

2ej

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE INGENIERIA

ENSAYOS DE FATIGA EN TORNILLOS  
Y PROPUESTA DE DISEÑO DE UN  
EQUIPO PARA REALIZAR DICHS ENSAYOS

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :

RICARDO JESUS PEÑA PLASCENCIA

ENRIQUE HERNANDEZ DIAZ

DIR. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

1987



Universidad Nacional  
Autónoma de México

UNAM



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## Tabla de Contenido

I.	INTRODUCCION	1
II.	FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS	5
	II.1 MECANISMO DE LA FATIGA	5
	II.2 DETERMINACION DEL LIMITE DE FATIGA	7
	II.3 DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER	8
	II.4 LIMITE DE FATIGA DE LOS ACEROS	9
	II.5 INFLUENCIA DE TEMPERATURA Y MEDIO	12
	II.6 EFECTOS DE FRECUENCIA DE CARGA	16
	II.7 TIPOS DE CARGAS	17
	II.8 CONCENTRADORES DE ESFUERZO	19
	II.9 COEFICIENTES DE CONCENTRACION	21
	II.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL	22
	II.11 ACABADOS SUPERFICIALES	33
III.	UNIONES ATORNILLADAS	36
	III.1 DEFINICIONES IMPORTANTES EN TORNILLOS	37
	III.2 TIPOS DE ROSCAS	40
	III.3 AJUSTES Y TOLERANCIAS	43
	III.4 FORMA DE LA CUERDA Y APLICACIONES	44
	III.5 TIPOS DE TORNILLOS	52
	III.6 MATERIALES EN LAS ROSCAS	64
IV.	CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE FATIGA	66
	IV.1 ENSAYOS EN TORNILLOS	67
V.	EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA	72
	V.1. DESCRIPCION DE EQUIPOS	73
	V.2. PROPUESTA DE DISEÑO DE UN EQUIPO	78

## 1. INTRODUCCION

Uno de los grandes problemas en el diseño de máquinas y de elementos de éstas han sido las fallas por fatiga. El fenómeno de la fatiga es uno de los factores que influyen en la vida útil de un elemento en una máquina, por lo tanto este fenómeno se puede explicar en la experiencia de aplicar una carga variable gran número de veces a un elemento mecánico (tornillos, flechas, etc.); éste se rompe bruscamente y sin que ninguna deformación permanente anuncie su rotura, mientras que las mismas piezas, sometidas a un esfuerzo constante de mayor magnitud pero aplicado de manera continua, resisten perfectamente. Por lo tanto el aplicar los esfuerzos en forma variable y no tomar en consideración la fatiga puede resultar muy peligroso.

En una escala macroscópica, la superficie de fatiga es

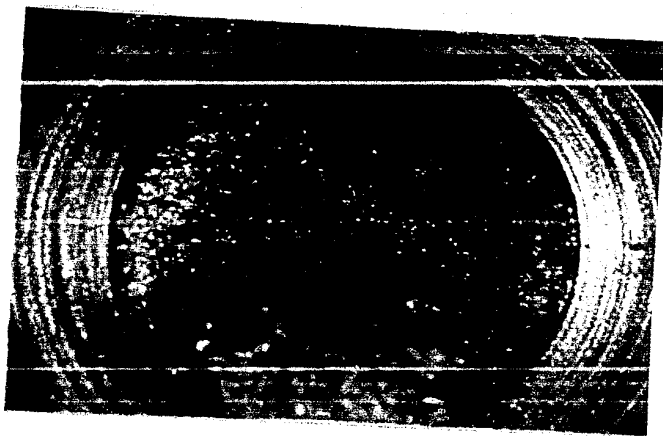
comunmente normal a la dirección principal del esfuerzo de tensión, una falla por fatiga puede reconocerse por la apariencia de la superficie, la cual muestra una región lisa o tersa debida a la acción de fricción entre las paredes de la grieta, y una región rugosa donde el miembro falló de una manera dúctil cuando la sección transversal no fué lo suficientemente grande para soportar la carga.

Frecuentemente el progreso de la fractura se indica por una serie de 'manchales' o 'marcas de playa' progresando desde el interior de un punto de inicio de la falla (fig. 1); también se ilustra otra característica de la fatiga, ésto es, que la falla ocurre en un punto de concentración de esfuerzos tales como: filos, cambios bruscos de sección o concentración de esfuerzos con inclusiones. Existen factores básicos necesarios para causar falla por fatiga, tales como: esfuerzos máximos de tensión de un valor suficientemente grande, variaciones o fluctuaciones bastante grandes en los esfuerzos aplicados, y/o un número suficientemente grande de ciclos de los esfuerzos aplicados.

Los estudios de los cambios básicos de estructura que ocurren cuando un metal es sujeto a esfuerzos cíclicos, han convenido en dividir en etapas el esfuerzo de fatiga las cuales comprenden desde el inicio de la grieta, que es seguida del crecimiento de ésta a través de bandas de deslizamiento sobre planos de gran esfuerzo cortante, desarrollandose en seguida la grieta sobre planos de esfuerzo de tensión, para llegar por último a la falla

dúctil que ocurre cuando la grieta es suficientemente extensa tal que la restante sección transversal no puede soportar la carga aplicada. Existen otros factores que influyen para que la fatiga se produzca, como son: la concentración de esfuerzos, los tratamientos térmicos inadecuados, los cambios bruscos de sección, el acabado superficial, el tipo de material utilizado, los esfuerzos residuales, esfuerzos combinados y estructura metalúrgica.

Por todo lo anterior tiene gran importancia el estudio de la fatiga en las "Uniones Atornilladas", pues éstas pueden estar en ocasiones sometidas a esfuerzos variables que conjuntamente con los concentradores de esfuerzo, el proceso de fabricación, los acabados en la superficie de los tornillos y pernos, los tratamientos térmicos que se les den, facilitan el proceso de fatiga. Existen también otros esfuerzos en los tornillos independientes de los esfuerzos variables como son entre otros: el par inicial de apriete, movimientos vibratorios etc. La concentración de esfuerzos es sumamente importante ya que éstos se presentan siempre en el roscado de los pernos y tornillos así como en la base de la cabeza de éstos. Visto lo anterior y porque existe poca información sobre fatiga en uniones atornilladas, nos motivó a emprender una investigación al respecto, y así proponer el diseño de una máquina que efectúe ensayos en este tipo de uniones.



**FIG.1**

## 11. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

### II.1 MECANISMO DE LA FATIGA

A escala macroscópica la falla por fatiga comienza en un punto cualquiera, en forma de una minúscula grieta que se extiende gradualmente con las repeticiones de un esfuerzo excesivo, hasta que el área resistente llega a ser tan pequeña que se produce súbitamente la fractura completa, sin otro indicio y quizás aún ahora con una pequeña carga aplicada. La fractura en materiales muy dúctiles se produce sin acción plástica importante, de aquí que a estas fracturas se les denomina ordinariamente frágiles o roturas frágiles (lo cual podemos considerar incorrecto). La



## 11.1 MECANISMO DE LA FATIGA

---

superficie repetidamente fracturada tiene una apariencia cristalina lustrosa. Puesto que las fallas por fatiga son también consecuencia de la extensión de una grieta, se les denomina más propiamente fracturas progresivas.

En otras palabras la rotura por fatiga comienza en puntos arbitrarios, como zonas de maclaje, inclusiones, penetración de óxidos en los contornos de los granos de dicha estructura, todos los cuales contribuyen a que se inicien dichas fallas. El deslizamiento de los cristales, continúa con la reiteración de los esfuerzos hasta que se producen grietas visibles.

