Es el número de dientes que tienen un engrane para cada pulgada de diámetro primitivo y es muy importante ya que para que 2 engranes puedan trabajar juntos deben tener el mismo paso diametral.

$$P = \frac{N_p}{D_p} = \frac{N_g}{D_g}$$

Dp, Dg en pulg

Donde:

Np: Número de dientes del piñón

Ng: Número de dientes del engrane

Es importante que deban usarse valores normalizados para el paso diametral (tabla 4.3 de manual)

Para el sistema inglés se cumple la relación siguiente:

$$P_c * P = \left(\frac{\pi D}{N}\right) * \left(\frac{N}{D}\right)$$

De tal modo que:

$$P_c \cdot P = \pi$$

- Modulo (m): es la forma de medir la extrusión y el tamaño de los dientes de un engrane en el sistema métrico y se define mediante la relación siguiente:

Es la forma de medir la distancia y el tamaño de los diente de un engrane en el sistema métrico y se define m.

$$m = \frac{D_p}{N_p} = \frac{D_g}{N_g} \quad (\text{tabla 4.5 del manual})$$

Y se cumple la relación siguiente:

$$\frac{P_c}{m} = \frac{\pi D_N}{N_D} = \pi$$

- Relación de transmisión (mw): es la relación que existe entre la velocidad angular del piñon y la velocidad angular del engrane pero también es una relación entre diámetros o numero de dientes.

$$m_w = \frac{n_p}{n_g} = \frac{D_g}{D_p} = \frac{N_g}{N_p}$$

Donde:

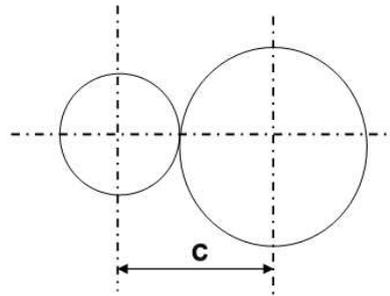
n_p = Velocidad angular del piñón

n_g = Velocidad Angular del engrane.

- Distancia entre Centros

De manera general:

$$C = \frac{1}{2}(D_p + D_g)$$



Aunque también se puede calcular en función del número de dientes:

Para el sistema inglés:

$$P = \frac{N}{D} \quad D_p = \frac{N_p}{P} \quad D_g = \frac{N_g}{P}$$

$$C = \frac{1}{2} \left(\frac{N_p}{P} + \frac{N_g}{P} \right) = C = \frac{1}{2P} (N_p + N_g)$$

Y para el sistema métrico:

$$m = \frac{D}{N}$$

$$D_p = m \cdot N_p ; D_g = m \cdot N_g$$

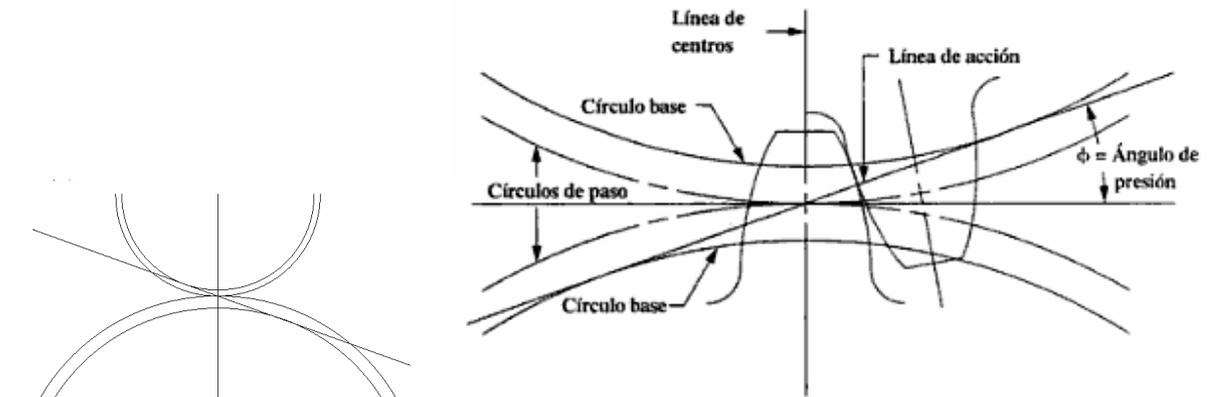
$$C = \frac{1}{2} (m \cdot N_p + m \cdot N_g)$$

$$C = \frac{m}{2} (N_p + N_g)$$

- Angulo de presión (Φ)

Es el ángulo que existe entre la tangente común a los círculos de base y la perpendicular a la línea de centros, constituye la variable que define la relación entre el círculo de base y el círculo primitivo.

$$\phi = \cos^{-1} \frac{D_b}{D}$$

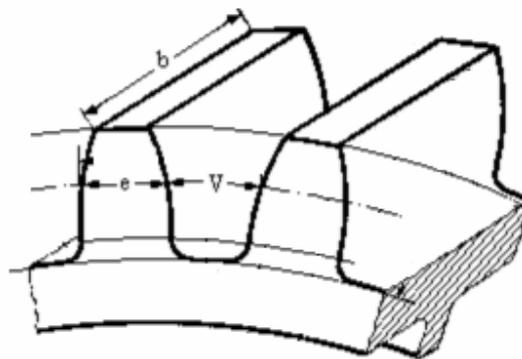


Actualmente se utilizan ángulos de 14.5° , 20° y 25° , aunque para nuevos diseños sólo deben emplearse ángulos de 20° y 25° .

- Claro u holgura: es el espacio que queda entre la punta del diente de un engrane y la raíz del diente del otro.



- Longitud del diente: Se le llama también ancho de cara o ancho del flanco. Es el ancho del diente medido en dirección paralela al eje del engrane



En la práctica:

$$b = K \cdot P_c$$

En donde:

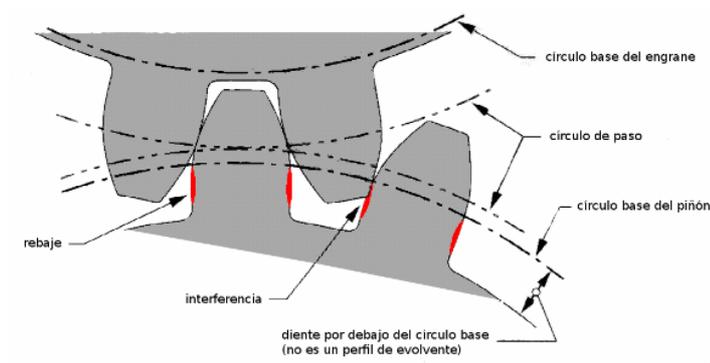
$$3 \leq K \leq 4$$

En clase:

$$K = 4$$

7.4. Interferencia.

El contacto comienza cuando la punta del diente conducido toca el flanco del diente conductor, ello ocurre antes de que la parte de evolvente del diente conductor entre en acción,. En otras palabras ello ocurre por debajo de la circunferencia de base del engrane 2 en la parte distinta de la evolvente del flanco; el efecto real es que la punta o cara de evolvente del engrane impulsado tiende a penetrar en el flanco del diente impulsado o a interferir con este.



Se presenta una vez más el mismo efecto a medida que los dientes dejan de estar en contacto. El efecto es que la punta del diente impulsor tiende a penetrar en el flanco del diente impulsado, o a interferir con el.

La interferencia también puede reducirse mediante un mayor ángulo de presión. Con esto se obtiene una menor circunferencia de base, de manera que la mayor parte del perfil de los dientes es evolvente. La demanda de piñones menores con menos dientes favorece así el uso de un ángulo mayor

Los valores mínimos de número de dientes que deberá poseer un piñón para engranar con una cremallera, ambos con dientes de profundidad completa; para que no se

produzca interferencia entre sus dientes.

ANGULO DE PRESIÓN ϕ	NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES DEL PIÑÓN
14.5	32
20	18
25	12

Adicionalmente, se dan valores mínimos de dientes de un piñón que engrana con una rueda, ambos con dientes de altura completa de 20°, con el objeto de evitar el fenómeno de interferencia.

$N_{P_{\min}}$	$N_{r_{\max}}$
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

7.5. Consideraciones de diseño.

Para diseñar una transmisión mediante engranes debe contarse con la información siguiente

- potencia transmitida,
- Velocidad de piñón,
- Velocidad del engrane o en su defecto la relación de transmisión (mw)

Frecuentemente también se especifica la distancia entre centros especialmente cuando hay limitaciones de espacio.

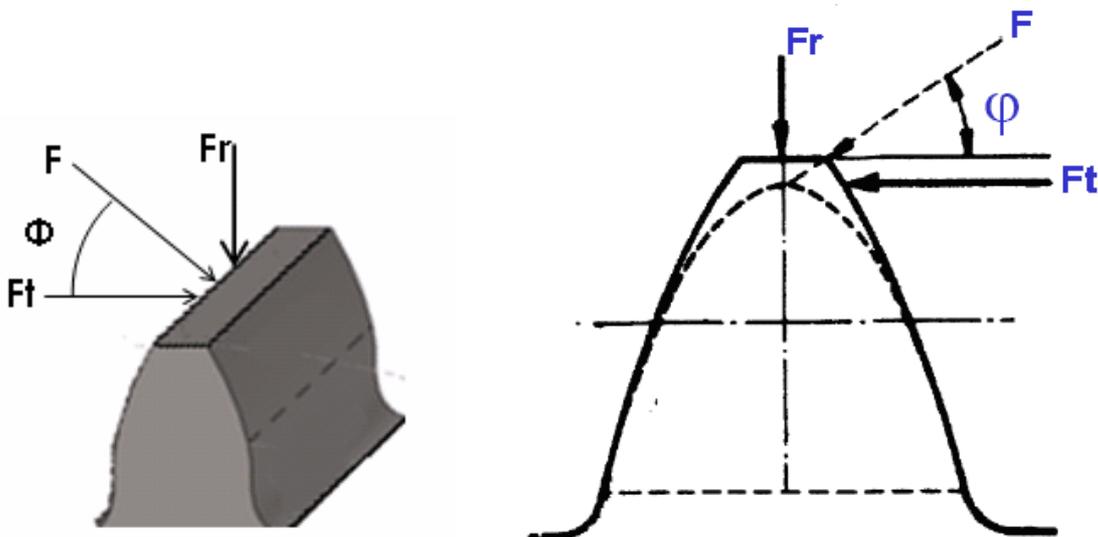
En el diseño de una transmisión mediante engranes deben respetarse los factores siguientes.

1. El diente del engrane debe ser lo suficientemente fuerte para que soporte la carga creada al momento del arranque
2. El diente debe ser capaz de resistir la carga dinámica que se presenta bajo condiciones normales de operación.
3. El diente del engrane debe tener la dureza y resistencia al desgaste satisfactorios para que su ciclo de vida sea adecuado
4. El uso del material y espacio debe ser suficiente
5. La lubricación debe ser adecuada.

7.6. Fuerzas que actúan sobre el diente.

F_t =Fuerza tangencial o transmitida= $\frac{2M_t}{D}$

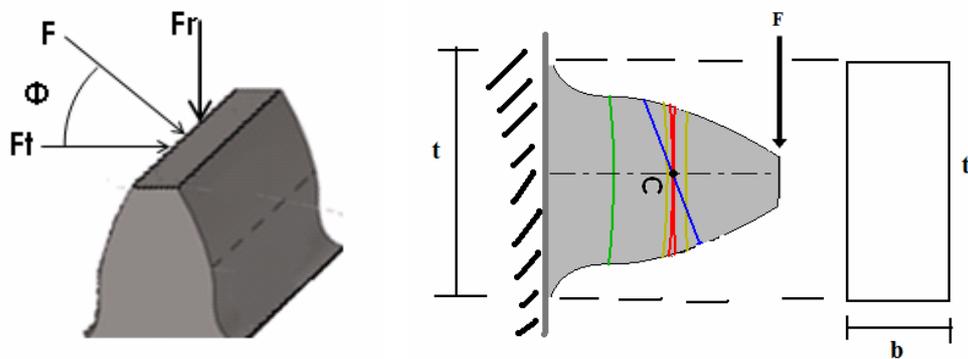
F_r = Fuerza radial= $F_t \cdot \tan \phi$ $20^\circ, 25^\circ, 14 \frac{1}{2}^\circ$



7.7. Proyecto de engranes de dientes rectos.

En 1891 Sir Wilfred Lewis, publicó el artículo “The investigation of strenght of gear tooth” en el Club de Ingenieros de Filadelfia donde proponía una ecuación para el análisis de engranes de dientes rectos y para su obtención realizó las siguientes simplificaciones del problema:

- 1.- Un solo par de dientes (uno en cada rueda) soporta la carga transmitida.
- 2.- La carga actúa en el extremo más alejado del diente.
- 3.- La componente radial de la carga, se traslada al centro del diente y se desprecia su efecto.
- 4.- Debido a lo complejo del perfil del diente, este se modela como una viga de resistencia uniforme (parábola) y cuyo ancho de la base coincide con el ancho del diente.



Partiendo de la fórmula de la flexión se tiene:

$$\sigma = \frac{M * C}{I} \quad M = F * h \quad C = \frac{t}{2} \quad I = b * t^3$$

$$\sigma = \frac{F * h * t * 12}{2 * 1 * b * t^3} = \frac{6 * F * h}{b * t^2} \Rightarrow F = \frac{\sigma * b * t^2}{6 * h}$$

$$F = \sigma * b \left(\frac{t^2}{6 * h * P_c} \right) P_c \rightarrow \text{Factor de forma, Factor de Lewis (y)}.$$

$$F = \sigma * b * y * P_c \dots \text{Ecuacion de lewis.}$$

Para el sistema ingles:

$$P_c * P = \pi \Rightarrow P_c = \frac{\pi}{P}; \quad b = k * P_c \quad F = \frac{\sigma * K * y * \pi^2}{P^2}$$

$$F \geq Ft = \frac{2M_t}{D} \quad 3 \leq K \leq 4$$

Sistema métrico internacional.

$$\frac{P_c}{m} = \pi; \quad b = K * P_c \quad P_c = \pi * m$$

Sustituyendo, se obtiene:

$$F = \sigma * K * y * \pi^2 * m^2$$

Ejemplos.

1. Se tiene un par de engranes de dientes rectos con una relación de transmisión igual a 4 si el piñón tiene 16 dientes, y un diámetro de 2", calcule a) el paso diametral b) numero de dientes y diámetro del engrane. C) la distancia entre centros.

Mw=4

Np=16

Dp=2"

$$a) \quad P = \frac{N_p}{D_p} = \frac{16}{2} = 8 \text{ dientes por plg de diametro}$$

$$b) \quad m_w = \frac{N_g}{N_p}; N_g = m_w * N_p; N_g = 4.16 = 64 \text{ dientes}; \quad P = \frac{64}{8} = 8"$$

$$c) \quad C = \frac{1}{2}(D_p + D_g) = \frac{1}{2}(2 + 8) = 5 \text{ plg.}$$

2. Calcule la potencia que puede transmitir un piñón que tiene 18 dientes con un paso diametral de 8 que gira a 1200 rpm y que esta fabricado con un acero 1045 sin tratar.

Utilice ecuación de Lewis.

Pot=? Np=18 np=1200 rpm P=8 1045 sin tratar.

K=4

De tablas:

$$y=0.098 \text{ además: } \sigma = 30000 \text{ psi}$$

Utilizando la Ec. de Lewis.

$$F = \frac{\sigma * k * y * \pi^2}{P^2} = \frac{30000 * 4 * 0.098 * \pi^2}{8^2} = 1813.51 \text{ lb}$$

$$P = \frac{N_p}{D_p} \quad D_p = \frac{N_p}{P} = \frac{18}{8} = 2.25 \text{ plg}$$

$$F = Ft = \frac{2Mt}{Dp}$$

$$Mt = \frac{FDp}{2} = \frac{1813.5lb(2.25plg)}{2} = 2039.09lb.plg$$

$$Pot = \frac{Mt.hp}{63000} = \frac{2039.09 * 1200}{63000} = 38.83 hp$$

7.8. Ecuación de AGMA para el proyecto de engranes.

La ecuación deflexión de la AGMA se basa en las siguientes hipótesis:

- 1) La razón de contacto es entre 1 y 2.
- 2) No hay interferencia entre los engranes.
- 3) Ningún diente es puntiagudo.
- 4) Existe un juego distinto de cero.
- 5) Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos.
- 6) Se desprecia las fuerzas de fricción.

Las dos ecuaciones fundamentales de la AGMA para la determinación del esfuerzo flexionante de trabajo que se induce en los dientes de los engranes de diente rectos son:

Para el sistema inglés:

$$F = \frac{\sigma * k * y * \pi^2}{P^2} = \frac{12 * \sigma * J * kv}{ka * ks * P^2} \text{ Sistema Ingles}$$

Donde:

σ =Esfuerzo admisible

J = Factor geométrico de AGMA.

Kv =factor de corrección por velocidad

Ka = factor de corrección por aplicación

Ks = factor de corrección por tamaño

Para el sistema internacional.

$$F = \frac{12 * \sigma * J * kv * m^2}{ka * ks}$$

7.9. Calidad de los engranes.

La norma AGMA 2000-A88 define tolerancias dimensionales para los dientes de engranes y establece un índice de calidad (kv), que se encuentra en el rango de 3 (baja cavidad) hasta 16 (de precisión). La calidad esta determinada básicamente por el método de manufactura como se muestra a continuación.

Engranes fundidos o forjados (calidad de 3 a 4)

Engranes maquinados con una calidad de 5 a 7

Engranes obtenidos mediante rasurado y rectificado (calidad de 8 a 11)

Engranes terminados mediante lapeado o bruñido, calidades mayores a 11

En la tabla 4.11 del manual se mencionan algunas aplicaciones para las calidades antes mencionadas.

7.10. Resistencia al desgaste:

Como ya se mencionó, los engranes también tienen que ser diseñados para que tengan una vida de trabajo satisfactoria; por lo tanto debe evaluarse el esfuerzo de contacto que se produce en el diente de engrane bajo condiciones normales de operación y se puede calcular con la ecuación que AGMA propuso tal efecto.

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{F_t * k_a * k_s}{k_v * b * D_p * l} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

σ_c = Esfuerzo de contacto producido en el diente.

C_p = Constante elástica del sistema

l = Factor geométrico de AGMA para desgaste.

Para calcular el valor de la constante elástica del sistema se hace uso de la ecuación siguiente:

$$C_p = \left(\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_g^2}{E_g} \right)} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

μ =Modulo o relación de poisson

E=Modulo de elasticidad

Considerando que tanto el piñón como el engrane son de acero se tiene que:

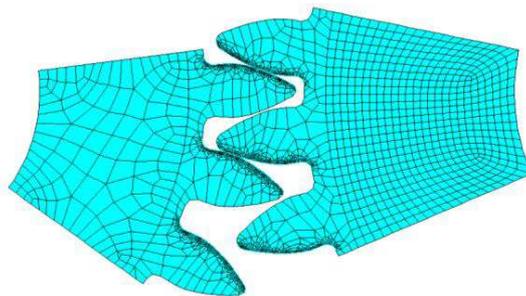
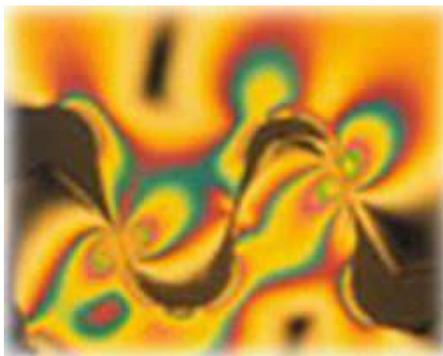
$$\mu = 1/3; \quad E = 30 \cdot 10^6 \frac{lb}{plg^2}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$C_p = \left(\frac{1}{\frac{\pi}{30 \cdot 10^6} \left(\left(1 - \frac{1^2}{3} \right) + \left(1 - \frac{1^2}{3} \right) \right)} \right)^{\frac{1}{2}} = 2317.6 \frac{lb^{\frac{1}{2}}}{plg}$$

Para que el diente sea resistente al desgaste, el esfuerzo de contacto tiene que ser menor o igual al límite a la fatiga superficial del material.

$$\sigma_c \leq \sigma_{es} \text{ ----- Limite a la fatiga superficial.}$$



7.11. Engranés helicoidales

Están caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. En estos engranajes el movimiento se transmite de modo igual que en los cilíndricos de dentado

recto, pero con mayores ventajas. Los ejes de los engranajes helicoidales pueden ser paralelos o cruzarse, generalmente a 90° . Para eliminar el empuje axial el dentado puede hacerse doble helicoidal.

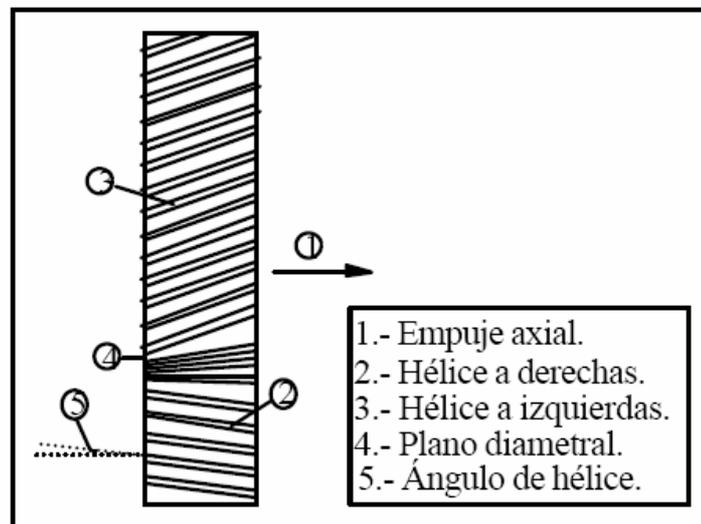
Los engranajes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, y también pueden transmitir más velocidad, son más silenciosos y más duraderos; además, pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. De sus inconvenientes se puede decir que se desgastan más que los rectos, son más caros de fabricar y necesitan generalmente más engrase que los rectos.

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria, o sea: uno a derechas y el otro a izquierdas. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal: $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ$



Ventajas

Los engranajes helicoidales pueden ser utilizados en una gran variedad de aplicaciones, ya que pueden ser montados tanto en ejes paralelos como en los que no lo son.

- Presentan un comportamiento más silencioso que el de los dientes rectos usándolos entre ejes paralelos.
- Poseen una mayor relación de contacto debido al efecto de traslape de los dientes.
- Pueden transmitir mayores cargas a mayores velocidades debido al embonado gradual que poseen.