Aunque la cortadura produzca el deslizamiento cristalino, la grieta se extiende en la dirección de un plano sometido a un esfuerzo de tracción. 'Almen' presenta casos ilustrados de grietas que tienen la misma dirección de un plano en que hay compresión debida a una carga externa, pero el agrietamiento se atribuye al esfuerzo residual de tracción conocido que existe. A causa de que las grietas estaban sometidas a compresión por la carga externa, no se propagaron más hasta la rotura. Por otra parte una vez que existe una grieta en un plano sometido a tracción, la alta concentración de esfuerzos en los extremos de la grieta favorece su rápida extensión. La grieta debida a una carga que produce un esfuerzo cortante primario tiende a seguir el plano de tracción principal. La grieta debida a un fallo por fatiga bajo esfuerzo de compresión repetido,

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

sigue aproximadamente la dirección del máximo esfuerzo cortante. Para entender la particularidad de la falla por fatiga sería conveniente compararla con la rotura por escurrimiento plástico que se deriva de un deterioro y movimiento en los contornos de los granos.

En las piezas de máquinas el agrietamiento suele comenzar en una discontinuidad, una superficie cóncava de enlace o transición, una raya o marca de herramienta, una inclusión o agujero en el interior de la pieza, un chavetero o ranura de chaveta etc., ya que éstas discontinuidades tienen por efecto aumentar localmente el esfuerzo (en la proximidad de la discontinuidad).

La rotura por fatiga en una probeta de viga giratoria, lisa y pulida sin efectos internos, comienza en la superficie exterior no solo porque el máximo esfuerzo está ahí, sino que los cristales de la superficie al no estar reforzados por otros cristales están más expuestos estadísticamente a ser los primeros a estar sometidos a deslizamiento o cortadura.

### II.2 DETERMINACION DEL LIMITE DE FATIGA

La resistencia a la fatiga se caracteriza por el **LIMITE DE FATIGA**, es decir, por la mayor tensión cíclica que puede soportar el metal sin sufrir falla.

El límite de fatiga de la probeta de acero se

### 11.3 DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER

---

determina en base a cinco millones de ciclos, y en las probetas de aleaciones coladas ligeras en base a veinte millones de ciclos.

Para la determinación del límite de fatiga se prueban no menos de seis probetas. La primera probeta se experimenta a una tensión determinada, que para el acero es igual al 60%. Con esto se determina el número de ciclos "N" que ocasiona la destrucción de la probeta. Para la segunda y las siguientes, se aplica la tensión disminuyéndola o aumentándola en 20 o 40 N/m<sup>2</sup> ó (.02 ó 0.04 Kg/mm<sup>2</sup>).

### II.3 DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER

Los resultados de los ensayos de fatiga, se llavan a una gráfica que por comodidad se representa en papel logarítmico o semilogarítmico y cuyas coordenadas son el esfuerzo aplicado y el número de ciclos, dando como resultado una curva que presenta una línea recta inclinada mientras que no se alcanza el límite de fatiga, y otra parte horizontal cuando se alcanza dicho límite, considerándosele a esta última como el límite de fatiga, y corresponde a la tensión máxima que no ocasiona la destrucción de la probeta a un número indefinido de variaciones de la carga. Se distingue también en esta línea un punto anguloso que en los

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

aceros corresponde de 1 a 5 millones de ciclos (fig. 2.1).

Así pues el plano gráfico queda dividido en dos regiones: una región superior correspondiente a condiciones para las cuales las probetas no hubieran podido resistir sin romperse, y otra región inferior en que las probetas no rompen.

### II.4 LIMITE DE FATIGA DE LOS ACEROS

En los aceros al carbono el límite de fatiga es preciso y se puede determinar cuando "N" tiene un valor de  $10^6$  y  $10^7$  ciclos; como se puede observar en la (fig.2.1).

Con los aceros aleados el límite de fatiga no es tan preciso y puede ser necesario continuar los ensayos de fatiga a un mayor número de ciclos. En metales no ferrosos por ejemplo en aleaciones de aluminio de alta resistencia, el punto anguloso no aparece y la forma de la curva de fatiga es continuamente descendente y no toma un carácter asintótico ni aún para 100 millones de ciclos (fig. 2.2).

Cualesquiera que sean los metales ensayados, es indispensable proseguir la experimentación hasta el límite convencional elegido, pues las curvas pueden cortarse en las partes inclinadas.

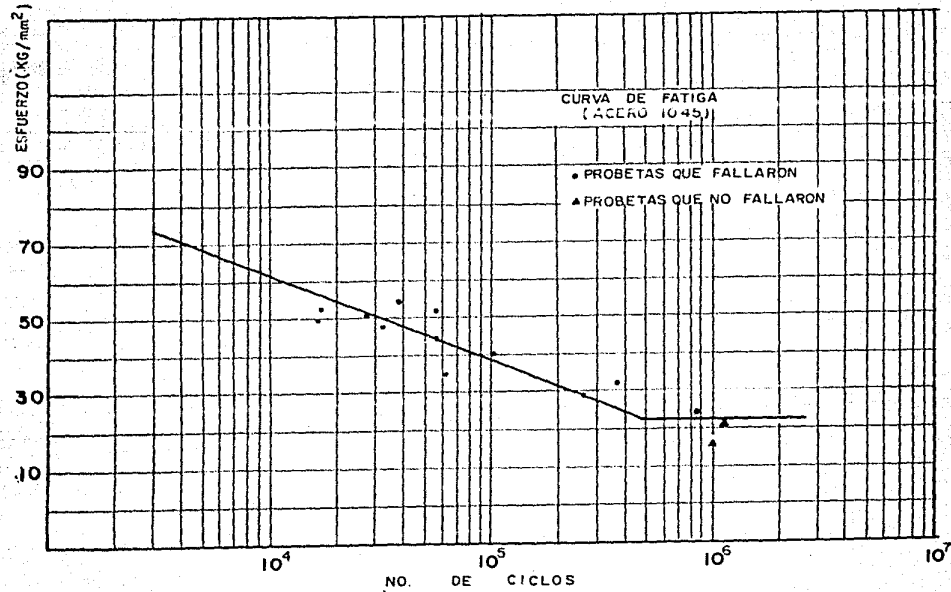
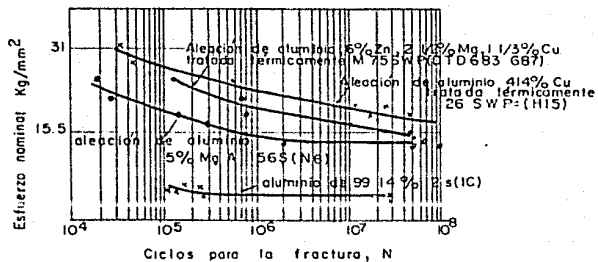
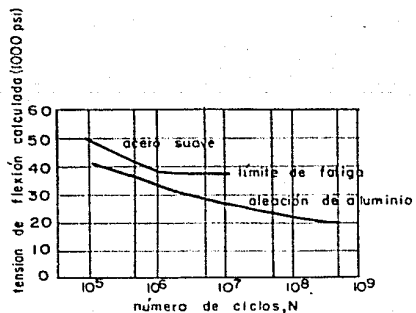


FIG. 21 CURVA DE FATIGA

FIG. 2.2



Curvas S-N, para aleaciones de aluminio



Curvas típicas de fatiga (curvas de Wahler) de metales ferreos y no ferreos.

## II.5 INFLUENCIA DE TEMPERATURA Y MEDIO

---

### II.5 INFLUENCIA DE TEMPERATURA Y MEDIO

Si un elemento de máquina (sean tornillos, engranes, bielas, etc.), están sometidos a cambios de temperatura, se dilatan o se contraen una cierta magnitud. esa magnitud está definida por un coeficiente de dilatación, el cual varía con la temperatura. Si se calienta un cuerpo no sometido a esfuerzos, de modo que las temperaturas sean diferentes en las distintas partes, habrá gradientes de esfuerzo térmico (así como gradientes de temperatura), que en muchos casos conducen a roturas o fallas de los elementos en servicio. Si se restringe a un cuerpo para que no se deforme, aún cuando su temperatura sea uniforme, estará sometido a un esfuerzo proporcional a la restricción, la cual es la diferencia entre la dimensión no restringida si el cuerpo estubiese libre y la misma dimensión restringida por estar retenido el cuerpo en cuestión. Por lo tanto se debe evitar la restricción de los elementos en máquinas que tengan que trabajar en condiciones de cambio de temperatura y sufran variación en sus dimensiones.

En los tornillos que trabajan en éstas condiciones, éste fenómeno de restricción se resuelve dando al tornillo una tolerancia de tipo 2A ó 2B.

En la mayor parte de los metales, la falla por fatiga puede tener lugar a cualquier temperatura, por debajo de la de fusión. La resistencia a la fatiga de las piezas, tanto

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

lisas como con entalla, aumenta al disminuir la temperatura, debido que se ha asociado con la fatiga, la formación y condensación de vacantes. A temperaturas bajas, el tamaño de grano fino es benéfico para la resistencia a la fatiga.

En la tabla ( 2.1) que se muestra en el anexo se observan algunos resultados obtenidos en ensayos de fatiga a temperaturas bajas, se observa que la resistencia en general es más elevada a 40 y 78 °C que a la temperatura ambiente y apreciablemente más elevada de 186 a 196 °C, por lo tanto el aumento de la resistencia a la fatiga con disminución de la temperatura es mucho mayor para los materiales blandos que para los duros y en menor proporción los aceros suaves. Nos muestra también ésta tabla los resultados en probetas con entalla que presentan una disminución del aumento de la resistencia de la fatiga a temperaturas bajas, esto se debe a que los metales son normalmente más sensibles a las entallas a temperaturas bajas.

Se ha reportado que el límite de fatiga para ciertos aceros es más elevado entre 300 y 350 °C que a la temperatura ordinaria y disminuye para temperaturas superiores de 350 °C. Hempel y Krug llegaron a esta conclusión para un acero cromo-molibdeno, y han representado las variaciones del límite de fatiga, límite elástico, resistencia a la fluencia y resistencia a la tracción, con la temperatura hasta 500 °C. En la figura (2.3) puede verse que el máximo de la resistencia a la fatiga y



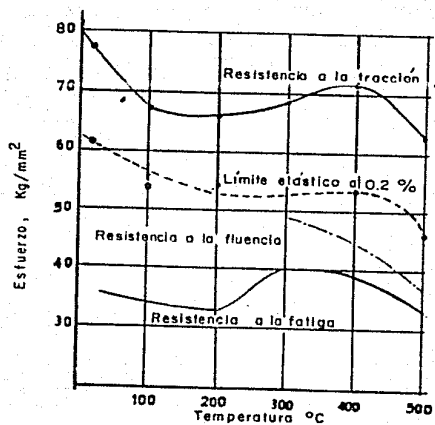


FIG. 2.3 Resistencia a la tracción, a la fluencia y a la fatiga de tracción alternada de un acero Cr-Mn. (Hempel y Krug)

Acero al Cr-Mn: C=0.13%; Si=0.57%; Cr=0.74%  
 Mn=0.67%; Ni=0.18%; S=0.014%  
 P=0.007%

Templado en aceite a  $920^{\circ}\text{C}$  revenido a  $550^{\circ}\text{C}$ .

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

fluencia, aparece a los 300 °C, mientras que el máximo de la resistencia a la tracción y límite elástico tiene lugar hacia los 400 °C.

Las fallas presentadas por fatiga en servicio a temperaturas elevadas y que son provocadas por esfuerzos repetidos inducidos térmicamente, son un problema serio, por ejemplo; en las turbinas de gas, en donde tienen lugar variaciones rápidas de temperatura en los álabes.

La fatiga tiene lugar, en la formación de una red de grietas finas sobre la superficie del metal, como resultado de las contracciones y expansiones, cuando el equipo se pone en funcionamiento.

El factor MEDIO AMBIENTE reduce la vida de una pieza, debido a un efecto combinado de un esfuerzo cíclico y de la corrosión simultánea en un agente tan suave como el agua pura, esta puede reducir la resistencia a la fatiga de un metal, hasta un valor inferior a la mitad del valor obtenido en un ensayo de fatiga realizado en el aire. Los metales resistentes a la corrosión parecen tener un mejor comportamiento a la fatiga-corrosión.

Las fallas por fatiga-corrosión pueden tener lugar en los ejes de las hélices marinas, de tubos de calderas, en los componentes de turbinas y bombas y en las líneas que transportan líquidos entre los más importantes.

## II.5 EFECTOS DE FRECUENCIA DE CARGA

---

## II.6 EFECTOS DE FRECUENCIA DE CARGA

En los fenómenos de fatiga, cuando se realiza una variación del esfuerzo, se inducen también variaciones periódicas de la deformación. La frecuencia de aplicación de las cargas visto de esta manera juegan papel importante en los ensayos de fatiga y desde luego en las piezas de trabajo normal. Cuando la frecuencia con que varían las cargas es elevado, el efecto de histéresis mecánica provoca un desprendimiento de calor, el cuál puede acelerar la rotura de las piezas por fatiga. La tabla (2.2) del anexo, nos muestra la influencia de la frecuencia de aplicación de las cargas a 3000, 8000, 11000 y 15000 r.p.m., para un acero cromo-niquel recocido y para flexión rotativa. En ella se observa que para esfuerzos elevados (38.5, 39.3 Kg/mm<sup>2</sup>), el número de ciclos que provocan la rotura disminuye cuando la velocidad pasa de 3000 a 8000 r.p.m.

Para esfuerzos cercanos al límite de fatiga, la frecuencia de aplicación de las cargas no muestra efecto tan marcado, pudiendose admitir altas velocidades (del orden de 11000 a 15000 r.p.m.) y resistir grandes números de ciclos antes de romperse, o definitivamente no romper.

### II.7 TIPOS DE CARGAS

Las fallas por fatiga son los tipos mas comunes de fractura en los elementos de máquinas y constituyen el 90% de todas las fallas posibles en una máquina. Como anteriormente se mencionó las fracturas se desarrollan después de un gran número de aplicaciones de carga, generalmente a un nivel de esfuerzos inferior a la resistencia de cedencia del material. Los esfuerzos por fatiga se desarrollan principalmente en tres formas como muestra la fig. (2.4). El primer diagrama fig. (2.4a), revela el patrón de esfuerzo bajo la aplicación de una carga invertida (esfuerzo invertido), típica de una flecha que gira bajo la aplicación de una carga de flexión, donde se alternan los esfuerzos de tensión, de compresión o cortante en la misma magnitud.