Desventajas

- La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que este produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axialmente y transversalmente al árbol.

7.11.1. Tipos

- *Engranajes Helicoidales de ejes paralelos*

Se emplea para transmitir movimiento o fuerzas entre ejes paralelos, pueden ser considerados como compuesto por un numero infinito de engranajes rectos de pequeño espesor escalonado, el resultado será que cada diente está inclinado a lo largo de la cara como una hélice cilíndrica.



Los engranajes helicoidales acoplados deben tener el mismo ángulo de la hélice, pero el uno en sentido contrario al otro (Un piñón derecho engrana con una rueda izquierda y viceversa). Como resultado del ángulo de la hélice existe un empuje axial además de la carga, transmitiéndose ambas fuerzas a los apoyos del engrane helicoidal.

Para una operación suave un extremo del diente debe estar adelantado a una distancia mayor del paso circular, con respecto al a otro extremo. Un traslape recomendable es 2, pero 1.1 es un mínimo razonable (relación de contacto). Como resultado tenemos que los engranajes helicoidales operan mucho más suave y silenciosamente que los engranajes rectos.

- *Engranajes Helicoidales de ejes cruzados*

Son la forma más simple de los engranajes cuyas flechas no se interceptan teniendo una acción conjugada (puede considerárseles como engranajes sinfín no envolventes), la acción consiste primordialmente en una acción de tornillo o de cuña, resultando un alto grado de deslizamiento en los flancos del diente.

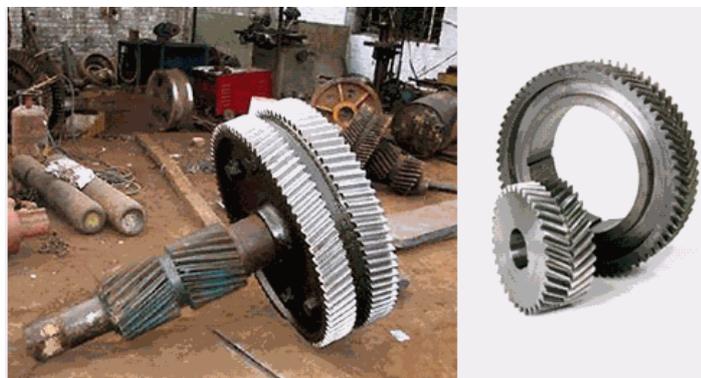


El contacto en un punto entre diente acoplado limita la capacidad de transmisión de carga para este tipo de engranes.

Leves cambios en el ángulo de las flechas y la distancia entre centro no afectan al a acción conjugada, por lo tanto el montaje se simplifica grandemente. Estos pueden ser fabricados por cualquier máquina que fabrique engranajes helicoidales.

- *Engranajes helicoidales dobles*

Los engranajes "espina de pescado" son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes helicoidales es una desventaja de ellos y ésta se elimina por la reacción del empuje igual y opuesto de una rama simétrica de un engrane helicoidal doble.



Un miembro del juego de engranes "espina de pescado" debe ser apto para absorber la carga axial de tal forma que impida las carga excesivas en el diente provocadas por la disparidad de las dos mitades del engranaje.

Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. Toda discusión relacionada a los engranes helicoidales sencillos (de ejes paralelos) es aplicable a los engranajes de helicoidal doble, exceptuando que el ángulo de la hélice es generalmente mayor para los helicoidales dobles, puesto que no hay empuje axial.

7.11.2. Eficiencia

Las eficiencias de los engranajes, con las pérdidas de potencia consiguientes, originan fuertes variaciones entre la fuerza verdadera suministrada y la carga que se transmite. Las pérdidas en cuestión pueden variar, desde 0.5% hasta 80% por engranamiento, lo que depende de los tipos de los engranajes, sistema de lubricación, chumaceras y el grado de precisión de manufactura. Se considera que un engranaje con eficiencia menor del 50% es de diseño defectuoso o que está incorrectamente aplicado. En engranajes helicoidales externos la eficiencia varía desde 97% a 99.5%

7.12. Fabricación de los engranes:

El proceso de fabricación está basado en la generación del diente del engranaje a partir del diámetro exterior del mismo.

El formado de los dientes del engranaje se realiza por varios procedimientos, entre los cuales se encuentran: colado en arena, moldeo en cáscara, fundición por revestimiento, colada en molde permanente, colada en matriz, fundición centrífuga.

También puede fabricarse por Pulvimetalurgia (metalurgia de polvos) o bien formarse primero por extrusión y luego rebajar con cortadores formadores y generadores.

Uno de los métodos más usados es el "formado en frío" en el que unas matrices o dados ruedan sobre cuerpos de engranajes para formar los dientes, en este caso las

propiedades del metal mejoran grandemente, además generan un perfil de buena calidad.

Los dientes de los engranajes se maquinan por fresado, cepillado o formado con sinfín y pueden ser acabados por cepillado, bruñido, esmerilado o pulido con rueda.

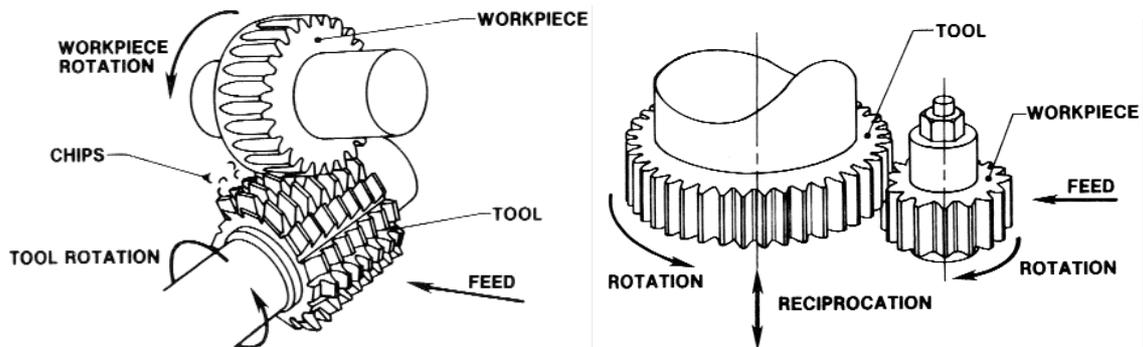
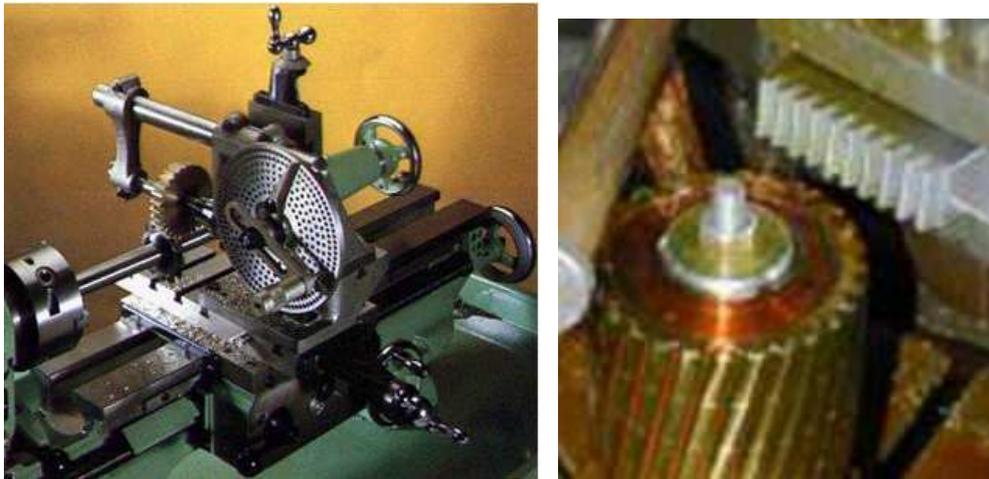


Figura 7.4 . Distintos métodos de fabricación de engranes

Ejemplo.

Los siguientes datos se aplican a un reductor simple de velocidad teniendo un par de engranes de dientes rectos.

- potencia transmitida es igual a 8.5 hp.
- velocidad del piñón es igual a 1400 r.p.m.
- relación de transmisión es igual a 4.
- la forma del diente es de 20 y completo.

a) Asumiendo que el piñón es de acero con una dureza de 300 Brinell (BHN) y que el engrane también es de acero con una dureza de 280 BHN teniendo 18 dientes como mínimo el piñón y con un factor de Aplicación de 1.g, Calcule con la ecuación de AGMA lo siguiente:

- Paso diametral (P).
- Longitud del diente.
- Diámetros primitivos (Dp).
- Distancia entre centros (C).

b) Verifique por desgaste:

DATOS:

Pot = 8.5 hp

Np = 1400 rpm

Mw = 4

20⁰ completo

Piñón → acero → 300 BHN

Engrane → acero → 280 BHN

Np = 18

Ka = 1.5

De la tabla pag. 24 del manual se obtiene:

$$y_p = 0.32 \quad ; \quad y_g = 0.41$$

Además:

$$N_g = N_p \times m_w$$

$$N_g = 18 \times 4 = 72$$

¿Cuál es la rueda más débil?

$$\sigma_p \times j_p = 4100 \times 0.32 = 13120 \text{ psi}$$

$$\sigma_g \times j_g = 39800 \times 0.41 = 16318 \text{ psi}$$

$$\sigma_{300} = 41000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{280} = ?$$

$$\sigma_{250} = 38000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{280} = 38000 + \frac{30}{50} (41000 - 38000) = 39800 \text{ psi}$$

El piñón es la rueda más débil.

Asumiendo que $P=8$, esto considerando un tamaño medio para el diente:

$$P = \frac{N_p}{D_p} \longrightarrow D_p = \frac{N_p}{P} = \frac{18}{8} = 2.25 \text{ plg}$$

Calculando la velocidad lineal.

$$V = \eta_p \times \frac{D_p}{2} = 1400 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2.25 \text{ plg}}{2} \times \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ plg}}$$

$$V = 824.66 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Entonces del manual, página 23, se obtiene el valor de $K_v = 0.7$

En la en la tabla 4.6, página 21 se obtuvo $K_s = 1$

Según la ecuación de AGMA y con los datos obtenidos.

$$F = \frac{12 \cdot \sigma \cdot J \cdot K_v}{P^2 \cdot K_a (K_s)} = \frac{12 \times 41000 \times 0.32 \times 0.7}{8^2 \times 1.5 \times 1}$$

$$F = 1143 \text{ lb}$$

Ahora se calcula:

$$F_t = \frac{2Mt}{D_p} \Rightarrow Pot = \frac{Mt \times N_p}{63000} \Rightarrow Mt = \frac{Pot \times 63000}{n_p} = \frac{8.5 \times 63000}{1400} = 382.5 \frac{lb}{pulg}$$

$$F_t = \frac{2Mt}{D_p} = \frac{2 \times 382.5}{2.25} = 340 lb.$$

$F > F_t$ Se acepta y como $F \gg F_f$ no se acepta

$$\frac{F}{F_t} = \frac{1148}{340} = 3.37$$

Ahora considerando un paso diametral $P=12$

$$P = \frac{N_p}{D_p} \longrightarrow D_p = \frac{N_p}{P} = \frac{18}{12} = 1.5 \text{ plg}$$

$$V = \eta_p \times \frac{D_p}{2} = 1400 \frac{rev}{min} \times \frac{1.5 \text{ plg}}{2} \times \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ plg}}$$

$$V = 550 \frac{pies}{min}$$

Entonces del manual, se obtiene el $K_v = 0.8$

En la tabla 4.6 del manual se obtiene $K_s = 1$

$$F = \frac{12 \cdot \sigma \cdot J \cdot K_v}{P^2 \cdot K_a(K_s)} = \frac{12 \times 41000 \times 0.32 \times 0.8}{12^2 \times 1.5 \times 1}$$

$$F = 583.11 lb$$

Ahora se calcula F_t :

$$Pot = \frac{M_t \eta_p}{63000} \longrightarrow M_t = \frac{Pot(63000)}{\eta_p} = \frac{8.5 \times 63000}{1400}$$

$$M_t = 382.5 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

$$F_t = \frac{2Mt}{D_p} = \frac{2 \times 382.5}{1.5} = 510 lb$$

$$F > F_t \text{ Se acepta y como } F \gg F_f \text{ se acepta } \frac{F}{F_t} = \frac{583.1116}{510} = 1.14$$

b).- Verificando la transmisión por desgaste.

Ecuación de AGMA

$$\sigma_c = C_P \left(\frac{F_t \cdot K_a \cdot K_s}{K_v \cdot (b) \cdot D_p \cdot l} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Datos:

I.- Factor geométrico por desgaste.

$$F_t = 510 \text{ lb}$$

$$K_a = 1.5$$

$$K_v = 0.8$$

$$B = 1.04$$

$$D_p = 1.5''$$

$$l = 0.11$$

$$C_P = 2317.6 \text{ lb/pulg.}$$

$$K = 1.0$$

Sustituyendo:

$$\sigma_c = C_P \left(\frac{F_t \cdot K_a \cdot K_s}{K_v \cdot (b) \cdot D_p \cdot l} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{510 \times 1.5 \times 1.0}{0.8 \times 1.04 \times 1.5 \times 0.11} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = 173007.7 \text{ psi}$$

De la Tabla 4.9 (pag. 22 del manual) se tiene que para una dureza de 300 BHN el límite a la fatiga superficial (σ_{es}) es de 132000 psi. Por lo tanto el esfuerzo de contacto σ_c es mayor que es mayor que σ_{es} , en consecuencia, el diente no es resistente al desgaste

Algunas posibles soluciones son:

- Aumentar 1 o 2 dientes.
- Usar $P = 10$.
- Aumentar la dureza del piñon.

CAPITULO 8

TRANSMISIONES FLEXIBLES

Son elementos de máquinas de amplio uso para la transmisión de potencia, usados generalmente cuando existe una distancia relativamente grande entre las flechas a conectar. Se pueden clasificar de manera general tal y como se muestra en la figura

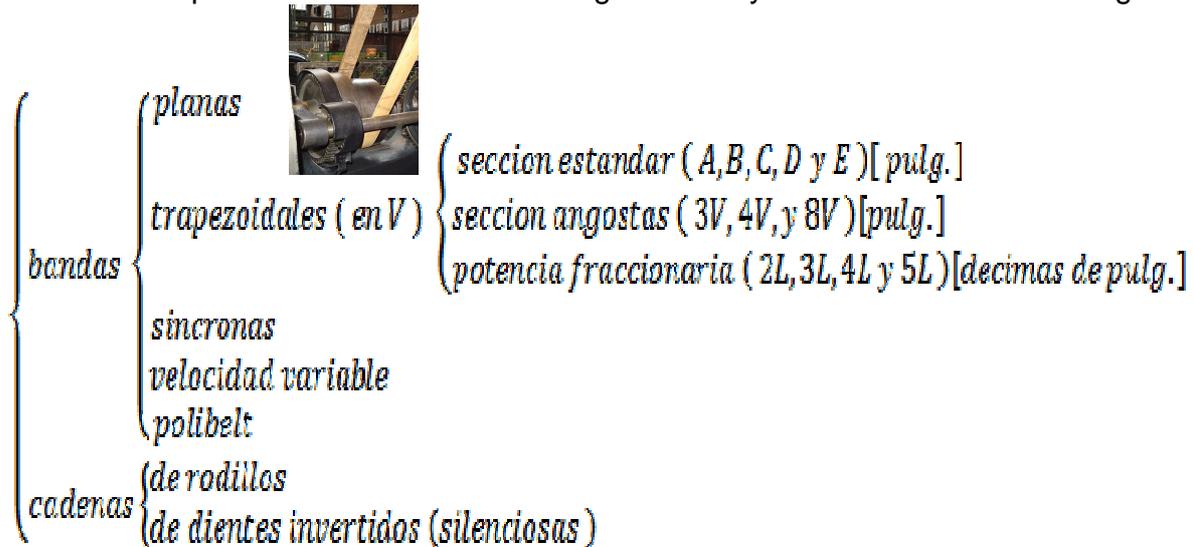


Figura 8.1. Clasificación general de las transmisiones flexibles.

Debe mencionarse que las bandas sincronas y las cadenas son transmisiones positivas, esto es, existen una relación de velocidades entre el elemento conductor y el elemento conducido.

8.1. Bandas Trapezoidales

Posee una sección de tipo trapezoidal de manera que la transmisión de potencia entre las poleas de dos o más árboles, se realiza mediante rozamiento entre las superficies correa-polea. La polea utilizada en las transmisiones por correa trapezoidal posee una acanaladura en forma de V donde va alojada la correa. Debido a esta forma, cuando los ramales de la correa están tensos, ésta tiende a clavarse en la polea de manera que la fuerza normal y de rozamiento conseguida en las caras laterales es muy elevada. Gracias a esto, las correas trapezoidales pueden transmitir mucha mayor par sin que se produzca deslizamiento.

Por su importancia actual, el siguiente análisis se enfoca en las bandas en V o trapecoidales, los cuales se pueden encontrar en aplicaciones industriales, automotrices y agrícolas y presentan las siguientes, ventajas y desventajas.



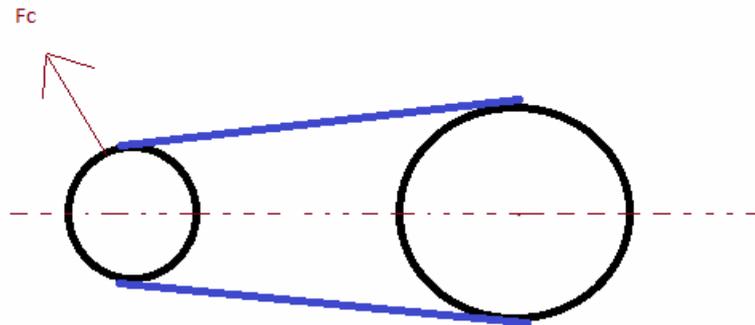
Figura 8.2. Polea para dos bandas

Ventajas.

1. Proporcionan amplias relaciones de transmisión (de hasta 10 a 1).
2. Tienen una larga vida (3 a 5 años).
3. Son fáciles de instalar y remover.
4. Requieren de poco mantenimiento.
5. Tienen poca capacidad de absorber sobrecargas.
6. Son bastante eficientes.
7. Producen poco ruido.

Desventajas.

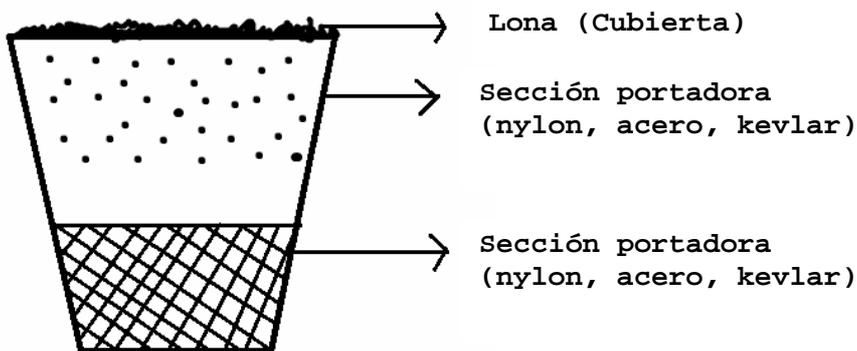
1. Sufren escurrimiento plástico.
2. Existe deslizamiento.
3. Su temperatura de operación se encuentra en el rango de -50 a 80 °C.
4. La velocidad máxima de operación que es de 3000 metros sobre minuto, siendo la óptima de 1400 m/min, por el efecto de la fuerza centrífuga sobre la banda.



8.3. Fuerza centrífuga en una banda

8.1.1. Constitución física.

Las bandas son fabricadas tal y como se muestra en la figura:



Y su designación se hace tomando en cuenta el tipo de sección y su longitud:

Ejemplos:

Sección estándar A-31.

Sección angosta (B-15).

Uso fraccionario 2L-160.

8.2. Selección de una banda trapezoidal (en V)

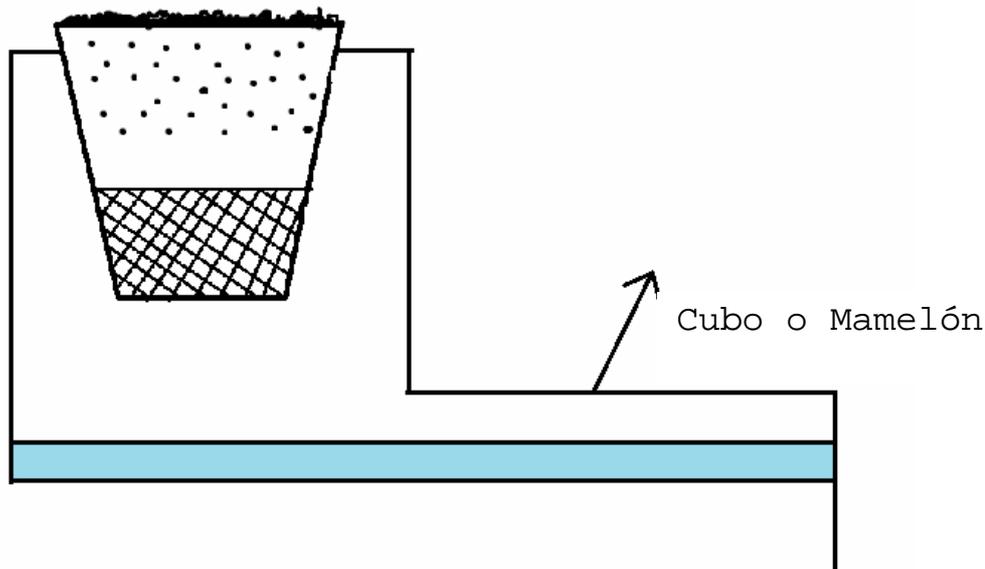
Las compañías fabricantes de bandas proporcionan manuales que deben tomarse en cuenta para la adecuada selección y uso de sus propiedades.