El segundo diagrama fig. (2.4b), ejemplifica la variación de esfuerzos bajo la aplicación de una carga unidireccional (esfuerzo repetido), donde la carga varía desde cero hasta un máximo ya sea en tensión, compresión o corte, típica de un punzón o de los dientes de un engrane.

En el tercer caso fig. (2.4c) el diagrama muestra la condición bajo la aplicación de una carga unidireccional con una precarga, el esfuerzo varía desde un mínimo hasta un máximo sin alcanzar el cero, como en los pernos de cabeza cilíndrica y en los pernos de una biela (tornillos).

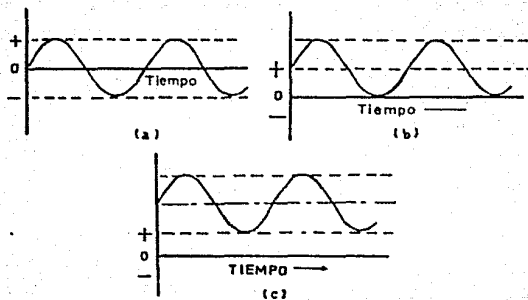


FIG. 2.4 Condiciones básicas de fatiga por esfuerzo a) reversible, b) esfuerzo unidireccional, c) esfuerzo unidireccional con una precarga.

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

### II.8 CONCENTRADORES DE ESFUERZO

Cualquier discontinuidad o cambio de sección, tal como rayas, agujeros, entallas, curvas, cambios de sección o ranuras provocan un aumento de esfuerzo (concentradores de esfuerzo).

En algunos casos la magnitud de estos concentradores pueden calcularse por métodos o teorías de la elasticidad pero para situaciones difíciles, pueden utilizarse diversas técnicas experimentales. Un ejemplo de éstas últimas lo constituye el método fotoelástico en el que se utilizan modelos transparentes de varios plásticos. En estos materiales, una luz monocromática que atraviesa el modelo cargado, revela líneas de fuerza que aparecen como líneas negras y blancas fig. (2.5). Las líneas oscuras se llaman franjas y el número de estas determina la magnitud del esfuerzo en un punto.

Los concentradores de esfuerzo incluyen los agujeros, muescas, entallas, huellas o marcas de herramienta, chaveteros, soldaduras, apoyos de cubos de ruedas, o platos de acoplamiento, calados a presión (que equivalen a cambios bruscos de sección), huellas de arranque o apriete, grietas de temple, sopladuras e inclusiones en las piezas fundidas,

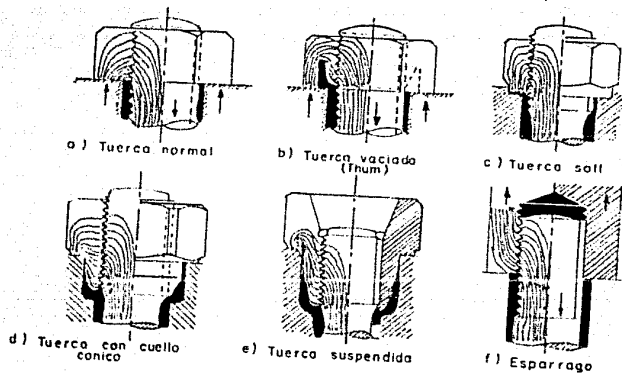


FIG. 2.5—Lineas de fuerza para diferentes tipos de tuercas y para un esparrago.

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

pequeños radios de curvatura de enlace, puntos de terminación de filetes de rosca etc.

### II.9 COEFICIENTES DE CONCENTRACION

El grado de concentración de esfuerzos se suele indicar por un coeficiente. Si éstos se obtienen por métodos teóricos o fotoelásticos se les llama coeficientes teóricos de concentración de esfuerzos  $K_t$ , que es la razón del esfuerzo local máximo teórico dividido por un esfuerzo nominal calculado  $S_n$ . Como los cambios de sección y las discontinuidades se pueden producir, en general, de diferentes maneras no siempre es posible hallar un coeficiente de concentración de esfuerzos que sea aplicable al caso objeto del proyecto.

Así pues es esencial poner en juego las facultades y buen juicio al mismo tiempo que se efectúan los cálculos. También suele ser necesario proceder a la experimentación del proyecto con la determinación experimental de esfuerzos, ya sea en el modelo real o en los prototipos.

Las figuras y las tablas que se tengan a disposición son buena selección de los datos disponibles en la elección del valor  $K_t$ , hay que consignar siempre el método de cálculo del esfuerzo nominal  $S_n$ . También hay que observar que  $K_t$  depende de la clase de carga, no es la misma para torsión que para flexión.



## 11.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

---

### SENSIBILIDAD EN LA ENTALLA

El efecto cuantitativo de una discontinuidad en particular en el aumento del esfuerzo es diferente para distintos materiales. Algunos son mas sensibles a las entallas. Para tener en cuenta estas diferentes respuestas se utiliza un indice de sensibilidad a la entalla del material fig. (2.6) , donde  $k_r$  es el coeficiente de reduccion a la resistencia a la fatiga.

Para los aceros de grano basto o grueso se logran valores bajos de sensibilidad de entalla; los aceros de grano fino (templados y revenidos) tienen valores elevados de  $q$ .

El hierro fundido con sus escamas de grafito, está realmente saturado de concentradores de esfuerzos, por lo que la adición de otras discontinuidades parece que tiene poco efecto sobre su resistencia a la fatiga, es decir, que " $q$ " es cero al menos para dimensiones y radios pequeños.

## II.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

En numerosas aplicaciones industriales se requiere una superficie dura resistente al desgaste, y una relativamente suave y tenaz en su interior. Hay cinco métodos de tratamiento térmico superficial:

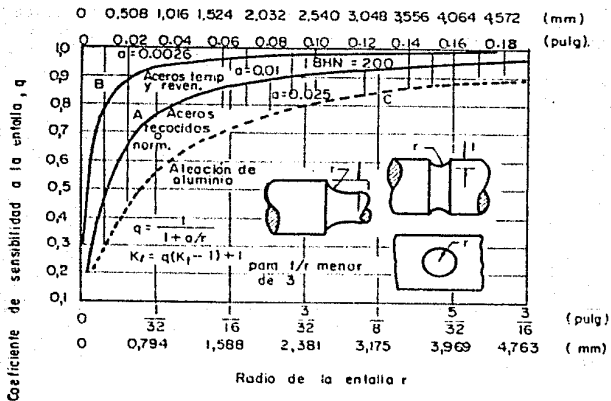


Fig.2.6 Curvas promedio de sensibilidad a la entalla. Aplicable particularmente para esfuerzos normales; utilizable también para esfuerzos cortantes (Según R.E. Peterson)

## 11.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

---

- 1.- CARBURIZACION.
- 2.- NITRURACION.
- 3.- CIANURACION O CARBONITRURACION.
- 4.- ENDURECIMIENTO POR FLAMA.
- 5.- ENDURECIMIENTO POR INDUCCION.

Los tres primeros métodos cambian la composición química: la carburización por la adición de carbono, la nitruración por la adición de nitrógeno y la cianuración por la adición de carbono y nitrógeno. Los dos últimos no cambian la composición química del acero y son esencialmente métodos de endurecimiento poco profundo. En los métodos de endurecimiento por flama y por inducción, el acero debe ser capaz de endurecerse; por lo tanto, el contenido de carbono debe ser mayor del .30% .

### CARBURIZACION

Un acero de bajo carbono, generalmente mayor del .20% de carbono o menos, se le coloca en una atmósfera que contiene grandes cantidades de monóxido de carbono. La temperatura de carburización usual es de 1700 °F (926.6 °C).