Algunas definiciones importantes son las siguientes:

1. Potencia nominal "Pot_N".
2. Potencia de diseño "Pot_D" se da en kW o hp y es la que se utiliza para la selección de la banda.
3. Relación de transmisión "m_w" es la relación que existe entre la velocidad de la polea conducida, pero también una relación entre diámetros.

$$m_w = \frac{\eta_p}{\eta_g} = \frac{D_g}{D_p}$$

4. Diámetro de paso. Se trata de un diámetro intermedio sobre el cual teóricamente se realiza la transmisión.



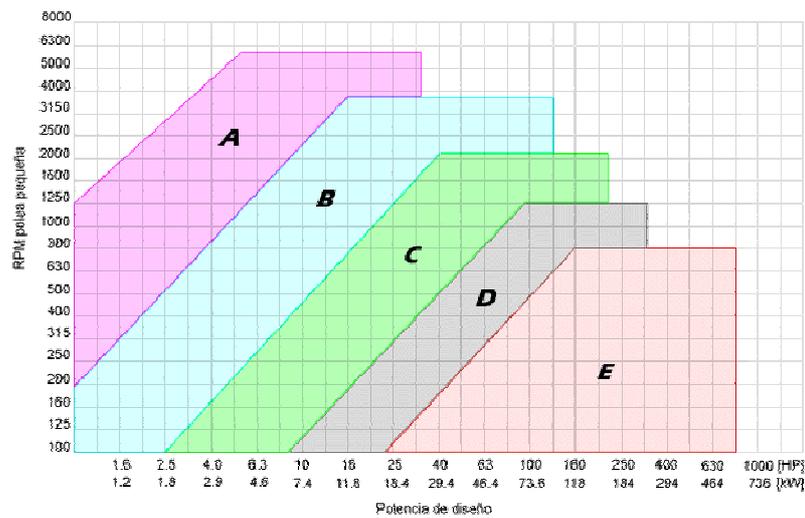
El procedimiento de diseño consta de los pasos siguientes:

1. Se calcula la potencia de diseño a partir de la potencia nominal y un factor de servicio.

$$Pot_D = Pot_N \times F$$

2. Se selecciona la sección de la banda adecuada con ayuda, empleando para ello la tabla 5.4.

Gráfico de selección del perfil de correa



3. Se calcula la relación de transmisión.

$$Mw = \frac{Np}{Ng} = \frac{Dg}{Dp}$$

4. Se selecciona el diámetro de paso para la patea conductora con ayuda de la tabla 5.5 y se calcula el diámetro de paso para la potencia conducida.

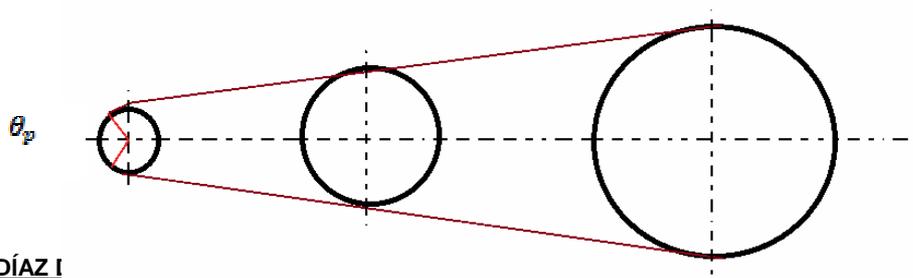
$$Dg = Dp \times mw$$

5. Se calculan o se fijan la distancia entre centros de las flechas a conectar.

$$C = Dp + \frac{Dg + Dp}{2}$$

$$C = Dg$$

S no hay limitaciones de espacio siempre se selecciona la mayor, ya que se optimiza el ángulo de abrazamiento.



6.- Para calcular la potencia transmisible por banda se hace lo siguiente:

a) se calcula la velocidad lineal de la banda.

$$V = \eta_p + \frac{D_p}{2}$$

b) Con la velocidad calculada en el paso anterior, con el diámetro de la polea motriz y con la ayuda de la tabla 5.5, se obtiene la potencia transmisible por la banda, para ángulos de contacto de 180°.

c) Los datos de la tabla 5.5, son válidos para ángulos de contacto de 180°, de tal modo que si no ocurre de esa manera, la potencia que se puede transmitir es realmente menor, por lo tanto debe utilizarse un factor de corrección que se presenta en la tabla 5.3.

$$K' = K \cdot A$$

Dónde:

K' = es la potencia corregida.

K = es la potencia transmisible por banda.

A= Factor de corrección.

7. A continuación se calcula el número de bandas para la transmisión.

$$N_b = \frac{Pot_D}{K'} \quad 1 \leq N_b \leq 6$$

Finalmente, se calcula la longitud requerida por la banda.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (Dg + Dp) + \left[\frac{(Dg - Dp)^2}{4C} \right]$$

Ejemplo.

Un motor eléctrico tipo jaula de ardilla se utiliza para impulsar un compresor de tipo alternativo. La potencia del motor es de 5 HP y la velocidad en la flecha es de 1700 rpm, si debe usarse una transmisión mediante bandas, determine lo siguiente: Diámetros de las poleas conductora y conducida, Distancia entre centros, Sección y longitud de la banda, Numero de bandas, Considere que no hay limitante de espacio y que la velocidad en la polea conducida debe ser de 450 rpm.

Datos.

Motor jaula de ardilla

Calculando

Compresor alternativo (de pistón)

$$Pot_D = Pot_N * F$$

$$Pot_D = 5 \text{ HP}$$

$$F=1.2 \text{ (página 34).}$$

$n_p=1700 \text{ rpm}$

$$Pot_D = 5 * 1.2 = 6 \text{ HP.}$$

$n_g=450 \text{ rpm}$

$$6 \text{ HP} \left(\frac{0.746 \text{ Kw.}}{1 \text{ HP}} \right) = 4.5 \text{ kW}$$

$D_p=?$

$D_g=?$

$$m_w = \frac{n_p}{n_g} = \frac{1700}{450} = 3.7$$

$C=?$

Selecione Banda Sección B.

Sección=?

Tabla 5.5 Seleccionar diámetro intermedio:

$L=?$

$D_p=5.4 \text{ pulg.}$

$N_b=?$

Se obtiene el diámetro de la polea conducida

$$D_g = D_p * m_w = 5.4 * 3.7 = 20 \text{ plg.}$$

Y se calcula la distancia entre centros:

$$C = D_p + \frac{D_g + D_p}{2} = 5.4 + \frac{20 + 5.4}{2} = 18.1 \text{ plg.}$$

Ó $C=D_g=20 \text{ pulg.}$ → Se escoge la mayor.

Se calcula la velocidad lineal de la banda:

$$V = np * \frac{Dp}{2} = 1700 \frac{rev}{min} * \frac{5.4 plg}{2} \left(\frac{2\pi}{1 rev} \right) \left(\frac{1 min}{60 s} \right) \left(\frac{0.0254 m}{1 plg} \right) = 12.20 \frac{m}{s}$$

$$K_{10} = 1.9 \text{ kW}$$

$$K_{12.2} = ? \text{ kW}$$

$$K_{15} = 2.4 \text{ kW}$$

Interpolando:

$$K_{12.2} = 1.9 + \frac{2.2}{5} (2.4 - 1.9) = 2.12 \frac{\text{Kw}}{\text{Banda}}$$

Se corrige la potencia que se puede transmitir por ángulo de abrazamiento:

$$K' = K * A$$

Se utiliza la siguiente relación;

$$\frac{Dg - Dp}{c} = \frac{20 - 5.4}{20} = 0.73$$

Y de la Tabla 5.3 se selecciona $A = 0.87$

$$K' = 2.12 * 0.87$$

$$K' = 1.84 \text{ kW/Banda.}$$

$$N_b = \frac{Pot_D}{K'} = \frac{4.5}{1.84} = 2.44 \rightarrow 3 \text{ Bandas.}$$

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (Dg + Dp) + \left[\frac{(Dg - Dp)^2}{4C} \right]$$

$$L = 2(20) + \frac{\pi}{2} (20 + 5.4) + \left[\frac{(20 - 5.4)^2}{4(20)} \right] = 82.56 \text{ plg.}$$

Finalmente de la tabla 5.6 se escoge una banda B81.

CAPITULO 9

RESORTES

9.1 Clasificación de los resortes

Los resortes son un importante elemento de maquina se pueden encontrar en una amplia variedad de tipos y tamaños además tienen una amplia gama de aplicaciones siendo las más importantes las siguientes:

1. Para absorber vibraciones. Por ejemplo en montajes de maquinas y suspensiones de automóviles.



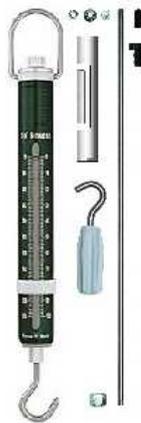
2. Para controlar movimientos. Por ejemplo los resortes para válvulas en motores de combustión interna.



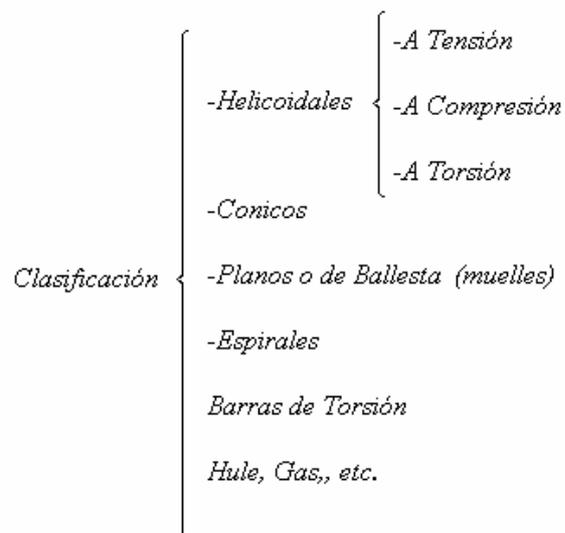
3. Para almacenar energía como sucede en los relojes o juguetes de cuerda.



4. Para medir fuerzas. Por ejemplo balanzas y dinamómetros.



Los resortes se pueden clasificar de la forma siguiente:



9.2 Resortes Helicoidales

Un resorte helicoidal se puede describir como un alambre de sección circular (o rectangular) enrollado en forma de hélice. Y acaba en sus extremos dependiendo si va a trabajar a compresión o a tensión. Además se diferencia en que en los resortes las espiras están una junto a otra y en los resortes a compresión habrá una cierta separación entre las espiras para permitir que el resorte sufra la deflexión correspondiente a aplicarse la carga.

En un resorte helicoidal interesan el esfuerzo producido, la deflexión producida, la constante y la energía absorbida por lo tanto considérese la figura 9.1a) en la que se muestra un resorte helicoidal a compresión simple, donde : D = diámetro medio o entre centros del resorte ; d = diámetro del alambre ; P = carga aplicada y n_c = numero de espiras activas y p = paso.

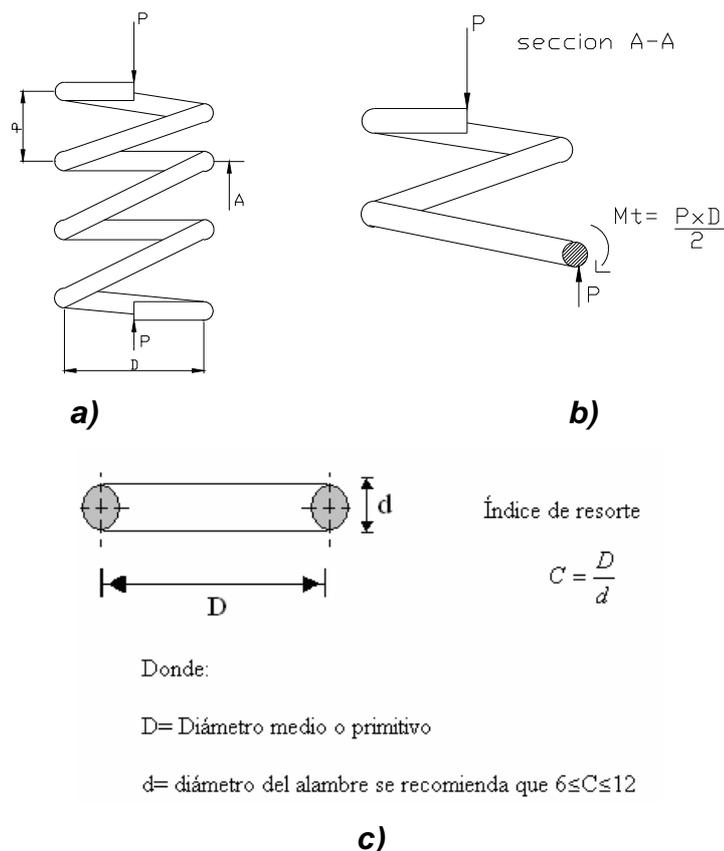


Figura 9.1. a) Resorte helicoidal sometido a compresión b) Diagrama de cuerpo libre de la sección A-A. c) Algunos parámetros geométricos de un resorte helicoidal

Debido a la geometría y simetría de este resorte, cualquiera de las secciones transversales del alambre está sometido al mismo estado de esfuerzos, escojamos pues la sección A-A para su análisis y hagamos un corte como se muestra en la figura 9.2b). Se puede visualizar que el alambre está sometido simultáneamente a una fuerza de corte directa P y a un momento de torsión Mt, por lo tanto ambas cargas producen un esfuerzo cortante y empleando el principio de superposición se tiene:

$$\tau = \frac{P}{A} + \frac{M_t \cdot d}{2J} \dots\dots(9.1)$$

Donde:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}; \quad M_T = \frac{P \times D}{2}; \quad J = \frac{\pi d^4}{32}$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$\bar{\sigma} = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{P \times D \times d \times 32}{2(2)\pi d^4} = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{8PD}{\pi d^3}$$

$$\bar{\sigma} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right) = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right)$$

Donde: $1 + \frac{1}{2C} = \text{Factor de corrección de Wahl} = k_s \quad k_s = 1 + \frac{0.5}{C}$

$$\boxed{\bar{\sigma} = k_s \frac{8PD}{\pi d^3}} \dots\dots(9.2)$$

También es de interés, la deflexión que sufre el resorte bajo carga, se parte entonces de la deformación angular que sufre el alambre del resorte bajo el momento torsionante.

$$\theta = \frac{P \times D \times \pi D n_c(32)}{2G\pi d^4} = \frac{16PD^2 n_c}{Gd^4} \quad n_c = \text{Número de espiras activas}$$

$$\theta = \frac{P \times D \times \pi D n_c(32)}{2G\pi d^4} = \frac{16PD^2 n_c}{Gd^4} \dots\dots(9.3)$$

Para obtener la deformación axial, la ecuación (3.6) se multiplica por el factor $D/2$:

$$C = D^3/d^3 \quad C^3 = D^3/d^3 \quad nc = Gd^4(16PD^2)$$

$$\Delta = \frac{8PD^3 nc}{Gd^4} \Rightarrow \frac{8PC^3 nc}{G \times d} \quad \dots\dots(9.4)$$

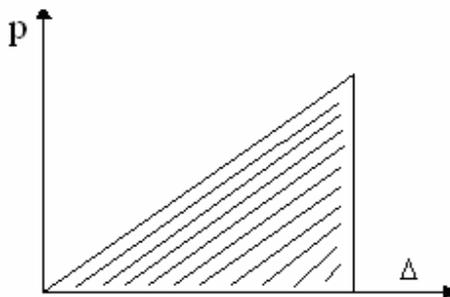
La constante del resorte que indica la carga necesaria para deformar al resorte una cierta distancia es igual a :

Constante de resorte $q = \frac{P}{\Delta} \left[\frac{\text{lb}}{\text{plg}}, \frac{\text{kg}}{\text{cm}}, \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] \Rightarrow P = q\Delta$

.....(9.5)

Y por ultimo, ya se mencionó que una aplicación importante de los resortes es para absorber energía y se puede calcular con la ecuación (3.9)

Energía absorbida



$$U_s = \frac{P\Delta}{2} = \frac{q\Delta^2}{2} \quad \dots\dots(9.6)$$

9.3. Extremos de los resortes helicoidales a compresión.

Estos pueden ser simples , escuadrados simples , rectificadas simples escuadrados y rectificadas y se muestra en la figura 9.2, estas formas ocasionan una disminución del numero de espiras activas y afectan la altura libre y la altura sólida de los resortes como se muestra en la tabla 9.1.

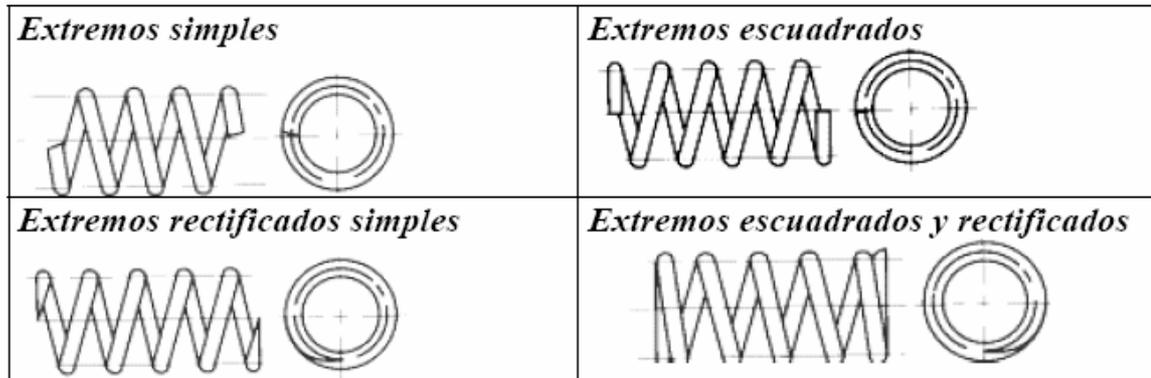


Figura 9.2. Tipos de extremos en resortes helicoidales a compresión

Tabla 9.1. Altura libre y altura sólida en resortes a compresión.

Tipo de extremo	# Total de espiras	Altura sólida	Altura libre
		H_s	H_L
Simple	nc	$(nc + 1) \cdot d$	$(nc \cdot p) + d$
A escuadra	$nc + 2$	$(nc + 3) \cdot d$	$(nc \cdot p) + 3d$
Rectificado Simple	nc	$nc \cdot d$	$nc \cdot p$
Escuadrado y rectificado	$nc + 2$	$(nc + 2) \cdot d$	$(nc \cdot p) + 2d$

Donde:

p = distancia entre espiras = $\tan \lambda \cdot \pi \cdot D$

d = diámetro del alambre

Nc = número de espiras activas

D = diámetro medio del resorte

λ = ángulo de hélice ($< 13^\circ$)

9.4 Materiales para resortes.

Los resortes se fabrican arrollando el alambre en frío y en caliente dependiendo de su diámetro, del índice del resorte y de las propiedades que se quieran lograr en general.

No debe emplearse material endurecido si $C < 6$ o si $d > 6.35$ mm (1/4 pulg.). El arrollamiento del alambre produce esfuerzos residuales, pero están en dirección normal en relación a la dirección del esfuerzo torsionante en un resorte a tensión a compresión, de manera frecuente los resortes ya terminados se someten a un relevado de esfuerzos por medio de un tratamiento térmico.

Se cuenta con una gran variedad materiales para fabricar resortes helicoidales y otros tipos , pudiendo mencionar a los aceros simples y aleados, inoxidables (tipo 304 y 316) y materiales no ferrosos como el bronce fosforado y el latón para resortes, aleaciones cobre – berilio y algunas aleaciones de níquel .

En la tabla 9.2. se mencionan los materiales mas usados para fabricar resortes (de todos tipos)

Tabla 9.2. Materiales para la fabricación de resortes

<i>Material</i>	<i>Temp.. de operación</i>	<i>Especificación AISI (ASTM)</i>
<i>Alambre cuerda de piano</i>	<i>0- 120 °C</i>	<i>AISI- 1085 (A-228)</i>
<i>Templado en aceite y revenido</i>	<i>0- 125 °C</i>	<i>AISI- 1065 (A-229)</i>
<i>Alambre estirado en frío</i>	<i>0- 102 °C</i>	<i>AISI- 1066 (A-227)</i>
<i>Acero al Cr- V templado en aceite y revenido</i>	<i>0- 220 °C</i>	<i>AISI- 6150 (A-232)</i>
<i>Acero al Cr- Si templado en aceite y revenido</i>	<i>0- 250 °C</i>	<i>AISI- 9254 (A-401)</i>
<i>Bronce fosforado</i>	<i>0- 100°C</i>	<i>CA-510 (B-159)</i>

9.5. Resistencia de los alambres de acero

Si no se disponen de datos mas confiables se puede hacer uso de la ecuación siguiente para calcular la resistencia máxima de un alambre de acero

$$\sigma_{\max} = \frac{A}{d^m} \dots\dots(9.7)$$

Donde:

σ_{\max} = resistencia máxima del alambre

d = diámetro del alambre

A y m coeficientes que se obtienen de la tabla

Tabla 9.3. Constantes para el calculo de la resistencia a la tensión ($\sigma_{max} = A/d^m$) de alambres de acero.

<i>Material</i>	<i>Exponente m</i>	<i>Coficiente A</i>	
		<i>ksi</i>	<i>MPa</i>
<i>Alambre cuerda de piano</i>	<i>0.163</i>	<i>186</i>	<i>2060</i>
<i>Alambre de acero templado en aceite y revenido</i>	<i>0.193</i>	<i>146</i>	<i>1610</i>
<i>Alambre estirado en frío</i>	<i>0.201</i>	<i>137</i>	<i>1510</i>
<i>Acero al Cr- V templado en aceite y revenido</i>	<i>0.155</i>	<i>173</i>	<i>1790</i>
<i>Acero al Cr- Si templado en aceite y revenido</i>	<i>0.091</i>	<i>218</i>	<i>1960</i>

9.6. Diseño de resortes bajo cargas estáticas.

Los resortes pueden diseñarse en función de la resistencia a la fluencia al corte (τ_f) para cargas estáticas se puede emplear un F. S = 1.5 con respecto a dicha propiedad. El método para determinar el esfuerzo cortante directo no toma en cuenta la porción que corrige por la curvatura de las espiras, ya que esta última es una concentración de esfuerzos y no es grave en materiales dúctiles sometidas a cargas estáticas, por lo tanto :

$$\tau = k_s \frac{8PD}{\pi d^3}$$

Para que el resorte no se deforme plásticamente $\tau < \tau_f$ el esfuerzo cortante debe ser menor al esfuerzo de fluencia

En la tabla 9.4. se presentan las relaciones para determinar el esfuerzo cortante admisible en alambres para la fabricación de resortes.

Tabla 9.4. Esfuerzo cortante admisible en alambres para la fabricación de resortes.