La máxima cantidad de carbono que puede disolverse en austenita a 926.6 °C está señalada en el diagrama de equilibrio hierro-carburo de hierro en la línea A<sub>cm</sub>. Por lo tanto, rápidamente se forma una capa superficial de alto carbono (como del 1.2%). Como la parte interna es de bajo contenido de carbono, los átomos de carbono que tratan de

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

alcanzar el equilibrio empezarán a difundir hacia adentro. La rapidez de difusión de carbono en la austenita a una temperatura dada, depende del coeficiente de difusión y del gradiente de concentración de carbono. Después de que la difusión ha tenido lugar según las condiciones deseadas, la pieza se saca del horno y se enfría.

La profundidad de la superficie dura puede medirse microscópicamente con ocular de micrómetro. el gradiente de carbono y la profundidad de la superficie dura pueden determinarse experimentalmente colocando la pieza en un torno y maquinando muestras para el análisis químico, con incrementos de .005 in. (0.0127 cm) hasta que se alcanza la parte interna. Se hace el análisis para determinar el contenido de carbono, y los resultados que den, graficarse como en la fig. (2.8), que muestra la relación de tiempo y temperatura con la profundidad de la parte externa.

La descarburización es un problema principalmente con los aceros al alto carbono y los aceros para herramienta. La superficie carente de carbono, no se transforma a martensita en un endurecimiento ulterior, y el acero se dejará con una cubierta suave. Para muchas aplicaciones con herramientas, los esfuerzos a que se somete la pieza en servicio son máximos en la superficie o cerca de ella, de manera que la descarburización es peligrosa.

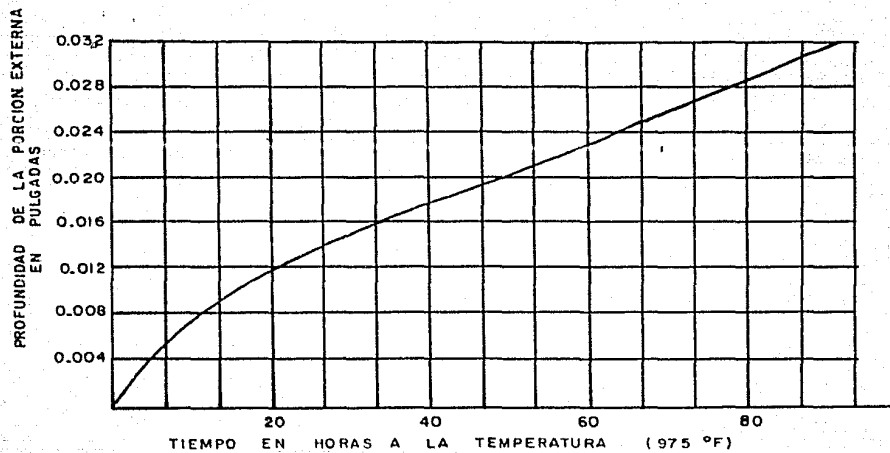


FIG. 2.8 PROFUNDIDAD DE LA PORCIÓN EXTERNA NITRURADA CONTRA TIEMPO A 975 °F

### NITRURACION

Este es un proceso de endurecimiento superficial para aceros aleados en una atmósfera constituida por una mezcla de proporciones adecuadas de gas amoníaco y amoníaco disociado. La efectividad del proceso depende de la formación de nitruros en el acero por la reacción de nitrógeno con ciertos elementos de aleación. Aunque, a temperaturas adecuadas y con atmósfera adecuada todos los aceros son capaces de formar nitruros de hierro, se obtienen mejores resultados en aceros que contienen uno o mas de los principales elementos de aleación que forman el nitruro. Estos elementos son el aluminio, cromo y molibdeno.

Las piezas que se nitrurarán se colocan en un recipiente hermético, a través del cual se proporciona continuamente la atmósfera de nitruración, mientras que la temperatura se eleva y mantiene entre los 107.2 °C y 565.5 °C.

El ciclo de nitruración es muy largo, dependiendo de la profundidad de la superficie deseada como se muestra en la figura (2.8), un ciclo de 60 hrs. dará lugar a una profundidad de la superficie de aproximadamente de .024 in. (0.6096 mm) a 975 °F. (523.8 °C).

## 11.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

### CIANURIZACION O CARBONITRURACION

Las superficies endurecidas con carbón y nitrógeno se producen en baños líquidos de sal (cianuración) o mediante atmósferas gaseosas (carbonitruración). Este proceso es particularmente útil para partes que requieren una porción externa muy dura y delgada, como tornillos, pequeños engranes, tuercas y pernos.

### ENDURECIMIENTO POR LLAMA Y POR INDUCCION

Estos métodos no cambian la composición química del acero; mas bien son métodos de endurecimiento de poca profundidad. Las áreas seleccionadas de la superficie de la pieza se calientan en el intervalo de austenita y luego se templen para formar martensita.

### ENDURECIMIENTO POR LLAMA

En el endurecimiento por llama, el calor puede aplicarse mediante un soplete de oxiacetileno único como se ve en la fig. (2.9), o puede formar parte de un aparato elaborado, en el cual automáticamente calienta, temple y coloque las piezas. La profundidad de la zona endurecida puede controlarse, mediante el ajuste de la intensidad de la llama, el tiempo de calentado o la velocidad de recorrido. El sobrecalentamiento puede producir tanto fisuras después del templeado, como excesivo crecimiento de grano, en la región que está debajo de la zona endurecida. Se utilizan

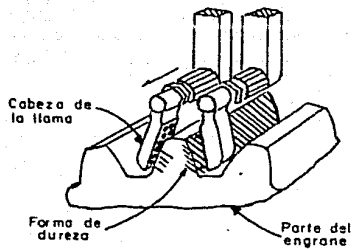


FIG. 2.9 Método progresivo de endurecimiento por llama, que muestra la forma de dureza obtenida.



## II.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

---

cuatro métodos para el endurecimiento por llama: a).- El estacionario, b).- El progresivo, c).- El giratorio, y d).- El progresivo giratorio. El primer método es en el que tanto el soplete como la pieza son estacionarios, se utiliza para el endurecimiento rápido y cualitativo de pequeñas piezas, como vástagos de válvula y llaves inglesas de extremo abierto. El método progresivo en el que el soplete se mueve sobre una pieza de trabajo estacionaria, se emplea para endurecer piezas grandes como los guiso o bancada de un torno, pero también se adapta al tratamiento de grandes engranajes. El método giratorio, en el que el soplete es estacionario en tanto que la pieza gira, se utiliza para endurecer piezas de sección transversal circular, como engranajes de precisión, poleas y componentes semejantes. El método progresivo-giratorio, en el cual el soplete se mueve sobre una pieza giratoria, se utiliza para endurecer la superficie de piezas largas y circulares como ejes y rodetes.