<i>Material</i>	<i>Esfuerzo admisible al corte</i>
<i>Alambre de acero estirado en frío</i>	$\tau_{adm} = 0.45 \sigma_{max}$
<i>Alambre de acero templado y revenido</i>	$\tau_{adm} = 0.50 \sigma_{max}$
<i>Aceros inoxidables y aleaciones no ferrosas</i>	$\tau_{adm} = 0.35 \sigma_{max}$

9.7. Fatiga en resortes

Ya se dijo anteriormente que la fatiga es el efecto de la aplicación de cargas que varían en intensidad y sentido con respecto al tiempo, y desgraciadamente los resortes son los elementos mecánicos mas expuestos a este tipo de trabajo, por ejemplo los resortes de la suspensión de un automóvil, si se determina el esfuerzo al que esta sometido cuando el vehículo esta estacionado, vemos que es constante como se muestra en la figura 9.3a) , pero al empezar a moverse , en caminos mas o menos parejos , el esfuerzo producido será mas o menos como el que se ilustra en la figura 9.3b) pero al transitar en caminos como los de el estado de México , será como se ilustra en la figura 9.3c) , por lo tanto, el diseño de estos resortes bajos tales condiciones se tendrá que hacer teniendo en mente, el papel que juega la fatiga del material , o en otras palabras , la respuesta de este a las cargas variables .

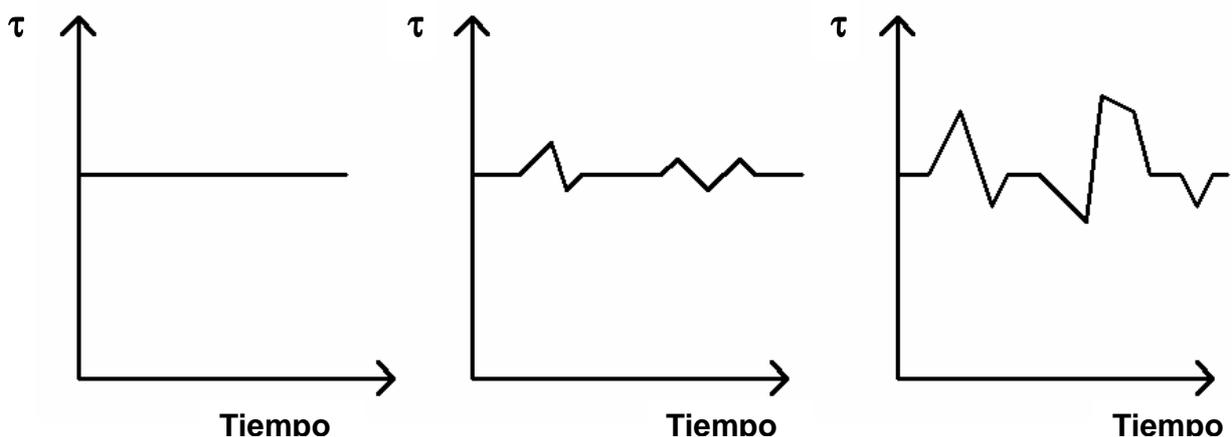


Figura 9.3. Esfuerzos que actúan sobre el resorte de la suspensión de un automóvil

9.8. Cargas fluctuantes

Debido a que muchos resortes están sometidos a cargas fluctuantes, es lógico hacer uso de los principios de esfuerzos variables estudiados anteriormente (capítulo 3) especialmente cuando se desea una duración indefinida. Como los resortes rara vez están sometidos a esfuerzos invertidos, tensión y compresión, A.M. Wahl propuso una línea de rotura sobre el diagrama $\tau_m = \tau_r$ (diagrama modificado de Goodman) que va

desde el punto B (ver figura 9.4) en que el esfuerzo medio = esfuerzo variable ($\tau_m = \tau_r$) hasta la correspondiente resistencia a la fluencia al corte del material . Así, de la figura 9.5 se puede notar que:

$$\tau_{\text{máx.}} = \tau_m + \tau_r = 2\tau_r = 2\tau_m = \tau_{eo} \dots(9.8)$$

Donde:

τ_{eo} = resistencia de la fatiga al corte del material en un solo sentido

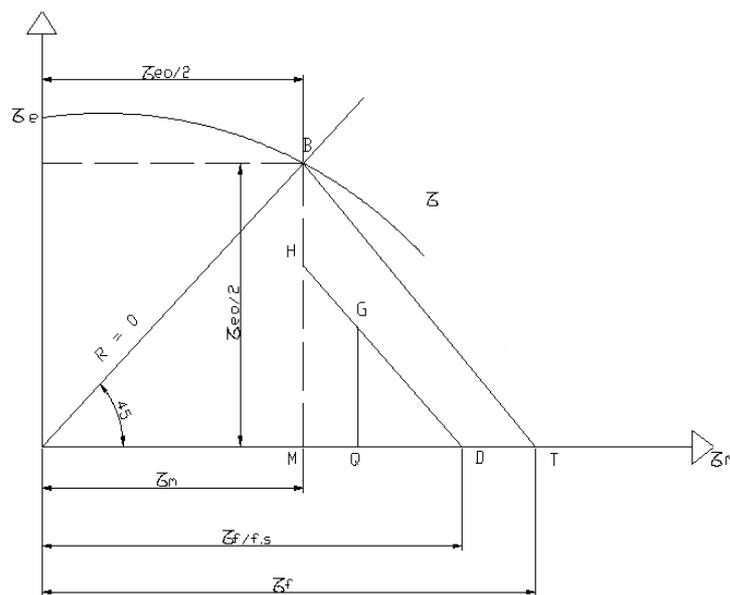


Figura 9.4. Diagrama de Goodman modificado

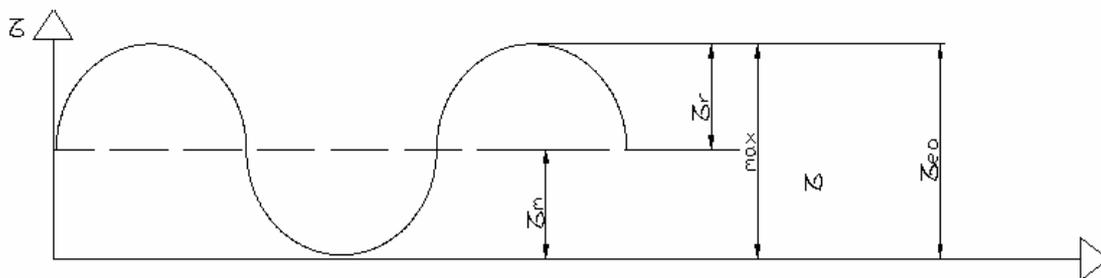


Figura 9.5. Esfuerzos repetidos en un resorte

De la figura 9.4, se puede decir que el área encerrada por el triángulo QGD será el punto óptimo para la operación de un resorte sometido a cargas variables partiendo entonces del concepto de triángulos semejantes se tiene que:

$$\frac{BM}{MT} = \frac{GQ}{QD}$$

Entonces:

$$\frac{\tau_{eo}/2}{(\tau_f - \tau_{eo}/2)} = \frac{\tau_r}{(\tau_f/FS - \tau_m)}$$

$$\frac{(\tau_f/FS - \tau_m)}{(\tau_f - \tau_{eo}/2)} = \frac{\tau_r}{(\tau_{eo}/2)}$$

Finalmente:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\tau_m}{\tau_f} + \frac{\tau_r}{\tau_{eo}} \left[2 - \frac{\tau_{eo}}{\tau_f} \right] \quad \dots(9.9)$$

Donde:

τ_m = Esfuerzo cortante medio = $K_s \cdot (8 \cdot P_m \cdot D / \pi d^3)$

τ_r = Esfuerzo cortante variable = $K \cdot (8 \cdot P_r \cdot D / \pi \cdot d^3)$

P_m = Carga media

P_r = Carga Variable

K = Factor de corrección de Wahl que corrige por curvatura y corte directo, esto

$$\text{es= } k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$$

K_s = Porción del factor de Wahl que corrige por corte directo ($K_s = 1 + 0.5/C$)

El valor del límite a la fatiga en un solo sentido depende de la resistencia máxima del alambre y se pueden obtener a partir de las relaciones que se presentan en la tabla 9.5.

Tabla 9.5. Calculo del límite a la fatiga en un solo sentido

MATERIAL	LIMITE A LA FATIGA EN UN SOLO SENTIDO (τ_{eo})
<i>Alambre cuerda de piano (music wire)</i>	$\tau_{eo}=0.23\sigma_{max}$
<i>Alambre de acero templado y revenido</i>	$\tau_{eo}=0.22\sigma_{max}$
<i>Alambre de acero estirado en frío</i>	$\tau_{eo}=0.21\sigma_{max}$
<i>Alambre de acero al Cr-V</i>	$\tau_{eo}=0.2\sigma_{max}$
<i>Alambre de acero al Cr-Si</i>	$\tau_{eo}=0.2\sigma_{max}$

9.9. Pandeo en resortes helicoidales a compresión

Se puede presentar pandeo en un resorte a compresión cuando la altura libre del resorte es 4 veces mayor que el diámetro medio D a menos que el resorte se guíe adecuadamente. La carga axial crítica se puede calcular aproximadamente con la siguiente expresión:

$$P_{cr} = q \cdot H_L \cdot K_L \quad \dots\dots\dots(9.10)$$

Donde:

P_{cr} = Carga que causara pandeo en el resorte

H_L = Altura libre del resorte

K_L = Factor de corrección, que depende de la relación entre la altura libre , del diámetro medio y de la forma que esta sujeto el extremo del resorte . Sus valores se muestran en la tabla 9.6

Tabla 9.6. Factor K_L para resortes a compresión.

Extremos Articulados	
H_L/D	K_L
1	0.72
2	0.63
3	0.38
4	0.20
5	0.11
6	0.07
7	0.05
8	0.04

Extremos Empotrados	
H_L/D	K_L
1	0.72
2	0.71
3	0.68
4	0.63
5	0.53
6	0.38
7	0.26
8	0.14

9.10 Vibraciones en los resortes

En los resortes helicoidales se pueden presentar pulsaciones (vibraciones propias) cuando se aplican cargas repetitivas a una velocidad cercana a la Frecuencia Natural del Resorte (FNR) , para evitar dicha posibilidad es conveniente que la FNR sea por lo menos 20 veces mayor que la velocidad de aplicación de la carga . La frecuencia natural de la espira (fn) de una espira de acero en ciclos por minuto se puede calcular mediante la ecuación siguiente :

$$fn = \frac{761500 \cdot d}{nc \cdot D^2} \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{minutos}} \right] \dots\dots\dots(9.11)$$

Que es válida para unidades inglesas, es decir el diámetro del alambre d , y el diámetro medio D se encuentran en pulgadas y nc es el numero de espiras activas .

Para el sistema métrico se tiene la siguiente ecuación:

$$fn = \frac{(2.14 \times 10^6) \cdot d}{nc \cdot D^2} \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{minutos}} \right] \dots\dots\dots (9.12)$$

Donde d y D están en centímetros.

9.11. Resortes a tensión

Todas las ecuaciones desarrolladas para los resortes a compresión se pueden aplicar a los de tensión. Las espiras en este tipo de resortes se arrollan tocando una a la otra y frecuentemente con alguna carga inicial para asegurarse longitud libre, en la práctica los resortes a tensión se utilizan menos que los de compresión, siendo algunas de las razones las siguientes:

1. Su fabricación es más costosa
2. Requieren de mayor complejidad en sus extremos para transmitir la carga
3. Están más propensos a ser esforzados más allá de su límite elástico
4. En caso de ruptura se rompe la cadena cinemática

9.12. Resortes de hoja o muelles .

Un resorte de hoja o muelle pueden tener un configuración de una viga en voladizo como se muestra en el figura 9.6a) , b) , c) , o la de la viga simplemente apoyada como en la figura 9.6 d) ,e) y f). Algunas vigas mostradas tienen una sección uniforme y otras son de resistencia uniforme (igual esfuerzo en cualquier sección) obtenida al variar el espesor h o el ancho b . El esfuerzo principal se localiza en la fibras mas alejadas del eje neutro del muelle y es de tensión en un lado y de compresión en el otro.

El esfuerzo cortante, aunque este presente se desprecia en lo que a resistencia se refiere.

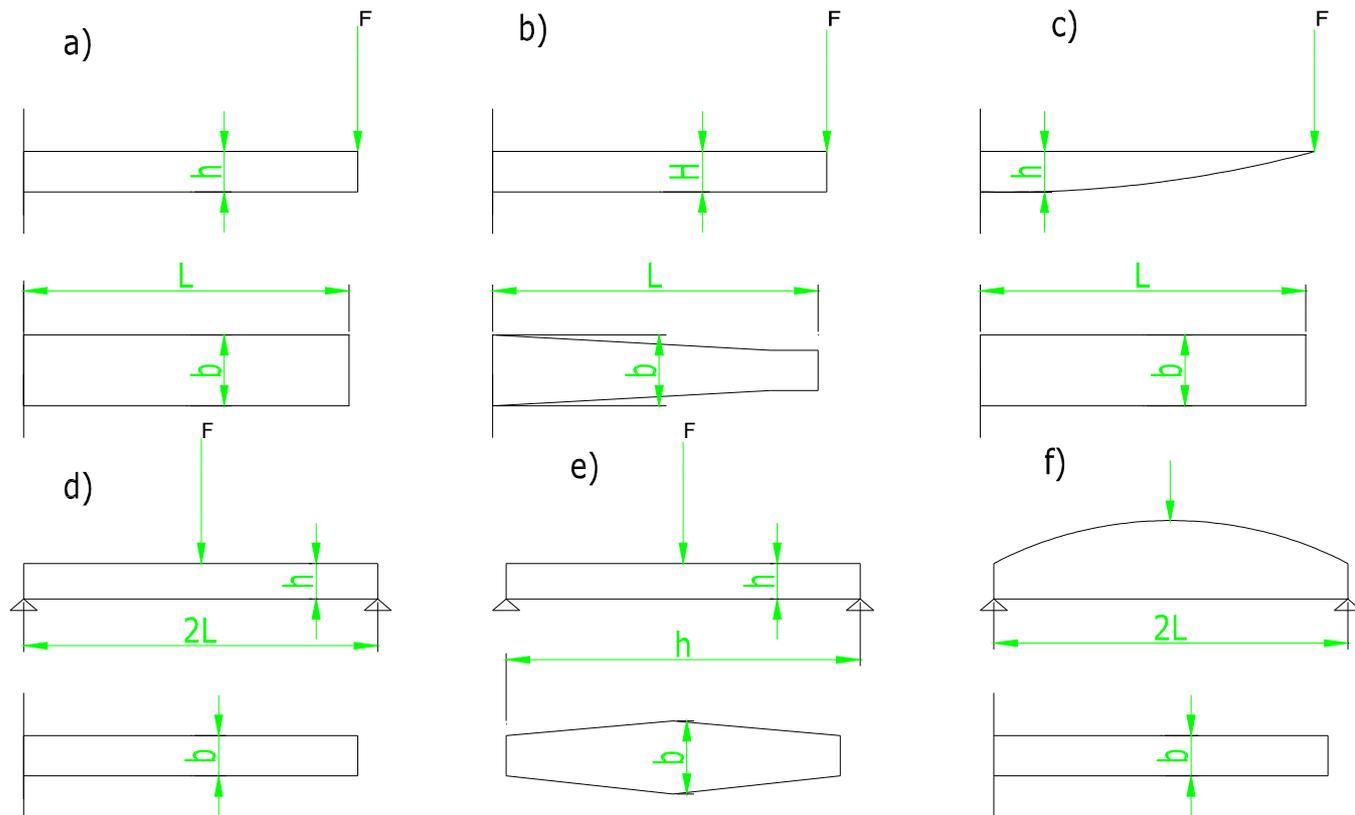


Figura 9.6. Muelles de sección rectangular

En el caso de que la cuantía de la carga hiciera resultar desproporcionadas las dimensiones de la hoja, es cuando se recurre a la superposición de las mismas forman las llamadas ballestas, figura 9.7, las cuales no son otra cosa que una serie de hojas flexibles, superpuestas firmemente sujetas por su centro de manera que durante la deformaciones se mantengan en contacto unas con otras en toda su longitud para así constituir un sólido de igual resistencia. El que unas hojas sean mas cortas que otras viene a ayudar con su cometido cumpliendo el fin de aumentar la elasticidad del bloque completo de todos los tipos de ballestas que se forman, el de hojas triangulares es el que auténticamente cumple las condiciones fundamentales de toda ballesta o sea el de ser un sólido con igual resistencia, así como ofrecer una curva elástica de tipo circular los tipos restantes únicamente cumplen con la segunda, con lo que los valores de P y δ según el calculo que nosotros pudimos reproducir es prácticamente útil, pero no teóricamente.

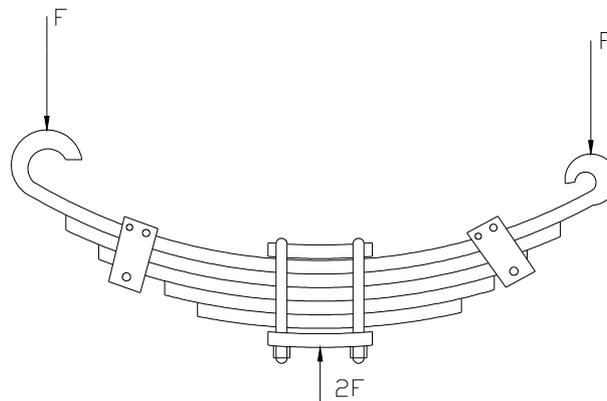


Figura 9.7. Muelle multi – hoja o de ballesta

Ejemplos.

1. Determinar el esfuerzo cortante que se produce en un resorte helicoidal a tensión que tiene un diámetro de alambre de 0.18pulg. un índice de resorte igual con 7 y 12 espiras activas, si la carga aplicada es de 8 lb calcule también la deformación sufrida por el resorte.
2. Diseñar un resorte helicoidal a compresión para una carga máxima de 1200 lb con una constante de resorte de 350lb/pulg, use un diámetro exterior de 5 pulg, una tolerancia del 25%, extremos escuadrados y rectificadas, un acero aleado con un $\sigma_f=120$ ksi y FS=1.5

CAPITULO 10

RODAMIENTOS

En las máquinas y mecanismos se utilizan con gran frecuencia órganos de transmisión del movimiento, y muy especialmente, del movimiento de rotación, entre los que se pueden destacar: árboles y ejes.

1. Árbol. Elemento dinámico de sección circular que transmite un par motor mediante los órganos mecánicos que lleva montados solidariamente, girando apoyado en unos soportes.
2. Eje. Elemento estático de sección circular que sirve de apoyo a uno o más órganos móviles que giran sobre él.

Los árboles giran apoyados sobre unos soportes dispuestos en sus extremos, debiendo estar estos soportes suficientemente dimensionados para poder resistir con toda seguridad los esfuerzos que les transmitan aquellos.

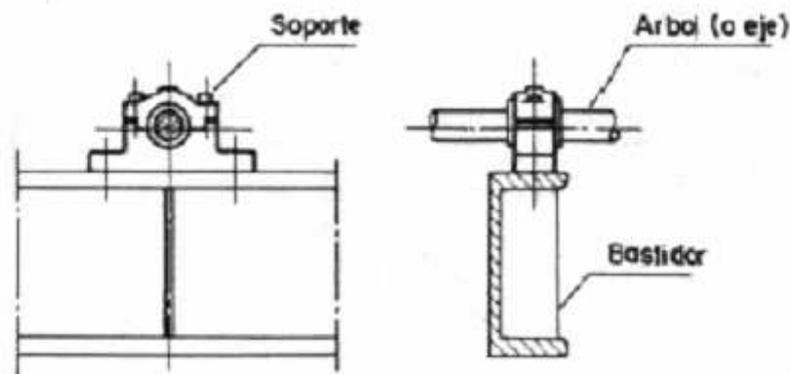
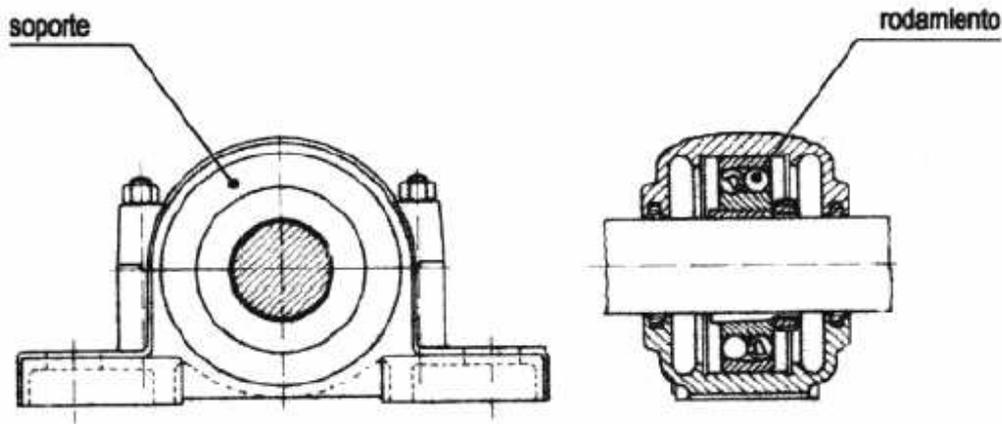


Figura 10.1

El árbol no gira directamente sobre el soporte, sino que entre ambos se sitúa un elemento intermedio denominado cojinete. En este cojinete, el rozamiento que se

produce como consecuencia del giro del árbol, no debe sobrepasar los límites admisibles, reduciéndose éste por medio de una lubricación adecuada.



Los cojinetes pueden ser de dos tipos:

- a) Cojinetes de deslizamiento (casquillos) y
- b) Cojinetes de rodadura (rodamientos)

El rozamiento por rodadura que presentan los rodamientos es mucho más reducido que el rozamiento por deslizamiento de los casquillos; de allí se derivan una serie de ventajas al utilizar rodamientos frente a la utilización de casquillos, entre las que podemos señalar:

1. Escaso rozamiento, sobre todo en el arranque.
2. Mayor velocidad admisible.
3. Menor consumo de lubricante (algunos vienen lubricados de por vida).
4. Menor costo de mantenimiento.
5. Menor temperatura de funcionamiento.
6. Menor tamaño a igualdad de carga.
7. Reducido desgaste de funcionamiento.
8. Facilidad y rapidez de recambio.
9. Gran capacidad de carga.