En todos los procedimientos, la disposición debe hacerse para templar rápidamente después de que la superficie se ha calentado a la temperatura requerida. Esto puede llevarse a cabo mediante agua rociada, templando la pieza completa en agua o aceite o enfriando al aire para algunos aceros. después del templado, la pieza debe liberarse de esfuerzos calentándola en el intervalo de 350 °F (176 °C) a 400 °F (204.4 °C) y enfriándola con aire. La zona endurecida suele ser mas profunda que la que

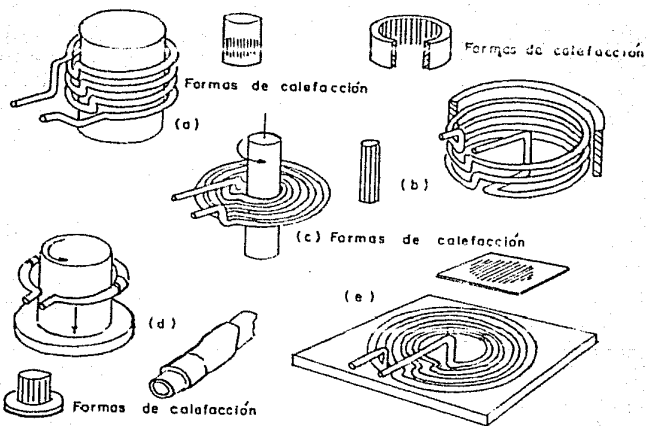


FIG. 2.10 Arrollamientos para unidades de alta frecuencia y los modelos caloríficos obtenidos por cada una.

## 11.10 TRATAMIENTO TERMICO SUPERFICIAL

---

se obtiene por carburización y varía entre .3175 a .635 cm. de profundidad. Superficies endurecidas delgadas del orden de 0.15245 cm. se obtienen aumentando la velocidad de calentamiento y templado.

### ENDURECIMIENTO POR INDUCCION

Este proceso depende para su operación del calentamiento localizado que producen las corrientes inducidas en un metal bajo la acción de un campo magnético cambiante. La operación es semejante a la de un transformador en el cual el primario o bobina de trabajo está constituido por varias vueltas de tubería de cobre enfriadas por agua, y la pieza que va a endurecerse desempeña el papel de secundario de un aparato de inducción de alta frecuencia. Las figuras (2.10), muestran cinco diseños básicos de bobinas de trabajo para emplearlos con unidades de alta frecuencia y los esquemas por calor obtenidos por cada uno, estas formas son: a).- Un solenoide simple para calentamiento externo b).- Una bobina para utilizarla internamente en el calentamiento de diámetros interiores c).- Bobina tipo plato para pastel, diseñada con el fin de proporcionar altas densidades de corriente en una banda angosta para aplicaciones en la que es necesario recorrer la superficie a lo largo. d).- La bobina de una sola vuelta, para recorrer a lo largo de una superficie giratoria, con un aditamento que ayudará a calentar el

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

chaflan. e).- Bobina tipo torta para calentamiento localizado en un punto específico.

Cuando la corriente alterna de alta frecuencia pasa por la bobina de trabajo, se forma un campo magnético el cual induce corrientes parásitas de alta frecuencia y corrientes de histéresis en el metal. El calentamiento resulta de la resistencia del metal al paso de estas corrientes. Las corrientes inducidas de alta frecuencia tienden a viajar por la superficie del metal, lo cual se conoce como efecto de piel, por tanto, es posible calentar una capa poco profunda del acero sin calentar el interior. El intervalo de frecuencias utilizado oscila entre 10000 y 50000 Hz. La Tabla (2.4) muestra el efecto de la frecuencia en la profundidad de la superficie endurecida.

### II.11 ACABADOS SUPERFICIALES

La calidad de los productos metálicos o elementos de máquinas dependen de la condición de sus superficies y del deterioro de la superficie debido al uso o al medio ambiente. Estos suelen ser factores que limitan la vida útil y el desempeño de los componentes de una máquina. Estos factores son: el desgaste, la corrosión y los acabados superficiales de las piezas en su fabricación.

### ACABADOS SUPERFICIALES

Los diferentes acabados de la superficie, obtenidos por diferentes procedimientos de mecanizado, afectan notablemente los resultados de la resistencia a la fatiga como son: La rugosidad de la superficie, el pulido, esmerilado o estampado (ranuras, quemaduras, rasgaduras, escamas y fisuras), torneado (fino y basto), cepillado, rectificado, fresado y bruñido.

En la tabla (2.3) del anexo se muestra la resistencia a la fatiga según los diversos acabados superficiales. La resistencia a la fatiga aumenta a medida que la calidad de la superficie es mejor.

### RECUBRIMIENTOS METALICOS

Estos recubrimientos se realizan para darles una mayor resistencia a las influencias destructivas debidas al desgaste, a la descomposición electrolitica y al contacto con la intemperie o a la atmósfera corrosiva y por lo tanto estos elementos tendrán una mayor resistencia a la fatiga. Y en general se usan estos recubrimientos para mejorar la apariencia de estos elementos.

Antes de que se recubran los metales es necesario preparar la superficie de las piezas para que tengan una mayor adhesión. Los métodos empleados son del tipo mecánico como el arenado o tambor de fricción; químicos, como los

## II. FATIGA EN UNIONES ATORNILLADAS

---

agentes alcalinos, ácidos u orgánicos y también la limpieza electrolítica. En seguida se describen algunos de los métodos mas utilizados de recubrimientos metálicos tales como :

GALVANOPLASTIA. Método usual para aplicar a los metales capas decorativas y protectoras para la resistencia al desgaste y abrasión, el metal mas usado es el cromo, en capas no menores de .05 mm de espesor. Este proceso electrolítico consiste en hacer pasar una corriente eléctrica del ánodo al cátodo a través de una solución de cromo, y en presencia de un catalizador. Se utiliza como electrolito una solución de ácido crómico saturado. Entre los recubrimientos decorativos tenemos el dorado y el plateado que tienen como metal base el latón. Dentro de los recubrimientos de tipo industrial los procesos mas empleados son: el galvanizado, estañado, el cadminizado, fosfatado, pavonado, anodizado y calorizado.

### III. UNIONES ATORNILLADAS

Actualmente se cuenta con varios métodos para la unión de piezas mecánicas tales como: Soldadura, uniones remachadas, uniones por prensado, uniones con adhesivos, uniones atornilladas, etc.

De los métodos anteriormente mencionados, las " Uniones Atornilladas ", constituyen el método más empleado en la construcción de maquinas que deban soltarse o desmontarse con facilidad. Para esto puedan estar dotadas las piezas con agujeros pasantes y unirse con tornillo y tuerca, o bien una de las partes a unir puede llevar rosca interior en la cual se enrosca el tornillo. Por lo anterior son las uniones atornilladas de lo que nos ocuparemos en este capítulo.

## III.1 DEFINICIONES IMPORTANTES EN TORNILLOS

## DIÁMETRO MAYOR

Es el diámetro del cilindro imaginario que fué tangente a las crestas de una rosca externa y a las raíces de una rosca interna. La dimensión fundamental de un tornillo es su diámetro mayor nominal fig (3.1 y 3.2).

## DIÁMETRO MENOR

También conocido como diámetro de fondo, es el diámetro del cilindro imaginario que fué tangente a los fondos de una rosca externa, o a las crestas de una rosca interna.

## PASO DE

Es la distancia axial desde un punto de un hilo o filete del tornillo, hasta un punto correspondiente del filete adyacente.