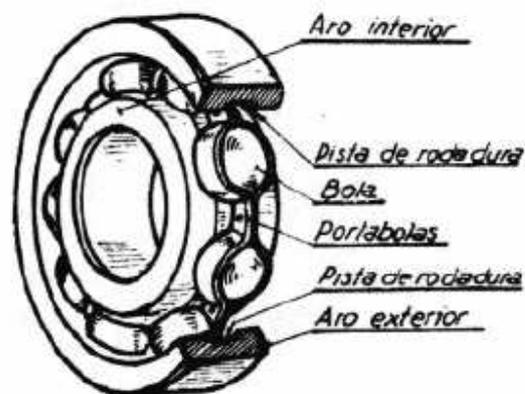
Según lo anterior, hoy día en las máquinas rotativas se utilizan mayoritariamente rodamientos.

10.1. Constitución de los rodamientos

Los rodamientos son elementos normalizados en dimensiones y tolerancias. Esta normalización facilita la intercambiabilidad, pudiendo disponer repuestos de diferentes fabricantes, asegurando un correcto montaje sin necesidad de un ajuste posterior de los mismos.

Están constituidos por dos o más aros concéntricos, uno de los cuales va alojado en el soporte (aro exterior) y el otro va montado en el árbol (aro interior).

Entre los dos aros se disponen los elementos rodantes (bolas, rodillos cilíndricos, rodillos cónicos, rodillos esféricos, etc.), los cuales ruedan sobre las pistas de rodadura practicadas en los aros, permitiendo la movilidad de la parte giratoria respecto a la fija.



Para conseguir que guarden la debida distancia entre sí, los elementos rodantes van alojados en una pieza de chapa estampada, denominada, jaula portabolas o portarodillos.

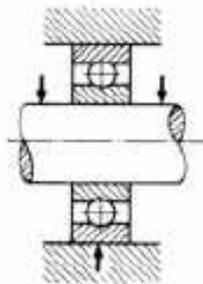
Los rodamientos se construyen en acero de adecuadas características de dureza y tenacidad, permitiendo soportar, con muy poco desgaste, millones de revoluciones, sometidos a cargas y esfuerzos, a veces, concentrados y localizados.

La lubricación varía con la velocidad y el tamaño de los rodamientos, efectuándose con aceite o grasa consistente.

10.2. Clasificación de los rodamientos

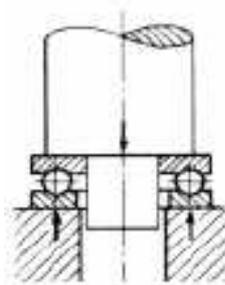
Desde el punto de vista cinemático, pueden clasificarse en tres categorías:

1. Rodamientos para cargas radiales. Pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.



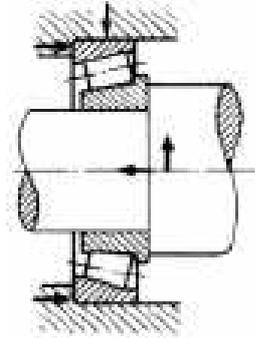
Rodamientos para cargas radiales.

2. Rodamientos para cargas axiales. Pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser: rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.



Rodamientos para cargas axiales

3. Rodamientos para cargas mixtas. Pueden soportar esfuerzos radiales, axiales o ambos combinados



Rodamientos para cargas mixtas

Rodamientos de bolas. Son adecuados para altas velocidades, alta precisión, bajo par torsional, baja vibración.



Bola Esférica

Rodamientos de rodillos. Los rodillos pueden ser de diferentes formas: cilíndricos, cónicos, forma de tonel (la generatriz es un arco de circunferencia) y de agujas (cilindros de gran longitud y pequeño diámetro). Se caracterizan por tener una gran capacidad de carga, asegurando una vida y resistencia a la fatiga prolongadas.



CILINDRICO



CONICO



FORMA DE TONEL



FORMA DE AGUJA

Otros aspectos relativos a la clasificación de los rodamientos pueden ser: número de hileras, de elementos rodantes (una o varias); desmontable o no-desmontable, según que los anillos puedan ser desmontados o no; disponibilidad de orificio de engrase, etc.

10.3. Tolerancias y ajustes de los rodamientos

Para la precisión dimensional, ISO prescribe tolerancias y límites de errores permisibles para las dimensiones principales (diámetros interior y exterior, ancho y rebordes redondeados), necesarias para el montaje de rodamientos sobre árboles y alojamientos de soportes.

El ajuste del rodamiento exige unas tolerancias estrechas para garantizar un correcto funcionamiento. La tolerancia del árbol sobre el cual va montado el rodamiento, así como la del alojamiento cilíndrico en el soporte, se determinarán en función de los siguientes criterios: naturaleza, magnitud y dirección de la carga; condiciones de temperatura, diámetro y velocidad del rodamiento, método de montaje y reglaje.

La norma ISO 286 presenta una guía para el establecimiento de ajustes de rodamientos. En general, el aro en contacto con el mecanismo móvil debe ser de ajuste con apriete, debiendo aumentar el apriete proporcionalmente con la carga; por su parte, el aro en contacto con el mecanismo fijo debe ser, en principio, ajustado sin apriete.

Guía para ajustes de rodamientos radiales: tolerancia del alojamiento del soporte.

Tipo de alojamiento	Condiciones de carga		Tolerancia del alojamiento
Alojamiento sólido o partido	Carga estacionaria al anillo exterior	Todas las condiciones de carga	H7
		Calor conducido a través del eje	G7
	Carga de dirección indeterminada	Carga liviana a normal	Js7
		Carga normal a pesada	K7
Alojamiento sólido	Carga rotativa al anillo exterior	Carga pesada de choque	M7
		Carga liviana o variable	M7
		Carga normal a pesada	N7
		Carga pesada (alojamiento de pared delgada). Carga pesada de choque	P7

Nota: los ajustes se aplican a los alojamientos de hierro fundido y de acero. Para alojamientos de aleaciones livianas, se requiere normalmente, un ajuste más apretado.

Guía para ajustes de rodamientos radiales: tolerancia del árbol o eje.

Tipo de rodamiento	Condiciones de carga		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos y cónicos	Rodamientos de rodillos esféricos	Tolerancia del eje	
			Diámetro del eje en mm.				
Rodamientos con Anillo interior de Agujero cilíndrico	Anillo interior en rotación o Carga de dirección indeterminada	Carga liviana ó variable fluctuante	..., 18	-	-	h5	
			18, ..., 100	..., 40	-	js5	
			100, ..., 200	40, ..., 140	-	k5	
			-	140, ..., 200	-	m6	
		Carga normal a pesada	..., 18	-	-	js5	
			18, ..., 100	..., 40	..., 40	k5	
			100, ..., 140	40, ..., 100	40, ..., 65	m5	
			140, ..., 200	100, ..., 140	65, ..., 100	m6	
	200, ..., 280		140, ..., 200	100, ..., 140	n6		
	-		200, ..., 400	140, ..., 280	p6		
	Carga muy pesada o carga de choque	-	50, ..., 140	50, ..., 100	n6		
		-	140, ..., 200	100, ..., 140	p6		
	Carga estacionaria al anillo interior	Se requiere desplazamiento axial del anillo interior	Todos los diámetros de ejes				g6
		No se requiere desplazamiento axial del anillo exterior	Todos los diámetros de ejes				h6
Rodamientos con anillo interior de agujero cónico	Toda la carga		Todos los diámetros de ejes			h9	

Nota: todos los valores de tolerancias listados son para ejes macizos de acero.

10.4. Selección de rodamientos

Se fabrican rodamientos en una gran variedad de tipos, formas y dimensiones. Cada tipo de rodamiento presenta propiedades y características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una determinada aplicación.

La consideración más importante en la selección de un rodamiento es escoger aquel que permita a la máquina o mecanismo en la cual se instala, un funcionamiento satisfactorio.

Para facilitar el proceso de selección y lograr la determinación del rodamiento más apropiado para una tarea, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí:

1. Espacio disponible.
2. Magnitud, dirección y sentido de la carga.
3. Desalineación.

4. Velocidad.
5. Nivel de ruido.
6. Rigidez.
7. Montaje y desmontaje.

10.5 Designación de rodamientos

La identificación de rodamientos hace referencia a su diseño, dimensiones, precisión, constitución interna, etc. Esta identificación está formada por el nombre del rodamiento, seguida de la denominación abreviada del mismo, la cual se compone de una serie de números y códigos de letras, agrupados en un código numérico básico y un código suplementario.

El código numérico básico se compone de una serie de cifras, cuyo significado es el siguiente: tipo de rodamiento, serie dimensional (serie de diámetro exterior, serie de ancho, serie de ángulo de contacto) y diámetro interior del rodamiento.

Si las condiciones de servicio exigen una versión especial del rodamiento, se añaden unos signos adicionales a la denominación abreviada, constituyendo un código suplementario.

Este código viene fijado por cada fabricante, y designa: tratamiento térmico, precisión, juego interno y demás factores relacionados con las especificaciones y la constitución interna del rodamiento.

Todos estos códigos se encuentran tabulados en los catálogos suministrados por los fabricantes de rodamientos.

Por ejemplo: rodamiento rígido de bolas 6306 L1C3

6= código de tipo de rodamiento correspondiente a los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

3= serie de diámetro exterior.

06= código de diámetro interior (para obtener el diámetro interior se multiplican estos dígitos por 5.).

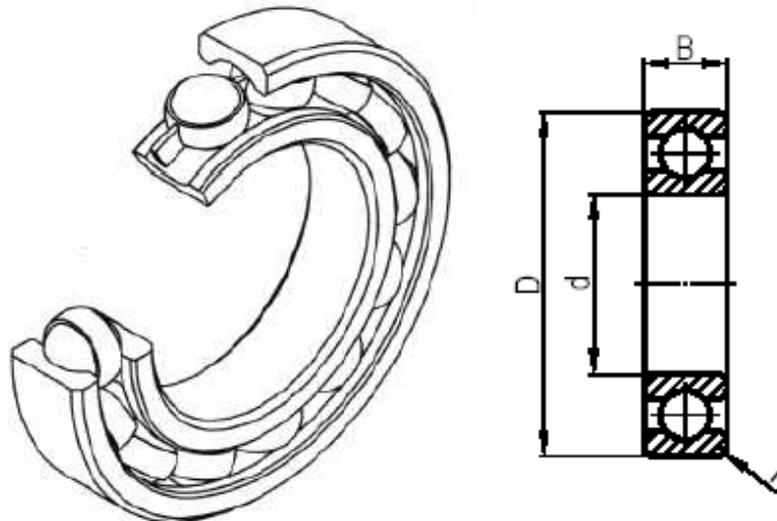
L1= código de jaula mecanizada de latón.

C3= código de juego radial interno mayor que lo normal.

10.6 Rodamientos rígidos de bolas

Estos rodamientos son de uso general, ya que pueden absorber cargas radiales y axiales en ambos sentidos, así como las fuerzas resultantes de estas cargas combinadas; a su vez, pueden operar a elevadas velocidades.

Estos rodamientos no son desmontables ni autoalineables, por lo que requieren una perfecta alineación del asiento del soporte.



Existen varios tipos de estos rodamientos: rodamientos rígidos de bolas desmontables, rodamientos rígidos de bolas con ranura circunferencial en el anillo exterior para poder fijarlos axialmente mediante arandelas de retención, rodamientos rígidos de bolas con agujero cónico, rodamientos rígidos de dos hileras de bolas, etc.

Se fabrican rodamientos prelubricados con tapas de obturación que impiden la entrada de elementos extraños y previenen la salida de la grasa. El sello de estos rodamientos consiste en un anillo de caucho sintético moldeado a una platina de acero, incorporado al anillo exterior.

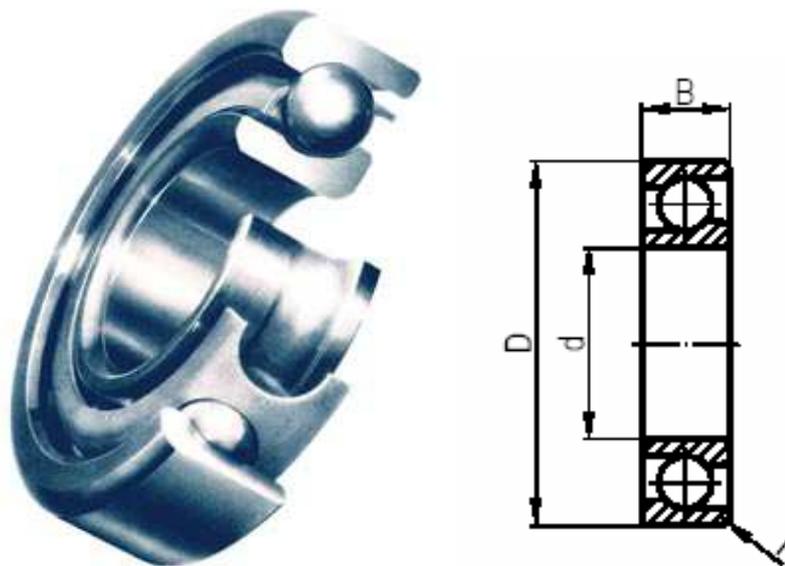
Hay dos tipos de rodamientos sellados: uno usa sellos de contacto con el anillo interior, presentando una excelente y efectiva protección contra la entrada de polvo; y el otro

usa sellos de no-contacto con el anillo interior, siendo apropiado en las aplicaciones que requieren un bajo par de operación.

También se fabrican rodamientos de bolas de máxima capacidad con ranuras de llenado en los anillos interior y exterior. Estos rodamientos disponen de más bolas de acero que los tipos estándar, presentando una capacidad de carga dinámica entre un 20% y un 35% mayor. Debido a las ranuras de llenado, no son apropiados para aplicaciones con cargas axiales pesadas, sino, únicamente, en aplicaciones donde la carga radial es predominante o única.

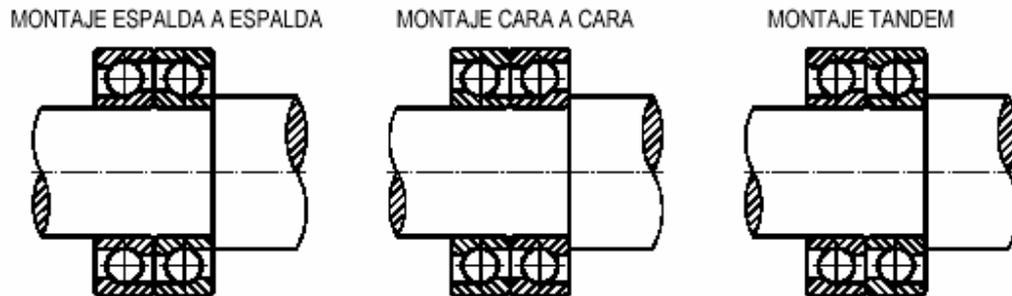
10.7. Rodamientos de bolas con contacto angular

En este tipo de rodamientos, la línea que une los puntos de contacto de las bolas de acero con los anillos interior y exterior, forma un ángulo con la línea que define la dirección radial, llamado ángulo de contacto. Este ángulo es de 30° , aunque existen rodamientos que tienen un ángulo de contacto de 40° y otros de 15° (estos últimos para elevadas velocidades).



En adición a las cargas radiales, pueden soportar grandes cargas axiales en un sentido; en consecuencia, se suelen disponer dos a dos en posición simétrica para soportar

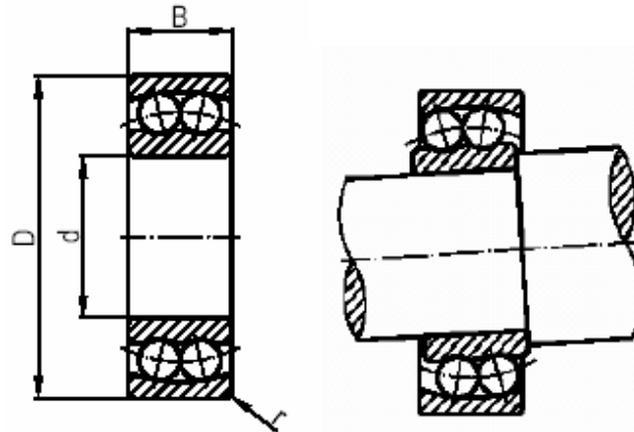
cargas axiales en los dos sentidos (apareado espalda a espalda, o apareado cara a cara); también se pueden disponer en montaje apareado en serie (tandem) para cargas radiales y axiales elevadas en un solo sentido.



Existen rodamientos de doble hilera de bolas con contacto angular y rodamientos de una hilera de bolas con cuatro puntos de contacto, capaces de absorber cargas axiales en ambos sentidos. Los rodamientos de doble hilera de bolas con contacto angular equivalen a dos rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular en un montaje apareado espalda a espalda, de tal forma, que los anillos interior y exterior, son respectivamente formados cada uno, en una sola pieza. Se pueden fabricar con o sin ranuras de llenado; este último tipo, a su vez, se puede fabricar con tapa de obturación.

10.8. Rodamientos de bolas a rotula

Este tipo de rodamientos dispone de dos hileras de bolas. La pista de rodadura del anillo exterior forma una superficie esférica común para las dos hileras de bolas, y su centro es coincidente con el del rodamiento; por su parte, el anillo interior tiene dos pistas de rodadura, una para cada hilera de bolas.



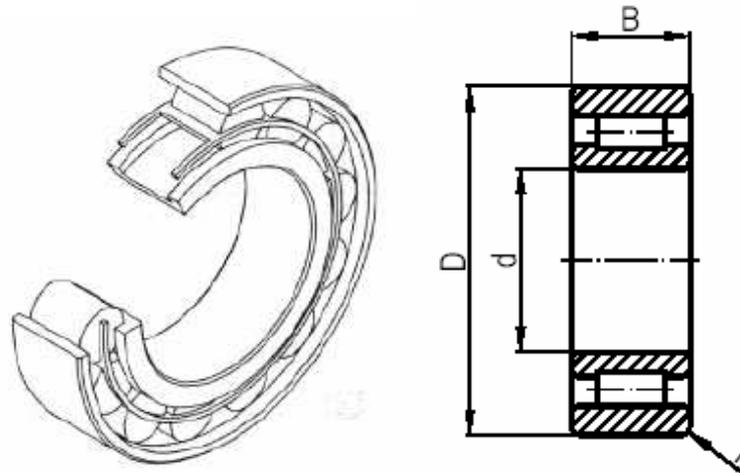
De esta forma, el anillo interior junto con las bolas de acero y la jaula portabolas pueden oscilar sobre el anillo exterior, adaptándose automáticamente a un posible desalineamiento que pudiera presentar el árbol.

Según lo anterior, este tipo de rodamientos se utiliza cuando se prevén flexiones o desalineaciones del árbol con respecto al alojamiento del soporte.

La capacidad de carga axial es limitada, en consecuencia, no son apropiados para aplicaciones con cargas axiales elevadas.

10.9. Rodamientos de rodillos cilíndricos

Estos rodamientos son desmontables, lo cual, facilita el montaje y desmontaje en su alojamiento. Dado que los rodillos hacen contacto lineal con las pistas de rodadura, pueden soportar grandes cargas radiales, siendo baja su capacidad de carga axial. Los rodillos pueden ser guiados por los rebordes del anillo exterior o del anillo interior.



Existen rodamientos de rodillos cilíndricos con rebordes en los dos anillos, por lo que pueden ser cargados con cargas radiales y axiales combinadas.

También se construyen rodamientos de rodillos cilíndricos con doble hilera de rodillos.

10.10. Rodamientos radiales de agujas

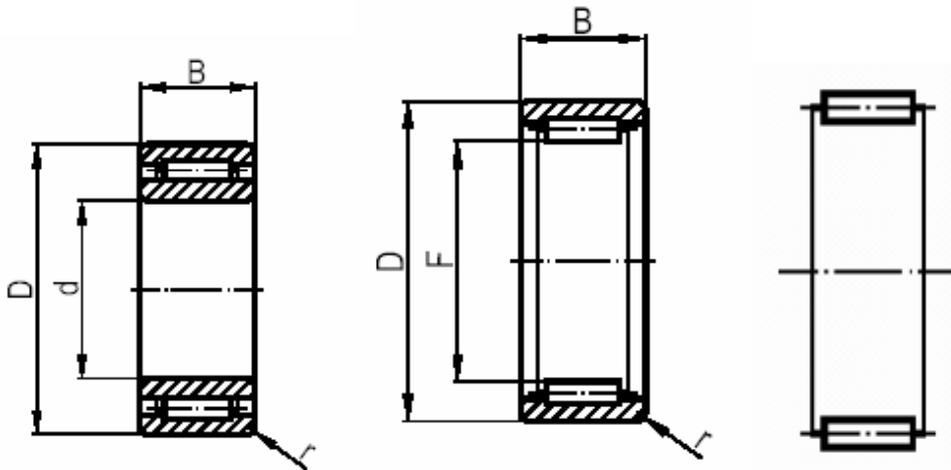
Estos rodamientos se llaman así por tener como elementos rodantes unos cilindros muy largos con respecto a su diámetro, denominados agujas.

En general, tienen las mismas aplicaciones que los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos normales, es decir, grandes cargas radiales; siendo adecuados para montajes con reducido espacio y gran precisión en el centrado.

Se fabrican rodamientos con doble hilera de agujas, resultando apropiados para operar con grandes cargas o donde se requiere una gran superficie de apoyo.

También se construyen rodamientos radiales de agujas sin aro interior. En este caso, las agujas deben rodar directamente sobre el eje debidamente rectificado y cementado.

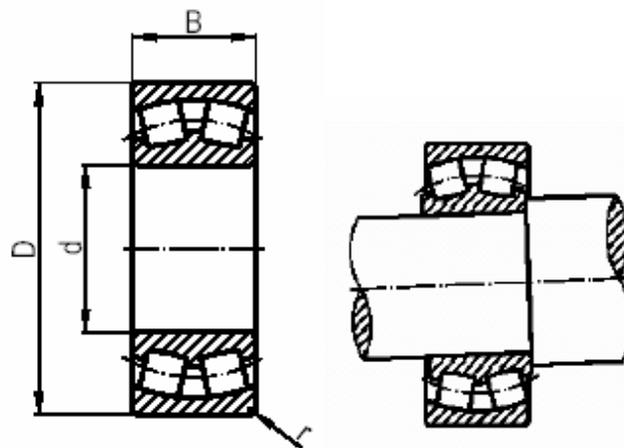
Este tipo de rodamiento precisa un espacio radial mucho más reducido que los rodamientos de agujas con aro interior; además, como no influye la precisión del aro interior, se obtiene una alta precisión de rodaje.



Otro tipo de rodamientos de agujas más simplificados son los rodamientos radiales formados únicamente por una jaula de agujas. Estos rodamientos no disponen de los aros interior y exterior, por lo que las agujas deben rodar directamente sobre el mismo eje debidamente cementado y sobre el alojamiento del soporte.

10.11. Rodamientos de rodillos a rotulas

Están constituidos por dos hileras de rodillos en forma de tonel. Al igual que los rodamientos de bolas a rótulas, la pista de rodadura del anillo exterior forma una superficie esférica común para las dos hileras de rodillos; por su parte, el anillo interior tiene dos pistas de rodadura, una para cada hilera de rodillos, separadas por un borde central para guiar los rodillos.

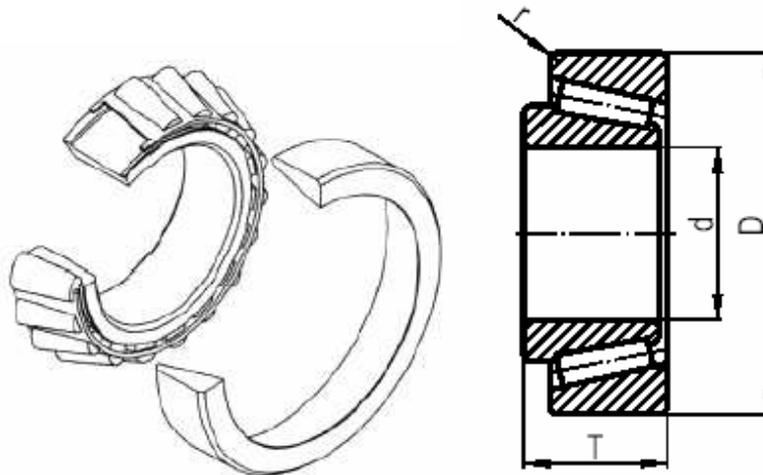


De esta forma, el anillo interior junto con los rodillos y la jaula portarrodillos, pueden oscilar libremente sobre el anillo exterior, adaptándose automáticamente a un posible desalineamiento que pudiera presentar el árbol.

10.12. Rodamientos de rodillos cónicos

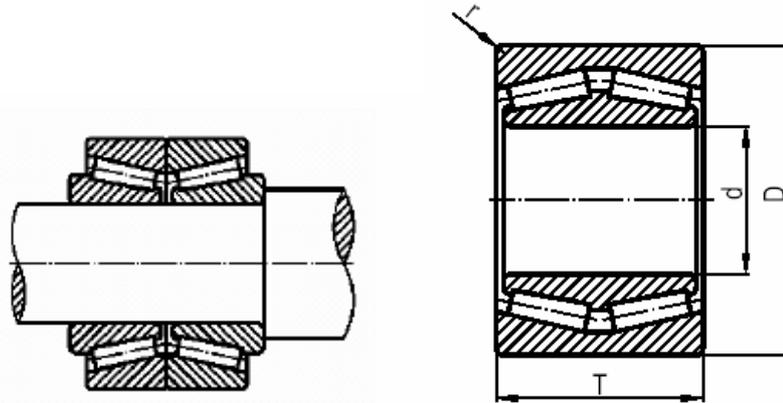
En este tipo de rodamientos, los rodillos y las pistas de rodadura tienen forma cónica. La configuración de su diseño hace que los vértices de los conos de rodillos y pistas de rodadura se encuentren en un punto común sobre el eje del rodamiento.

Los rodillos son guiados por el contacto entre el extremo mayor del rodillo y el reborde mayor del anillo interior. El contacto lineal entre los rodillos y las pistas de rodadura, hace que estos rodamientos tengan una elevada capacidad de carga; a su vez, resisten velocidades relativamente elevadas



Tienen una alta capacidad para soportar cargas radiales, cargas axiales en una dirección y cargas combinadas. Cuanto más grande es el ángulo de contacto, más grande es la capacidad de carga axial.

Cuando una carga radial pura es colocada sobre el rodamiento, es inducida una carga en la dirección axial; en consecuencia, estos rodamientos se montan, generalmente, en pares opuestos uno al otro.



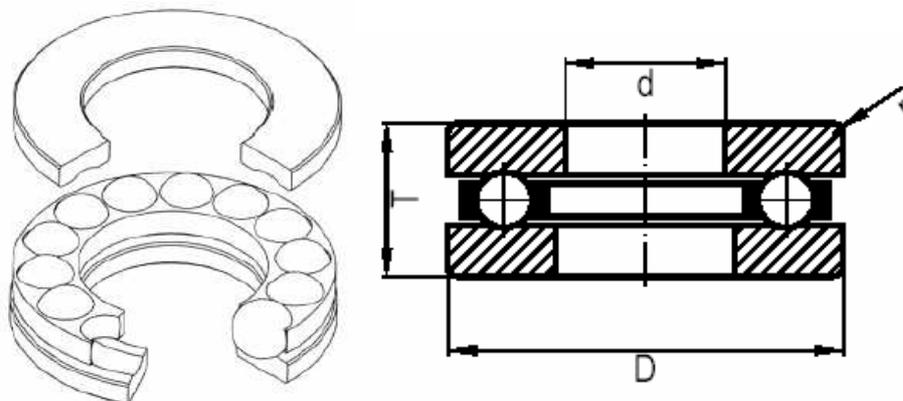
Este tipo de rodamientos son desmontables, es decir, cada anillo puede ser montado individualmente, permitiendo utilizar ajustes fijos en ambos anillos.

Existen rodamientos de dos hileras de rodillos cónicos, los cuales, permiten soportar esfuerzos axiales en ambos sentidos.

10.13. Rodamientos axiales de bolas de simple efecto

En este tipo de rodamientos, las bolas están alojadas en una jaula portabolas dispuesta entre una arandela ajustada en el alojamiento del soporte y una arandela ajustada al árbol. Es desmontable, siendo su montaje muy simple, ya que los componentes se pueden montar por separado.

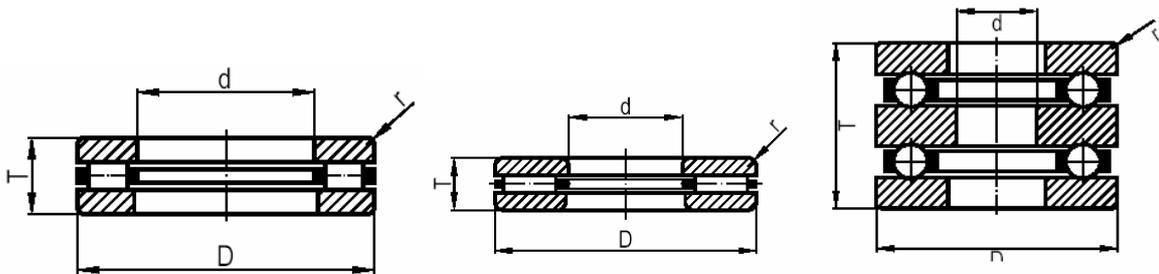
El ángulo de contacto es de 90° , debiendo el plano de rodamiento ser perfectamente perpendicular al eje de rotación.



Este tipo de rodamientos puede soportar cargas axiales en un sentido; a su vez, no resulta apropiado para operar a elevadas velocidades. Para asegurar el guiado de las bolas en sus caminos de rodadura, deben estar solicitados permanentemente por una carga axial mínima o precarga.

10.14. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos

Están constituidos por dos aros, uno ajustado en el eje y otro en el alojamiento del soporte, y unos rodillos cilíndricos alojados en una jaula portarodillos. Se puede conseguir un diseño compacto, utilizando únicamente los rodillos y jaula portarodillos, empleando el eje y el alojamiento del soporte como pistas de rodadura.



Estos rodamientos son adecuados para soportar grandes cargas axiales en un sentido, sustituyendo a los rodamientos axiales de bolas cuando la capacidad de carga de estos últimos es inadecuada.

10.15. Rodamientos axiales de agujas

Estos rodamientos pueden soportar grandes cargas axiales en un sentido. Requieren un espacio axial mínimo.

10.16. Rodamientos axiales de bolas de doble efecto

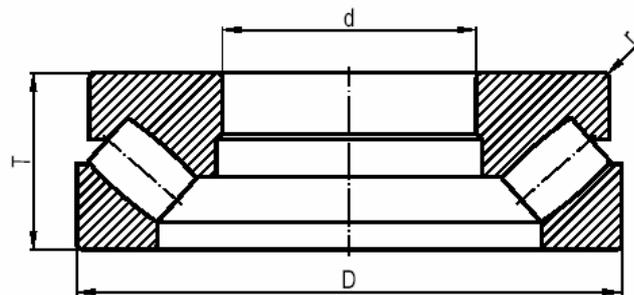
Están constituidos por una arandela ajustada al árbol, dotada de dos caminos de rodadura, uno por cada cara, dos conjuntos de bolas alojadas en sus respectivas jaulas portabolas, y dos arandelas extremas ajustadas en el alojamiento del soporte.

Su diseño admite grandes cargas axiales en los dos sentidos, pero no deben estar sometidos a esfuerzos radiales; así como, por lo general, no admiten grandes velocidades. El plano de rodamiento ha de ser perfectamente perpendicular al eje de rotación.

Para asegurar el guiado de las bolas en sus caminos de rodadura, estos rodamientos deben estar solicitados permanentemente por una carga axial mínima o precarga.

10.17. Rodamientos axiales de rodillos esféricos

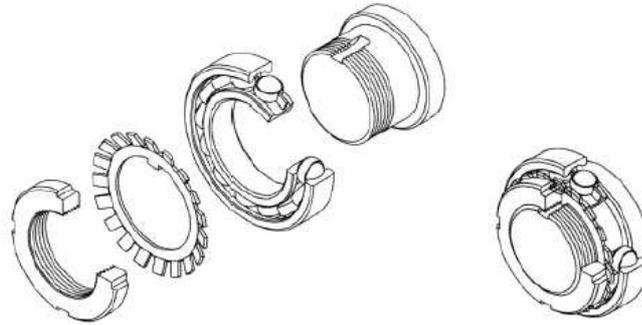
Su diseño es similar a los rodamientos radiales de rodillos esféricos, con la excepción de que únicamente disponen de una hilera de rodillos y, particularmente, tienen un gran ángulo de contacto. Al utilizar rodillos en forma de tonel como elementos rodantes, son de naturaleza oscilante, permitiendo algún error de alineación o flexión del árbol.



Cuando se aplican cargas axiales grandes, pueden manejar también una cierta cantidad de carga radial.

10.18. Tuerca de fijación y arandela de seguridad

Es uno de los procedimientos más utilizados para la fijación axial de rodamientos. Se utiliza una tuerca, ranurada según DIN 1.804, y una arandela de retención con lengüeta interior. En determinados casos será conveniente utilizar contratuerca como elemento de seguridad.



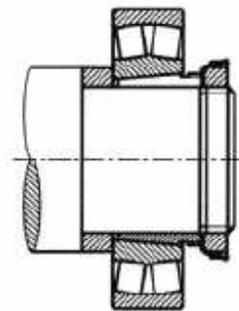
10.19. Manguitos cónicos elásticos

Se utilizan para fijar rodamientos con agujero cónico en árboles cilíndricos. Disponen de una ranura longitudinal para facilitar su acoplamiento elástico. Estos manguitos pueden ser de dos tipos:

1. Manguito elástico de compresión.

El aro interior del rodamiento debe montarse contra un tope, que puede ser un resalte del árbol o un anillo separador. El manguito se fija axialmente por medio de una tuerca ranurada y una arandela de seguridad con lengüeta interior.

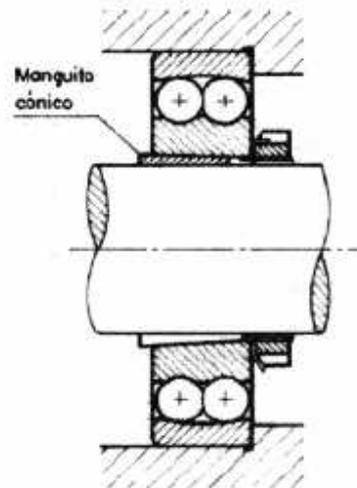
MANGUITO CÓNICO DE COMPRESIÓN



2. Manguito elástico de tracción

Permite la fijación de un rodamiento cuando el árbol carece de resaltes. Para inmovilizar el rodamiento con relación al manguito, se utiliza una tuerca ranurada y una arandela de seguridad con lengüeta interior.

MANGUITO CÓNICO DE TRACCIÓN



10.20. Teoría De Vida 10

Esta teoría y a la vez procedimiento de diseño, se basa en la siguiente fórmula fundamental:

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

L_{10} Vida Esperada En Millones De Revoluciones Con Una Confiabilidad Del 90%

C Carga Básica Dinámica Radial Que Produce Una Vida De Un Millón De Revoluciones En La Pista Interior

P Carga Dinámica Radial Aplicada

n Coeficiente; $n = 3$ Para Rodamientos De Bolas, $n = 10/3$ Para Rodillos

Esta ecuación expresa que debido a defectos en su proceso de fabricación y en ausencia de otras causas, experimental y estadísticamente se obtiene que el 10% de los rodamientos falla prematuramente antes del millón de ciclos cuando se aplica una carga $P / C=1$ (confiabilidad del 90%) según lo expresa la figura 10.2:

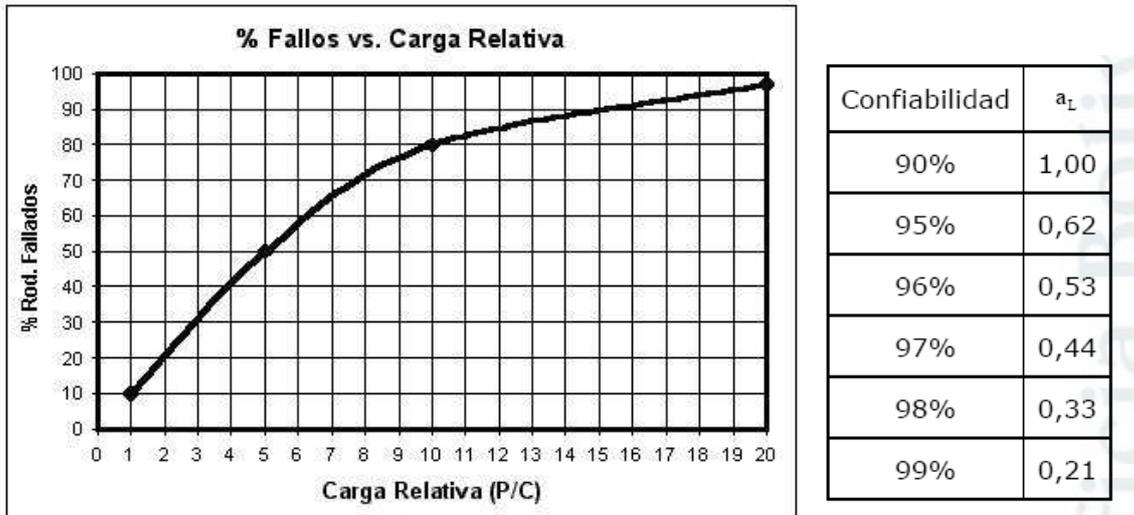


Figura 10.2. Correlación Entre Porcentaje De Fallos y Carga Relativa

Nótese que para $P = 5 \cdot C$ han fallado el 50%, mientras que para $P = 10 \cdot C$ sobrevive el 20% y que a $P = 20 \cdot C$ todavía quedan algunos.

Para fines prácticos de diseño se ha establecido un coeficiente de corrección de vida a_L , en función del porcentaje de confiabilidad deseado

$$L = a_L \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

Donde:

a_L Coeficiente De Confiabilidad

L Vida Esperada En Millones De Revoluciones (Corregida)

Existen además otros factores que afectan la vida útil esperada del rodamiento, tales como materiales de fabricación de rodamientos y lubricantes no estándares para los cuales existen modelos de cálculo según el fabricante.

10.21. Procedimiento De Selección De Rodamientos A Carga Radial

- Calcular el diámetro mínimo del eje según la teoría de fatiga,
- Esfuerzos y deflexiones.

- Calcular fuerzas en los apoyos (P).
- Calcular el número de revoluciones esperadas para el rodamiento (L).
- Escoger el porcentaje de confiabilidad para determinar el coeficiente de corrección.
- Escoger el tipo de rodamiento según el tipo y magnitud de carga:
 - bolas o rodillos; radial, axial o combinado.
- Despejar la carga básica (C) de la ecuación de vida.
- Buscar los rodamientos con diámetro interno (d) igual al del eje.
- De estos seleccionar el más pequeño que cumpla con C .
- Verificar velocidad límite y carga estática límite (C₀).
- Diseñar alojamientos a partir de la geometría del rodamiento.

La carga estática límite se define como aquella que produce una deformación permanente igual a 0.0001 del diámetro del elemento rodante, bien sea en el mismo o en la pista; esto equivale a unos 4.6 GPa en promedio.

Ejemplo

Seleccionar rodamiento para un eje de 20 mm de diámetro, que soporte una carga radial dinámica de 200 kgf (1960 N) y que dure al menos 5 años con una frecuencia de uso de 200 días/año, 8 horas/día @ 520 rpm ; la carga estática es 45 kgf (441 N) .

Solución

Calcular La Vida Esperada:

$$L = 5 \text{ años} \cdot 200 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{hora}} \cdot 520 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 294'600.000 \text{ revoluciones}$$

Despejar Carga Básica, Suponiendo Rodamiento De Bolas:

$$C = L^{1/3} \cdot P = (294.6)^{1/3} \cdot 1960\text{N} = 13041.69\text{N}$$

Del Catálogo De Rodamientos, Se Tiene Que Para El 6304:

$$C = 15900\text{N} \quad \checkmark \quad C_0 = 7800\text{N} \quad \checkmark \quad \omega_{\text{máx}} = 13000 \text{ rpm} \quad \checkmark$$

10.22. Procedimiento de selección de rodamientos con carga combinada

La principal variación respecto al procedimiento anterior es la de hallar una carga dinámica radial equivalente P en términos de las cargas reales aplicadas radial y axialmente. La ecuación es la siguiente:

$$P = X \times V \times Fr + Y \times Fa$$

Donde:

Fr = Fuerza Radial Aplicada.

P = Carga Radial Equivalente.

Fa = Fuerza Axial Aplicada.

V = Factor De Rotación.

X =Factor Radial.

Y = Factor Axial.

El factor de rotación sirve para corregir la situación de desgaste de acuerdo con la condición de carga estática o rotatoria. Si el anillo interior es el que gira $V = 1.0$; si es el exterior $V = 1.2$. Para rodamientos autoalineantes, $V = 1.0$ en ambos casos.

Los factores X e Y dependen de la geometría del rodamiento, incluyendo el número de bolas y el diámetro de las mismas. Para hallarlos se recurre a la Tabla 4.21. que requiere el cálculo del cociente a Fa/Co que corresponde un valor de referencia e que se debe comparar con la razón a $Fa/ V \times Fr$.

10.23. Lubricación de los rodamientos

Para el buen funcionamiento de los rodamientos es condición indispensable una buena lubricación, ya que: reduce el rozamiento de rodadura, protege las distintas partes del rodamiento de la herrumbre y el polvo, absorbe el calor que se desarrolla durante el funcionamiento y atenúa las vibraciones del rodamiento durante el funcionamiento.

Existe una amplia gama de grasas y aceites para la lubricación de rodamientos. La selección del lubricante depende fundamentalmente de las condiciones de funcionamiento, en especial de la gama de velocidades y temperaturas.

La grasa es el lubricante más utilizado en rodamientos, ya que es fácil de manejar y requiere un dispositivo de obturación muy simple. Su empleo está recomendado cuando

exista la posibilidad de que el lubricante pueda salir por los soportes y se quieran evitar goteras peligrosas para los materiales de trabajo (textiles, alimenticios, etc.), cuando la forma de los rodamientos permita una fácil afluencia de la grasa a las hendiduras, y cuando se requiera una protección segura contra toda suerte de agentes corrosivos, humedad, polvo, etc.

La lubricación por aceite se utiliza en caso de grandes velocidades de giro y elevadas temperaturas, cuando la forma o disposición de los rodamientos no permita regular la afluencia de grasa, o cuando sea preciso enfriar los soportes por circulación de lubricante.

10.24. Manejo de rodamientos

Los rodamientos son elementos de alta precisión. Un manejo inadecuado provocará su falla prematura y un mal funcionamiento de la maquinaria. Para evitar que esto ocurra, se deben tomar precauciones en su manejo. Éstos deben ser montados en un ambiente de trabajo limpio, libre de contaminantes que se filtren a su interior, evitando también que reciban golpes innecesarios.

Los rodamientos manejados adecuadamente, pueden responder fiablemente a una amplia gama de condiciones de trabajo. Al considerarlos como un elemento de precisión de una máquina, pueden dañarse con un manejo inadecuado aún antes de empezar a trabajar.

Se deben tener en cuenta estos principios generales:

- Conservar limpio el rodamiento y el ambiente que lo rodea, para lo cual se espera hasta el último momento para extraerlo de su caja que lo contiene.
- El rodamiento está tratado térmicamente para alcanzar unos determinados niveles de dureza. Se puede considerar frágil ante impactos o fuerzas excesivas realizadas durante montajes o desmontajes poco cuidadosos.
- No calentar los rodamientos a temperaturas superiores a 120° C ya que podría llegar a reducirse su dureza y por lo tanto acortar su vida.

10.25. Precauciones a tener en cuenta en el Montaje

1. Elegir un lugar limpio
2. Revisar el árbol, alojamiento y radios (dimensiones, acabado y formas geométricas).
3. Verificar las dimensiones del eje y alojamiento.
4. Usar herramientas de montaje adecuadas que no tengan desgaste
5. Limpiar el árbol, alojamiento y radios.
6. Tener cuidado al tocar las superficies rectificadas del rodamiento para impedir posibles rastros de óxido.
7. Al montar los anillos interior y exterior por separado, aplicar la fuerza también a cada uno por separado evitando montar, por ejemplo, el aro exterior golpeando el aro interior montado.
8. Evitar impactos. ¡No golpear con MARTILLO directamente al rodamiento!
9. Los rodamientos de rodillos cónicos se montan ajustándolos contra otro rodamiento, generalmente del mismo tipo. Este ajuste se realizará con tuercas de apriete o discos de compensación entre otros métodos. Estos ajustes suponen una precarga para los rodamientos, que deberá considerar la carga a soportar, una vez alcanzada la temperatura de funcionamiento deseada. Este factor de temperatura en trabajo es importante considerarlo, ya que al calentarse el mecanismo, es diferente la disipación de calor en los árboles, los cubos y los componentes del rodamiento y por lo tanto el juego inicial puede verse muy reducido llegando incluso a bloquear el sistema.