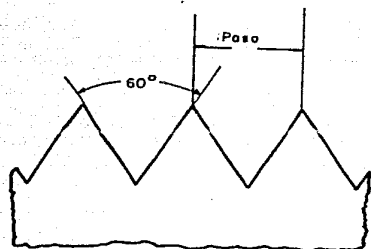
1

$$P \text{ (cm)} = \frac{1}{\text{número de hilos por cm}}$$

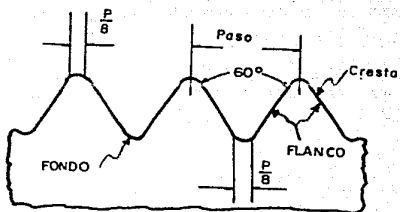
1

$$P \text{ (in)} = \frac{1}{\text{número de hilos por in}}$$

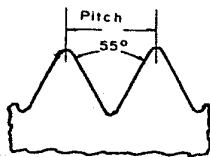




(a) ROSCA EN "V"



(b) SELLERS



(c) WHITWORTH

FIG. 3.1 FORMAS DE ROSCAS PARA TORNILLOS

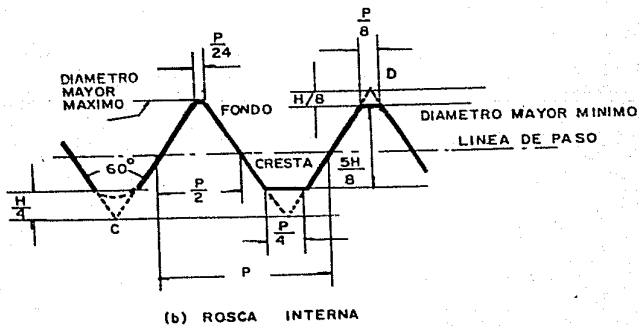
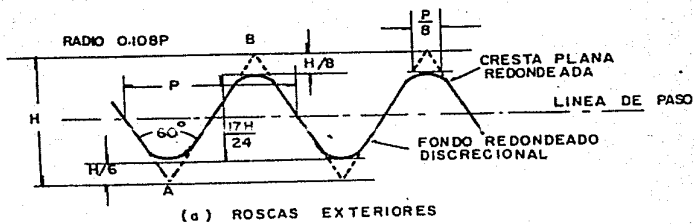


FIG. 3.2

### III.2 TIPOS DE ROSCAS

---

#### AVANCE

Es la distancia que avanza axialmente un hilo de tornillo (una hélice) en una revolución completa. Para un tornillo de rosca simple o de un solo hilo, el avance y el paso son idénticos, en un tornillo de dos hilos, el avance es el doble y así sucesivamente.

#### LONGITUD "L"

Es la distancia tomada desde el extremo de la rosca, hasta la parte más distante de contacto de la cabeza con el material que sujeta.

### III.2 TIPOS DE ROSCAS

Actualmente encontramos roscas normalizadas o "standard" y no normalizadas, ver Tablas (3.1 y 3.2) en el anexo.

Estas normas han sido unificadas. Por un convenio firmado en Washington D. C. el 18 de noviembre de 1948, los comités de normalización para roscas de tornillos de Canada, El Reino Unido y Estados Unidos, aceptaron una normalización común de roscas para tornillos para sus respectivos países y la llamaron Unified Thread Standard (Norma Unificada de Roscas). Existen 6 series de norma y 3 series especiales, las series especiales se usan cuando las series de norma no sean útiles. Las roscas de norma

unificada llevan la letra "U" como prefijo en el símbolo de la serie de roscas, las que no llevan el prefijo son sólo norma Americana. A continuación se describen éstas series de norma:

#### SERIE DE ROSCAS BASTAS O ROSCA GRUESA (UNC Y NC)

Son recomendables para uso general, cuando no son importantes las vibraciones, cuando es frecuente el desmontaje y montaje de las piezas, y cuando los metales donde se practican las roscas sean de hierro gris, metales suaves y plásticos (Tabla 3.1 y 3.3) del anexo.

#### SERIE DE ROSCAS FINAS (UNF Y NF)

Se utilizan con frecuencia en la industria automotriz y la aviación, cuando hay vibración y trepidación (que afloja las tuercas), cuando se desea un ajuste fino y cuando los agujeros roscados lo son en acero <sup>(\*)</sup>, o donde esté limitada la longitud de agarre (Tabla 3.1 y 3.4) que se muestra en el anexo.

#### SERIE DE ROSCAS EXTRAFINAS (UNEF Y NEF)

Es muy útil en equipo aeronáutico, adecuada cuando haya de ser roscado material de paredes delgadas, cuando se requieran ajustes finos y cuando son excesivas las vibraciones y trepidaciones. Los tornillos de éstas roscas están generalmente fabricados con un acero aleado tratado térmicamente, (Tabla 3.2 y 3.5) mostradas en el anexo.

<sup>(\*)</sup> Evitar la rosca UNF en materiales frágiles"

### III.2 TIPOS DE ROSCAS

**SERIE DE ROSCAS DE 8 HILOS (8UN Y 8N)** Se emplea en pernos para bridas de tubos de alta presión, espárragos de cabeza cilíndrica y para sustituir la serie de rosca gruesa para diámetros mayores a una pulgada (Tabla 3.2 y 3.6) en el anexo.

#### **SERIE DE ROSCAS DE 12 HILOS (12UN Y 12N)**

Es una continuación de la serie de rosca fina para diámetros mayores de 3.81 cm (1.5 in) (Tabla 3.1 y 3.7) del anexo.

#### **SERIE DE ROSCAS DE 16 HILOS (16UN Y 16N)**

Es una continuación de la rosca extrafina para diámetros mayores de 5.08 cm (2 in) (Tabla 3.8), ver anexo.

Hay tres series especiales: 8UN, UNS y NS. Y las series de paso constante 12UN, 16UN y 20UN. Estas roscas son de gran utilidad, debido a que en roscas bastas el paso continúa aumentando con el diámetro y llega a ser muy difícil lograr la tracción inicial deseada en el perno, lo que es muy necesario para juntas herméticas. Incluso con roscas 8UN son necesarias llaves de roscas de tipo impacto o de gran brazo de palanca para su esfuerzo del orden del esfuerzo de fluencia.

III.3 AJUSTES Y TOLERANCIAS

Las tolerancias definidas se designan IA, 2A y 3A para rosca externas, y IB, 2B y 3B para rosca internas. Y se utilizan para desmontajes rápidos y fáciles.

Las clases 2A y 2B, son las que mas se utilizan. La holgura correspondiente a este ajuste reduce al minimo la escoriacion o accion abrasiva entre hilos y el agarrotamiento en juntas muy apretadas y en aplicaciones a temperatura elevada y tambien admiten el revestimiento metalico o baño electrolitico. La clase 2A proporciona una holgura cuando se le enrosca con una rosca interna.

Las clases 3A y 3B tienen el ajuste más fino y se aplican donde se requiere exactitud.

Los ajustes de apriete están definidos en la norma ASA B1.12 y en las tablas (C.3 a la C.8) que se muestran en el anexo.

Los símbolos de identificación que se utilizan en dibujos en el taller y en el almacén, fichas, etc., estarán de acuerdo con los siguientes ejemplos:

a). Una pieza rosca exteriormente con diámetro de una pulgada, rosca basta unificada, 8 hilos por pulgada, tolerancia clase 2A, se designa como sigue:

1 pulgada - 8UNC - 2A

### III.4 FORMA DE LA CUERDA Y APLICACIONES

---

b). Una rosca interior, de 1 pulgada, rosca fina unificada, 12 hilos por pulgada, tolerancia 2B rosca izquierda (LH):

1 pulgada - 12UNF - 2B -LH

### III.4 FORMA DE LA CUERDA Y APLICACIONES

Existen diferentes formas o perfiles de rosca de tornillos de las cuáles tenemos las siguientes:

ROSCAS DE TORNILLO DE NORMA AMERICANA (U.S.) O SELLEBS

Es proporcionada por las fórmulas:

$$P = \text{PASO} = 1 / \text{número de hilos por pulgada}$$

$$f = \text{plano} = P / 8$$

Existen cuatro series de roscas: rosca gruesa, rosca fina, paso especial y series de paso 8, 12 y 16. Se dan 4 clases de ajustes numerados del 1 al 4. (fig. 3.3).