Montaje por presión

En este tipo de montaje, idealmente, la fuerza se aplica con una prensa hidráulica. En los rodamientos más pequeños se puede emplear un martillo con cabeza de caucho. Nunca se debe golpear un rodamiento directamente con un martillo metálico.

Montaje por Calor

El montaje por calor se puede hacer de varias formas. Usando un horno, plancha caliente, calentador por inducción o baño de aceite.

Al montar un rodamiento por calor se deben tomar las siguientes precauciones:

- Limpie el equipo de montaje y el área de trabajo antes de empezar.
- No exceder los 120° C (248° F).
- La temperatura necesaria para el montaje de un rodamiento se calcula según la relación:

$$\Delta T = \frac{\Delta L}{\alpha \cdot d}$$

Donde:

ΔT es la variación de temperatura en °C

ΔL es la variación de longitud en mm

α es el coeficiente de dilatación lineal del acero (12×10^{-6}) 1/°C

d es el diámetro interior del rodamiento

- Normalmente se calientan los rodamientos entre 30 y 40° C por encima de la temperatura ambiental.
- Después del montaje, durante el enfriamiento, los rodamientos se contraerán en dirección axial y radial. Consecuentemente, se debe presionar el rodamiento firmemente contra el chafalán del árbol.

La mejor manera de montar un rodamiento es con un calentador por inducción. Con este tipo de montaje, se obtiene un calentamiento uniforme en un corto período de tiempo, sin necesidad de aceite o llamas, consiguiéndose un ajuste limpio y eficiente.

10.26. Recomendaciones generales

- Almacenar los rodamientos en su embalaje original, en ambientes completamente secos y libres de productos químicos corrosivos, como ácidos, amoníaco o cloruro de cal.
- Almacenar los rodamientos grandes en posición horizontal para que su superficie frontal quede apoyada.
- Mantener el lugar de montaje limpio y seco.
- Procurar que los alojamientos, los árboles y otras piezas que tengan que ver con el montaje estén completamente limpios, libres de anticorrosivos y residuos de pinturas.
- Utilizar herramientas adecuadas para el montaje de los rodamientos. No utilizar herramientas de uso general.
- Manejar los rodamientos cuidadosamente. Los golpes fuertes pueden producir ralladuras, roturas o cuarteos.
- Utilizar únicamente los lubricantes recomendados por los fabricantes de los rodamientos. La cantidad de grasa se calcula mediante la relación $G = 0,005 D B$, donde G es la cantidad de grasa en gramos. D es el diámetro exterior del rodamiento en mm. B es la anchura total del rodamiento en mm.
- No calentar ni lavar durante el montaje los rodamientos que poseen dos tapas de protección o de obturación.
- No utilizar soldaduras autógenas ni de arco en sitios cercanos donde se hallen instalados o almacenados rodamientos.

CAPITULO 11

FRENOS Y EMBRAGUES

11.1. Embragues

Son acoplamientos temporales, utilizados para solidarizar dos piezas que se encuentran en un mismo eje, para transmitir a una de ellas el movimiento de rotación de la otra, y desacoplarlas a voluntad de un operario externo, cuando se desea modificar el movimiento de una sin necesidad de parar la otra, se halla siempre intercalado entre un motor mecánico o térmico y el órgano de utilización, a fin de poder parar este último sin que deje de funcionar el motor, figura 11.1.

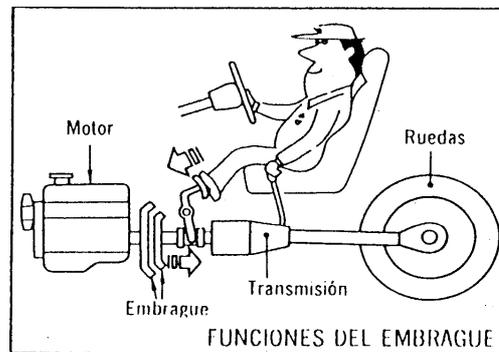


Figura 11.1. Funciones del embrague

Los embragues mecánicos se dividen en dos grandes grupos, a saber:

- **De contacto positivo**
- **De fricción.**

Embragues de Contacto positivo.

Transmite la potencia de la flecha motriz a la impulsada por medio de quijadas o de dientes, figura 11.2. Tienen como desventaja, que no pueden ser acoplados a altas velocidades, ya que el acoplamiento a cualquier velocidad es con choque, y requiere de algún movimiento relativo a fin de acoplarse cuando tanto la flecha motriz como la impulsada están en reposo. Tienen importantes aplicaciones tales como transmisiones de automóviles, máquinas de oficina, prensas y aplicaciones caseras.

Como ejemplo de un embrague de contacto positivo, es el embrague de quijada cuadrada, el cual necesita de algún dispositivo tal como un resorte, o algún dispositivo hidráulico o neumático para conservar las dos mitades en contacto axial. Al hacer un análisis de esfuerzo, las quijadas están sujetas a esfuerzos por aplastamiento y corte. La fuerza que actúa sobre la mordaza que produce estos esfuerzos depende de la potencia y de la velocidad que el embrague transmita.

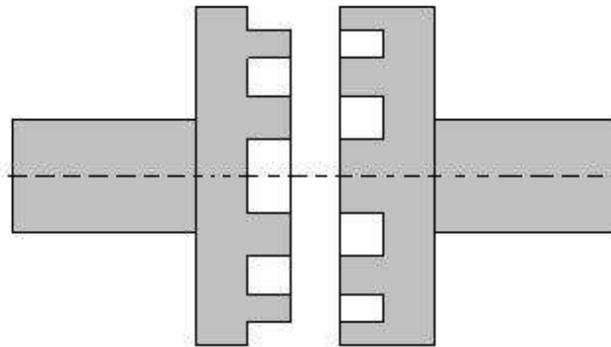


Figura 11.2. Embrague de quijada cuadrada

Embragues de fricción.

Este tipo de embrague es capaz de transmitir el par de la flecha de entrada a la de la salida debido a la fuerza de fricción desarrollada por el contacto de dos platos, discos o conos.

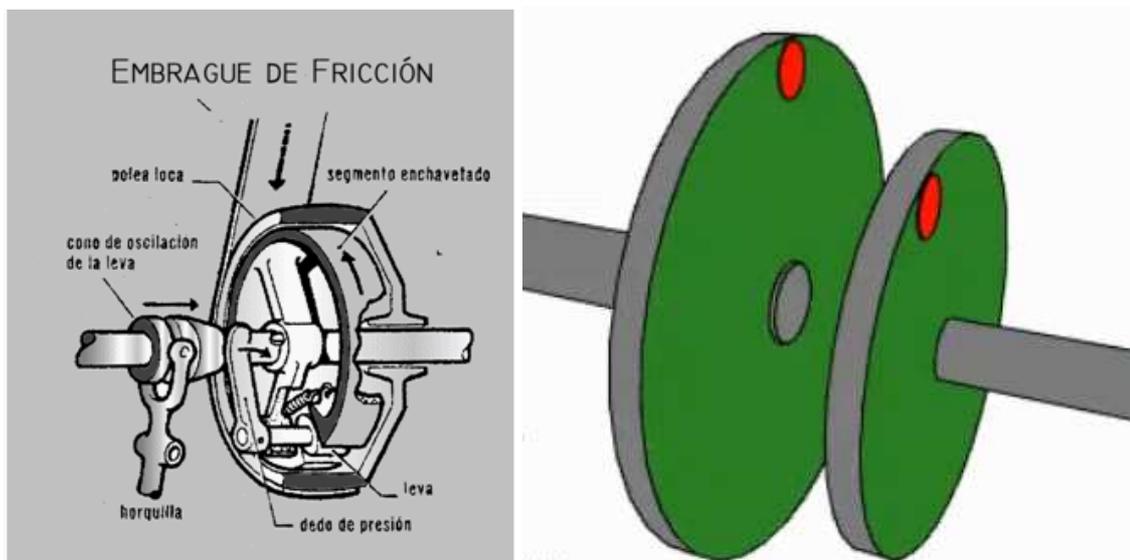


Figura 11.3 Embrague de fricción

Las principales ventajas de los embragues de fricción son que debido a que se puede tener un deslizamiento relativo entre los discos, se puede permitir un pequeño choque durante el acoplamiento, lo que permite utilizarlos en aplicaciones de acoplamiento a altas velocidades.

Las desventajas son que debido al deslizamiento (por lo que no es apropiado para aplicaciones que requieran una transmisión positiva) se tiene un desgaste por lo que se requiere de reposición del material expuesto a la fricción y se desarrolla calor, por lo que se requiere de enfriamiento externo.

11.2. Embragues de discos.

El embrague de disco es también conocido como embrague de plato o axial, éste es capaz de transmitir el par de la flecha de entrada a la de salida debido a la fuerza de fricción desarrollada por el contacto entre los dos platos o discos.

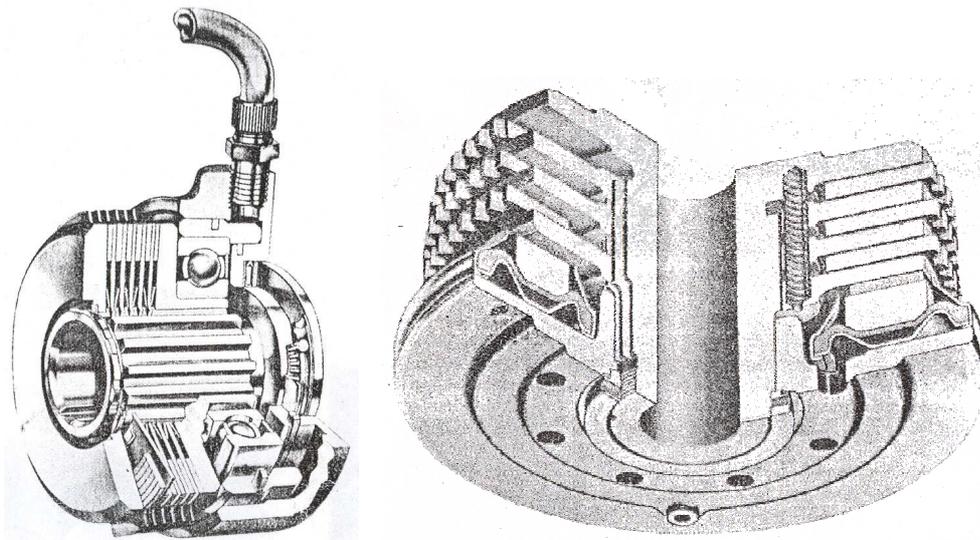


Figura 11.3. Embragues multidisco.

El disco de entrada está libre para moverse axialmente a lo largo de las flechas, pero está fijo a la flecha mediante perno plano o cuña de modo que debe girar con la flecha. El par de torsión que puede transmitirse depende de la fuerza de fricción desarrollada, la cual a su vez depende entre otros factores de la fuerza axial desarrollada entre los discos. La fuerza axial puede aplicarse de diferentes maneras, tales como por medios

mecánicos (levas, resortes, eslabones), presión hidráulica o neumática o por medios electromagnéticos.

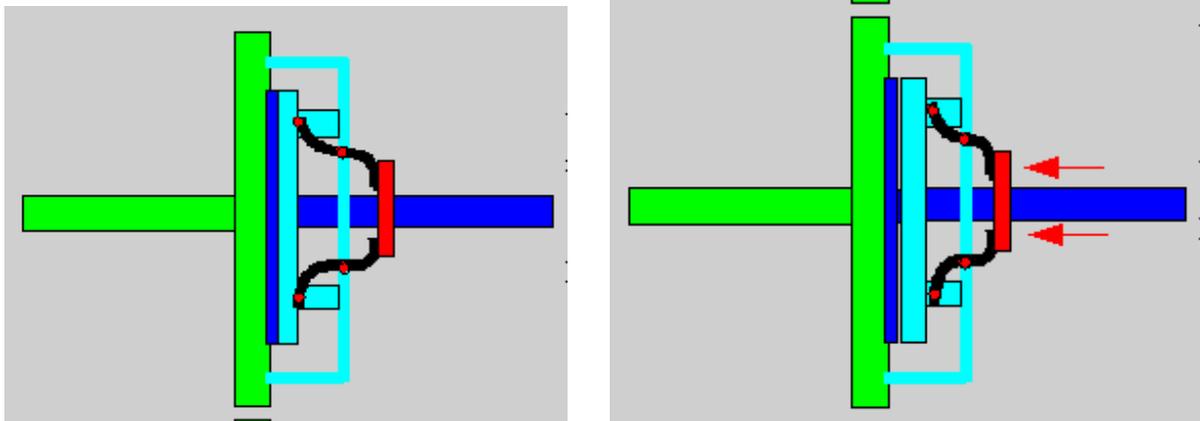


Figura 11.4. Funcionamiento de un embrague monodisco.

Las principales ventajas de los embragues de fricción son que, debido a que se puede tener un deslizamiento relativo entre los discos, se tiene un pequeño choque durante el acoplamiento, lo cual permite utilizarse en aplicaciones de acoplamiento a alta velocidad.

Las desventajas son que debido al deslizamiento (por lo cual no es apropiado para aplicaciones que requieran transmisión positiva), se tiene desgaste (requiere reposición del material expuesto a la fricción) y se desarrolla calor (requiere de enfriamiento externo).

Si los discos o placas usadas en el embrague son relativamente flexibles, será posible obtener una presión uniforme en consideración sobre las superficies de fricción. Por otra parte, si las placas, son congruentemente rígidas, el desgaste de la superficie de fricción es poco más o menos uniforme después de que se ha tenido un desgaste inicial.

11.2.1. Desgaste uniforme.

Puede suponerse razonablemente que el desgaste en un punto particular sobre el embrague es proporcional a la velocidad e intensidad de presión. Esta velocidad es

directamente proporcional al radio. El valor numérico de la presión máxima admisible depende del tipo de material de fricción que vaya a usarse.

Tabla 11.1. Propiedades de los materiales para frenos y embragues.

Material	Temperatura máxima en el tambor F.	Coefficiente de fricción f	Presión máxima admisible lb/ plg ²
Metal sobre metal.	500-600	0.25	200-250
Madera sobre metal.	200	0.2-0.3	50-90
Cuero sobre metal.	150-200	0.3-0.4	15-40
Bloques moldeados.	500-600	0.25-0.5	100-150
Asbestos sobre metal en aceite.	500	0.35-0.45	50-150
Metal sinterizado sobre hierro vaciado en aceite.	450	0.2	400

11.2.2. Presión uniforme

Bajo la suposición de presión uniforme, cada parte de la cara del embrague puede quedar sujeta a la presión máxima admisible. Es lógico que para esta suposición el desgaste no sea uniforme. Procediendo de igual manera la ecuación de la fuerza e impulsión es

$$F_a = \int_{r_i}^{r_o} p_{m\acute{a}x} 2\pi r dr$$

$$= \pi p_{m\acute{a}x} (r_o^2 - r_i^2)$$

Entonces la capacidad de embrague es

$$T = \int_{r_i}^{r_o} r f p_{m\acute{a}x} 2\pi r dr$$

$$= \frac{2}{3} \pi f p_{m\acute{a}x} (r_o^3 - r_i^3)$$

Y la capacidad de par expresada en términos de la fuerza de impulsión es

$$T = \frac{2}{3} fF_a \left(\frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

Los embragues de fricción también se hacen con formas de anillos o tambores. El embrague de discos múltiples puede tener 50 a 60 discos, quedando los discos motrices e impulsados en forma alternada. Un embrague de disco de placa simple, con ambos lados de placa efectiva, va a usarse en un automóvil.



Figura 11.5. Embrague de placa simple de uso automotriz

11.3. Embragues de cono.

Los embragues de cono tienen la ventaja de ser capaces de transmitir un par de torsión mayor que los embragues de disco del mismo diámetro exterior y fuerza impulsora.

La razón de esta mayor capacidad es el aumento del área fraccional y de la acción de cuña que toma lugar. Los embragues de cono tienen su mayor uso en aplicaciones de velocidad periférica relativamente baja.

En el dibujo del diagrama de cuerpo libre se muestra la mitad de un embrague de cono, la fuerza de impulsión F_a , que generalmente es producida por medio de un resorte, debe ser lo suficientemente grande para producir la fuerza normal requerida, así también para vencer la fuerza de fricción fF_n durante el acoplamiento. Al hacer suma de las fuerzas horizontales dará como resultados que la fuerza de impulsión

$$F_a = F_n \sin \alpha + f F_n \cos \alpha \quad \text{O} \quad F_a = F_n (\sin \alpha + f \cos \alpha)$$

Si suponemos que la fuerza de fricción resultante fF_n actúa en el diámetro medio del embargue, podemos obtener la siguiente ecuación del par de fricción o capacidad del par del embrague

$$T = f F_n \frac{d_{av}}{2}$$

Pero

$$d_{av} = r_o + r_i$$

De tal manera

$$T = \frac{f F_n (r_o + r_i)}{2}$$

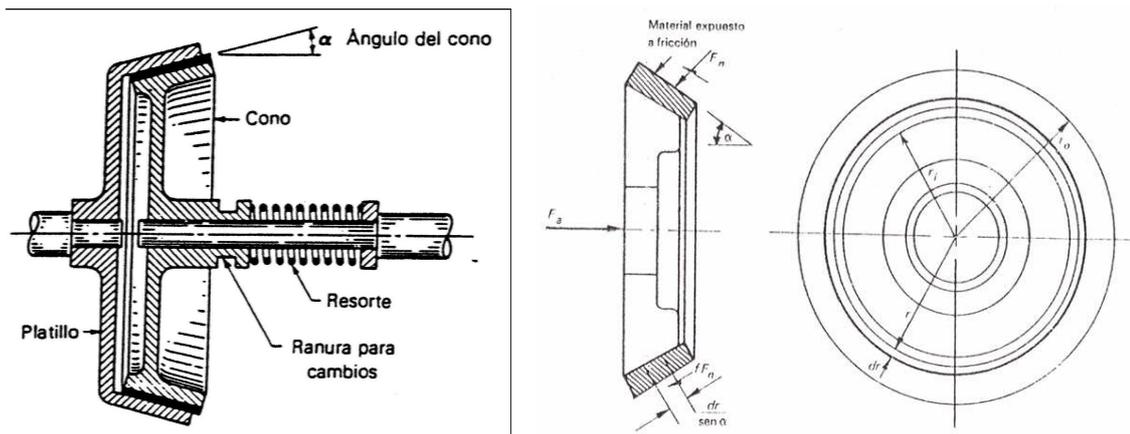


Figura 11.6. Embrague de cono.

11.4. Otros tipos de embragues.

Las funciones realizadas por los embragues mecánicos también pueden ser realizadas por embragues eléctricos, los cuales utilizan campos magnéticos para producir la transmisión del par.

Los embragues eléctricos generalmente se clasifican en las siguientes categorías de dientes estriados, histéresis, partículas magnéticas y de corriente parásita.

Otros tipos generales de embragues son el hidráulico y el neumático, el cual la ventaja es de reducir al mínimo choque y la vibración.

Se tienen muchas aplicaciones tales como en máquinas lavadoras, maquinaria textil, bombas, dispositivos, rotores de helicópteros, etc, para los cuales es deseable tener un acoplamiento automático y suave entre el elemento motriz y el impulsado aun cuando se haya sobrepasado un determinado mínimo de velocidad.

El último tipo de embrague es el de rueda libre. Por lo general este tipo está clasificado en tres categorías, rodillos, separadores y resorte arrollado. Este embrague permite la transmisión del par en una sola dirección y por tanto es útil en aplicaciones tales como mecanismos alimentadores, frenos de bicicleta, embragues de rueda libre para automóviles, etc.

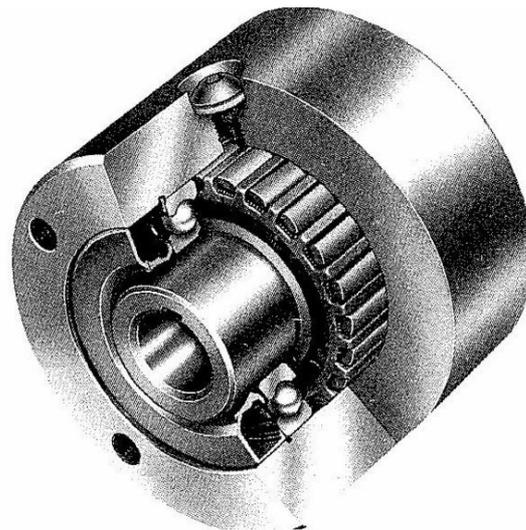


Figura 11.7. Embrague de rueda libre

Para determinar el estudio de embragues, hay que recalcar que a menudo les resulta más económico al diseñador escoger un embrague de los catálogos de fabricantes en lugar de hacer un diseño del mismo o sea, que si el diseñador necesita un embrague capaz de transmitir un par de 5000 lb -pul, existen un número de embragues estándar de los cuales él podrá escoger uno cuyas características de operación sean las mas parecidas a las de su problema particular.

Sin embargo, habrá muchos casos en los que el diseñador deberá verificar las características dadas por el fabricante o cuando su problema sea único de modo que no encuentre solución con productos estándar. Es de esperarse que cuando surjan estas situaciones, el diseñador será capaz de hacer análisis correspondiente para solución de su problema.

11.5 Frenos

Un freno se puede simplemente definir como un elemento de máquina que se usa para controlar el movimiento de un cuerpo en rotación mediante la absorción de energía cinética.

Este es el caso de las aplicaciones comunes donde el cuerpo en rotación está siendo detenido o parado, aunque hay casos, tales como cuerpos que están siendo bajados por montacargas, grúas, etc., donde la energía a absorber es energía potencial. Como ultima clase general, al freno se le usa para conservar a los cuerpos en reposo.

Aunque un requisito importante en la selección de un freno, como lo es también en los embragues, es la capacidad de par, otra condición de vital importancia es la habilidad del freno para absorber y disipar calor.

Esta consideración adicional es necesaria porque los embragues generalmente conectan a dos cuerpos en movimiento mientras que los frenos conectan a un cuerpo en movimiento con otro estacionario. Sin embargo en general los tipos de freno que se analizarán podrán ser usados como embragues con ligeras modificaciones.

11.5.1. Consideraciones de energía y potencia.

Como ya se ha mencionado, la función de un freno es la de absorber energía y disipar el calor resultante. Es muy importante la pregunta referente a cuanto tiempo le lleva al freno la disipación de calor en comparación con la absorción. Otra manera de decir esto es que un freno puede actuar en forma correcta cuando se le usa en intervalos largamente espaciados, pudiera sobrecalentarse cuando se le use siempre.

Muchos de nosotros hemos experimentado lo desagradable que es el oler a quemado un freno sobrecalentado cuando aplicamos el freno para tratar de controlar la velocidad del automóvil cuando se va bajando de una montaña.

Si nos vamos a los extremos, la temperatura del revestimiento del freno pudiera ser lo suficientemente alta para causar la falla completa del freno.

A lo que se quiere llegar es que la velocidad a la cual la energía debe ser absorbida y el calor disipado por el freno es importante en extremo.

Considerando la energía que va a ser absorbida, es lógico que la ecuación de energía dependerá del tipo de movimiento que el cuerpo tiene.

Cuando la temperatura del freno aumenta, su coeficiente de fricción disminuye. Como resultado, el freno se apaga, lo cual significa que su efectividad puede reducirse de manera severa. Sin duda, el diseñador debe evitar el apagado al diseñar el freno para una disipación de calor más efectiva.

11.5.2. Frenos de banda

El freno de banda es quizá el más simple de todos los dispositivos de frenaje. La acción del frenaje se obtiene por la tensión de la banda que se arrolla al tambor la cual puede ser soltada o jalada. Se utiliza la diferencia de tensiones en cada extremo de la banda para determinar la capacidad de par.

La relación entre las tensiones F_1 y F_2 se obtiene exactamente de la misma manera como se hizo para bandas flexibles, con excepción de que no actúa la fuerza centrífuga en la banda. Para no hacer de nuevo dicho análisis simplemente regulamos la relación

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta}$$

Donde

F_1 = fuerza de tensión mayor, lb

F_2 = fuerza de tensión menor, lb

f = coeficiente de fricción

θ = ángulo de contacto entre la banda y el tambor, rad

La relación entre la fuerza F_a y la tensión F_2 en el lado flojo se obtiene dando momentos con respecto al punto O.

$$F_a = F_2 \frac{c}{a}$$

La capacidad de par se obtiene tomando la suma de momentos con respecto al centro de rotación del tambor.

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

Donde r = radio del tambor.

Refiriéndonos de nuevo al análisis de banda, se tiene una ecuación similar para obtener la tensión máxima.

$$F_1 = p_{m\acute{a}x}wr$$

Donde w es el ancho de la banda.

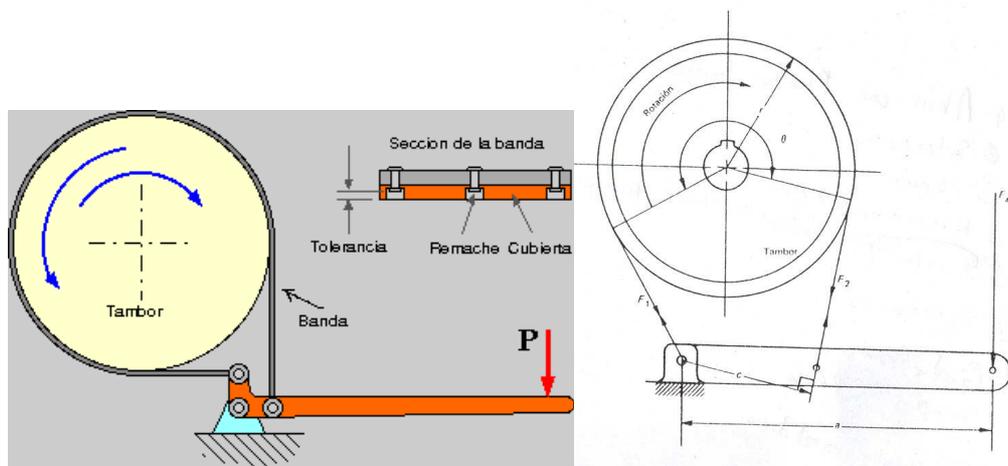


Figura 11.8. Freno de banda

11.5.3. Frenos de banda diferencial.

El freno de banda, es parecido al freno de banda simplemente analizado anteriormente, excepto que la tensión en el lado tirante ayuda a la fuerza de impulsión. A los frenos de este tipo se le llama autoenergizados o de automultiplicación de fuerza y, como se demostrara mas adelante pueden ser autotrabados.

Se pueden aplicar las ecuaciones obtenidas en la sección anterior excepto que la ecuación de la fuerza impulsora, se obtiene tomando momentos con respecto al punto pivote O, de lo cual se obtiene

$$Pa = T_2m_2 - T_1m_1 = T_2(m_2 - m_1e^{\mu\alpha})$$

Analizando la ecuación anterior se deduce que la fuerza impulsora es menor que la que se tendría si T_1 se fijase en el punto O. De hecho si m_1T_1 fuera mayor que m_2T_2 el freno sería automático o autotrabado se usa para una sola dirección de rotación, pudiendo girar libremente en la dirección opuesta.

Por tanto, el freno autotrabado se le usa solo en aquellos casos donde se permita un solo sentido de la dirección del giro.

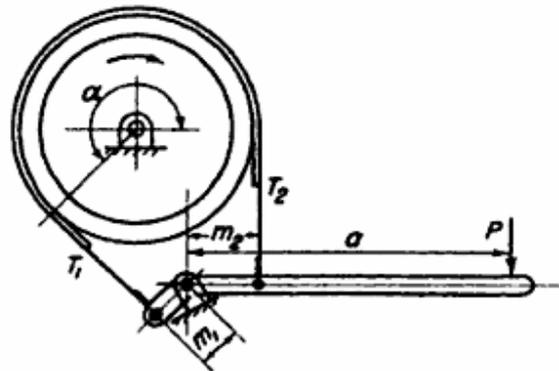


Figura 11.9. Freno de banda diferencial.

11.5.4. Frenos de disco

Los experimentos con los frenos de disco comenzaron en Inglaterra sobre 1890. El primer automóvil con frenos de disco fue patentado por Frederick William Langhester en su fábrica de Birmingham en 1902, aunque tuvo que pasar medio siglo para que esta innovación se utilizara ampliamente. Los primeros diseños de frenos de disco modernos comenzaron en el Reino Unido sobre 1940 y 1950. Ofrecían mucho mejor rendimiento en la frenada que los frenos de tambor: tenían mucha mejor resistencia al sobrecalentamiento (*fading*) y no perdían su eficacia al sumergirlos en agua, importante en los vehículos todo-terreno. Además, son mucho más fiables que los frenos de tambor debido a su simplicidad mecánica, tiene menos piezas y son más sencillos de ajustar.

Inicialmente los frenos de disco fueron introducidos en los vehículos deportivos que demandaban una mayor capacidad de frenada. Algunos estaban colocados dentro del vehículo, junto al diferencial, pero la inmensa mayoría de los actuales se colocan dentro de las ruedas. Los posicionados dentro del vehículo permiten disminuir la masa suspendida y el calor transmitido a las ruedas, importante en la alta competición.



Figura 11.10. Freno de disco automotriz

En la actualidad los frenos de disco han sido introducidos prácticamente en la totalidad de los vehículos, si bien se siguen utilizando los frenos de tambor en el eje trasero en las gamas bajas, como forma de reducir costes y simplificar el funcionamiento del freno de mano. Dado que la mayoría del esfuerzo de frenada se produce en el eje delantero, esta solución ofrece un compromiso razonable entre coste y seguridad.

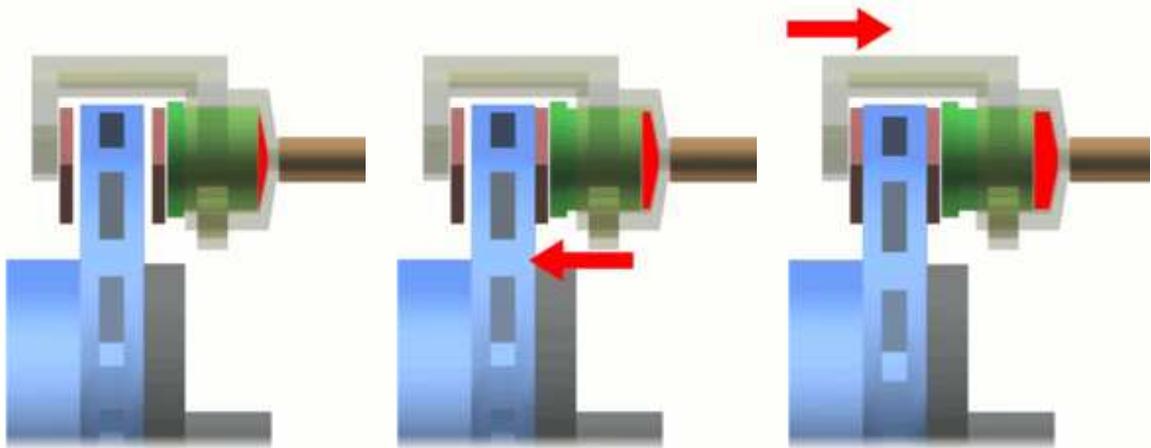


Figura 11.11. El líquido de frenos circula por el circuito hidráulico hasta presionar el pistón y empujar la pastilla contra el disco (azul). La presión contra el disco hace que la pastilla se aleje del pistón, empujando la otra pastilla contra el disco. El rozamiento entre las pastillas y el disco frena la rueda.

11.5.5. Freno de bloque de zapata corta.

Al freno de bloque se le considera de zapata si la distribución de presión es constante a lo largo de la zapata, es decir, si el ángulo de contacto θ es lo bastante pequeño para suponer la distribución uniforme de la presión, la fuerza normal actúa en el centro de la zapata. Con la distribución uniforme de la presión, la fuerza resultante normal actúa en el centro de la zapata. La fuerza normal puede obtenerse a partir de la ecuación:

$$F_n = p_{\max} r O w$$

La capacidad de par de freno está dada por

$$T = f F_n r$$

Haciendo la suma de momentos con respecto al punto pivote O, obtendremos la ecuación para calcular la fuerza impulsora.

$$\sum M_o = F_a a - F_n d + f F_n C$$

$$F_a = \frac{F_n}{a} (d - fc)$$

Donde F_a es la fuerza impulsora en libras, y d es la distancia mostrada.

Por sumas de fuerzas horizontales y verticales podemos obtener las componentes de la reacción del punto en O.

$$R_X = f F_n$$

$$R_Y = F_n - F_a$$

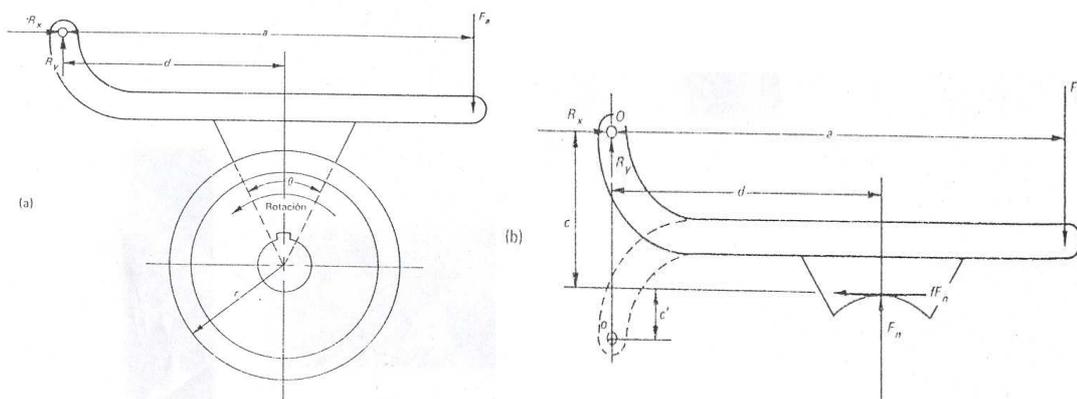


Figura 11.12. Freno de bloque de zapata corta

El freno como esta dibujado es autoenergizado porque la fuerza de fricción ayuda al fuerza impulsora (reduce el valor de la fuerza impulsora necesaria para un par de frenaje dado). Resulta obvio que si $d = fc$, no se necesita de fuerza impulsora y si $d < fc$, la fuerza impulsora F_a es negativa, lo cual indica que el freno es autoenergizado y que se requerirá de una fuerza para desconectar el freno una vez que este ha sido conectado.

El efecto autoenergizado es útil, pero en general el efecto de auto trabado es indeseable. El procedimiento usual para diseñar el freno es que d sea al menos 25 o 50

% mayor que f_c . Con esto se asegurara un uso adecuado del efecto de autoenergizado mientras que previene el autotrabado.

11.5.6. Freno de bloque de zapata externa larga.

Debido a que la mayor parte de los frenos de zapata tienen ángulos de contacto de 90° o más, es lógico que se requiera de un análisis más exacto. La zapata no es rígida, se deformará, y este efecto sumado al de la carga aplicada será lo que probablemente cause que la distribución de la presión sea diferente a la opuesta.

Se representa un freno de zapata externa larga en contacto con el tambor.

La presión en un ángulo arbitrario θ es proporcional a $c \sin \theta$, pero ya que c es una constante, la presión varía directamente con $\sin \theta$, esto en forma de ecuación queda

$$p = k \sin \theta$$

donde k es una constante de proporcionalidad, y p es la presión a un ángulo arbitrario θ , si p_{\max} es la presión máxima admisible determinada por las propiedades del material del revestimiento del freno, entonces

$$k = \frac{p}{\sin \theta} = \frac{P_{\max}}{\sin \theta_{\max}}$$

$$p = \frac{P_{\max}}{\sin \theta_{\max}} \sin \theta$$

Esta ecuación da la distribución de la presión para ángulo particular θ . Obviamente para valores pequeños de θ la presión desarrollada será muy pequeña y por tanto, el freno por lo general se diseña para $\theta_1 \geq 10^\circ$. La presión máxima se obtiene para $\theta = 90^\circ$ y si θ_2 es mayor, disminuye la magnitud de la presión. Como resultado de lo anterior se pagara muy poca capacidad de frenaje cuando θ_2 sea mucho mayor a 120°

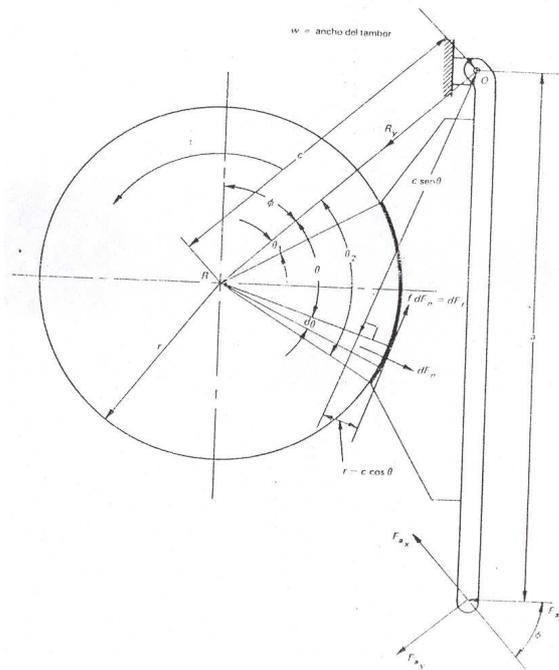


Figura 11.13. Freno de zapata externa larga

11.5.7. Frenos de zapata larga interna.

La fuerza de impulsión para el tambor girando en sentido contrario a las manecillas del reloj esta dado por

$$F_a = \frac{M_{Fn} - M_{Ff}}{a}$$

Si la dirección de la rotación cambia, la ecuación es

$$F_a = \frac{M_{Fn} + M_{Fn}}{a}$$

Como se menciona anteriormente, el ángulo de contacto de las zapatas de tambor no son mayores a 120° . Como consecuencia de esto la mayor parte de los frenos internos son del tipo de zapata doble.

Cuando los pivotes están localizados en ambas zapatas están autoenergizadas, pero ninguna lo estará cuando cambia la dirección de la rotación tambor.

Un tipo de freno que es muy usado en aplicaciones automotrices es el freno de zapata larga interna. Los frenos de los automóviles son con ambas zapatas autoenergizadas resultando con ello que la habilidad de frenaje de reversa es mucho menor que cuando el movimiento es hacia delante.

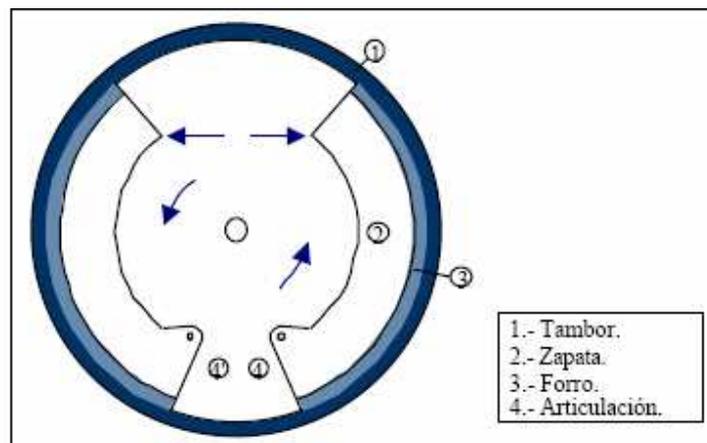


Figura 11.14. Esquema básico de un freno de doble zapata interna

11.6. Materiales para frenos.

Los materiales usados en la fabricación de los frenos caen en dos clasificaciones generales, los usados para los tambores y los usados para los revestimientos.

Generalmente, los tambores son de hierro vaciado con algunos materiales de aleación agregados. Los materiales más caros tales como el acero inoxidable, aluminio, monel, etc., se utiliza cuando la conducción de calor es un factor importante.

Los revestimientos para los frenos por lo común se hacen de asbestos y aglomerantes. Muchos revestimientos en base de asbestos son moldeados, aunque hay algunas aplicaciones especiales de revestimientos tejidos. Los revestimientos de este tipo normalmente se utilizan cuando la temperatura exceda a 400 a 750° F se utilizan revestimientos de metal sinterizado. Si los límites de temperatura están entre 750 a 1000° F se usan revestimientos de metal sintetizado al cual se le agregan partículas de cerámica es alto, pueden tolerarse temperaturas de operación hasta de 1800° F.

Los revestimientos sinterizados tienen la ventaja de tener alta conductividad térmica, larga vida y características de fricción muy estable. Las desventajas es que son relativamente caros, tienen un bajo coeficiente de fricción y deben fabricarse perfilados debido a su rigidez.

La mayor parte de los revestimientos son fijados a los tambores ya sea con remaches o pegados. Aunque con el remachado se tiene la ventaja del bajo costo y su instalación es relativamente fácil y sencilla, tiene la desventaja de que el espesor del revestimiento depende de la altura de la cabeza embutida del remache.

11.7. Frenos eléctricos.

El freno eléctrico es muy similar a un electroimán porque tiene dos partes básicas, el magneto y la armadura. Cuando se aplica potencia, el magneto atrae a la armadura. El magneto hace contacto con el material de fricción, eliminando así el deslizamiento entre las partes acopladas. Las dos partes móviles se pueden acoplar o desacoplar poniendo o interrumpiendo el contacto eléctrico.

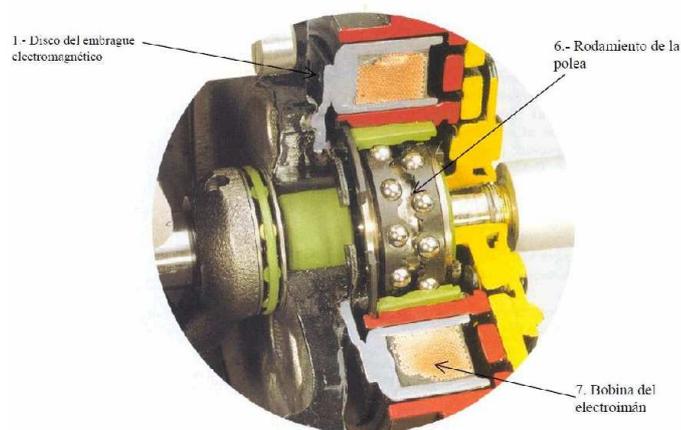


Figura 11.15. Elementos de un freno eléctrico

11.8. Actuación del freno.

Uno de los problemas importantes que deben interesar a los diseñadores de frenos es el método mediante el cual el freno es activado. Los frenos mecánicos son activados en forma mecánica, neumática, hidráulica o eléctrica.

La activación mecánica se usa para aplicaciones de bajo par y baja velocidad tales como en monopatines, transportadores, carros de golf, tractores de jardín, minibicicletas, etc. La mayor parte de los frenos son activados en forma neumática, hidráulica o por una combinación de ambos.

Los frenos activados eléctricamente son de dos tipos principales. Uno depende de la fricción que se tiene entre el magneto y la armadura giratoria atraída. El otro tipo de freno es un conjunto-resorte que es desenganchado por medios magnéticos. La ventaja del segundo tipo es que es independiente de la potencia. Es decir, en caso de que la potencia falle, el freno seguirá en operación hasta que la potencia sea restaurada para desengancharlo. El primer tipo no parará si hay pérdida de potencia.

11.9. Consideraciones de diseño.

Los frenos y embragues se obtienen en unidades comerciales. En general, al menos que se requiera una gran cantidad de unidades, es más económico usar unidades comerciales.

Deben considerarse todos los factores tales como el área del revestimiento necesaria, método de activación, espacio disponible, las características del material expuesto a la fricción, efecto de la fuerza de activación sobre la estructura que soporta al elemento, características de la máquina de las cuales el elemento forma parte y condiciones ambientales a las cuales trabaja la máquina. El resultado usual es un compromiso de todos estos factores así como el asegurar un producto competitivo económicamente.

BIBLIOGRAFÍA

1.- Diseño en Ingeniería Mecánica

**J.E. Shigley y C.R. Mischke,
McGraw Hill 2002**

2.- Elementos de Máquinas

**B.J. Hamrock, B. Jacobson y S.R. Schmid,
McGraw Hill 2000**

3.- Diseño de maquinaria

**R.L. Norton,
McGraw Hill. 2000**

4.- Tablas y gráficos para diseño de elementos de maquinas

**Felipe Díaz de Castillo Rodríguez.
FES-C**

5.- Diseño de elementos de maquinas

**Robert Mott
Prentice Hall**

6.- Diseño de Elementos de Maquinas

**Guillermo Aguirre Esponda.
Trillas.México.**

7.- Diseño de Máquinas, teoría y práctica

**Aaron D.Deutschman, Walter J. Michels
Ed. CECSA. Séptima reimpresión México, 1996**

8.- <http://www.zakgear.com/>