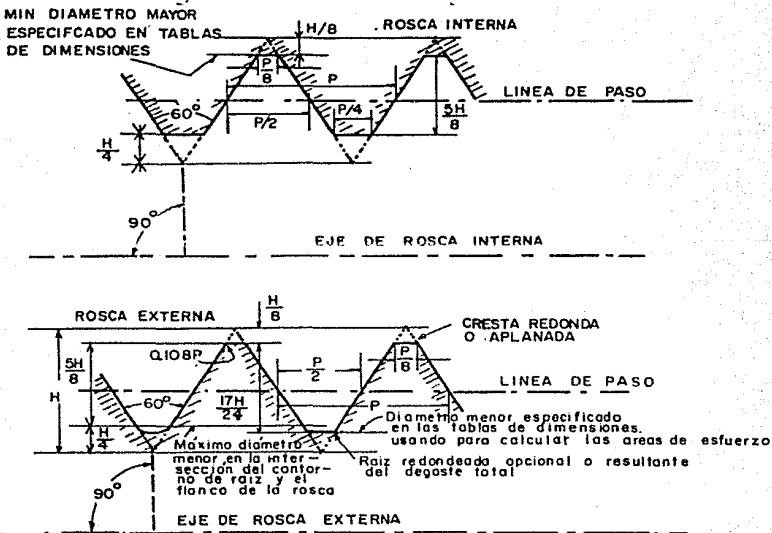
ROSCA DE NORMA BRITANICA

Se usa todavía en Gran Bretaña y está basada en las fórmulas:

$$d = 0.6403P \quad \text{y} \quad r = \text{radio} = 0.1373P$$

(fig. 3.4) y (Tabla 3.9) del anexo.

FIG. 3.3 FORMAS DE ROSCA DE TORNILLO DE 60° UNIFICADA Y AMERICANA



ROSCA DE TORNILLO DE NORMA AMERICANA



ROSCA PARA TORNILLO BRITISH ASSOCIATION

Las dimensiones de esta rosca están dadas por la (Tabla 3.10) ubicada en el anexo y (fig. 3.11).

ROSCA PARA TORNILLO FRANCESA (METRICA)

Se basa en las fórmulas:

$$P = \text{PASO mm}, \quad d = 0.6495P \quad \text{y} \quad f = P/8$$

ver tabla (3.11) del anexo y fig. (3.5).

ROSCA PARA TORNILLO DE NORMA INTERNACIONAL (METRICA)

Se muestra en la fig. (3.6) en donde:

$$d = 0.7008P \quad \text{y} \quad f = 0.066P$$

ver Tabla (3.12) en el anexo.

ROSCA PARA TORNILLOS PARA TRANSMISION DE EJEZA

Formas y proporciones son las siguientes: La rosca ACME se obtiene en cuatro series y son:

ROSCA ACME DE 29°, fig. (3.7). Para propósito general, se usa para las aplicaciones de rosca ACME excepto en los casos de diseño especial. Las dimensiones generales se muestran en la Tabla (3.13) en el anexo.

ROSCA ACME DE 29° TRUNCADA, fig. (3.8). Se usa en donde existen cargas fuertes y en donde las limitaciones de espacio u otras consideraciones económicas hacen deseable una rosca poco profunda. Ver Tabla (3.13) en el anexo.

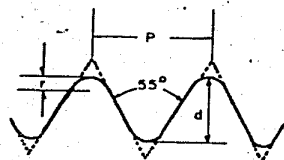


FIG. 3.4 ROSCA DE TORNILLO WHITWORTH

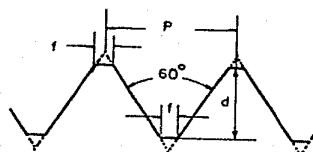


FIG. 3.5 ROSCA DE TORNILLO METRICA

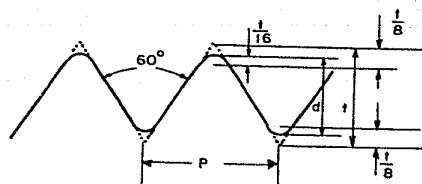


FIG. 3.6 ROSCA DE TORNILLO METRICA  
INTERNACIONAL

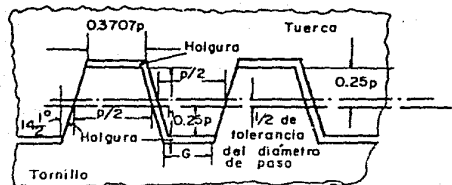


FIG. 3.7 Rosca de 29° para proposito general

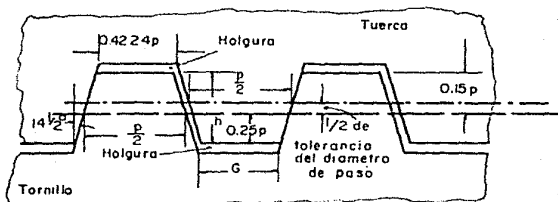


FIG. 3.8 Rosca de 25° truncada

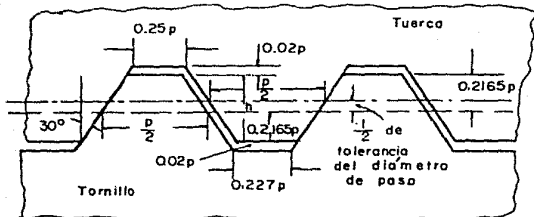


FIG. 3.9 Rosca de 60° truncada

### III. UNIONES ATORNILLADAS

ROSCA ACME DE 60° TRUNCADA, fig. (3.9). Se usa en aplicaciones especiales en las máquinas herramienta. Ver Tabla (3.13) en el anexo.

ROSCA CUADRADA DE 10° MODIFICADA, fig. (3.10). Es equivalente a una rosca cuadrada para todos los propósitos prácticos. La variación de hilos por pulgada es la siguiente:

ROSCA de 29° para usos generales, de 16 a 1

ROSCA de 29° truncada, de 16 a 2

ROSCA de 60° truncada, de 16 a 4

Nota: No está normalizado el diámetro para el número de hilos por pulgada. En la Tabla (3.14) que se muestra en el anexo, se dan los valores más comunes.

#### ROSCA DE NORMA AMERICANA PARA TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA

Estas roscas se usan para recipientes de presión, bridas de acero para tubo, accesorios, válvulas. tabla (3.15) ubicada en el anexo.

#### ROSCAS PARA TUBOS

LA ROSCA DE NORMA AMERICANA CONICA, para tubos, ANSI B2.1 1968. En la fig. (3.11a), se muestran especificaciones. La conicidad es de 1 pulgada en 16 pulgadas (1 cm en 40.64 cm). ó 0.75 in/ft, (6.25 cm/m) la longitud básica de la rosca cónica externa efectiva se determina por :

$$L_1 = P(0.80 + 6.8)$$

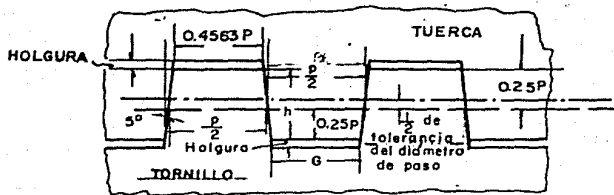


FIG. 3.I0 Rosca cuadrada modificada de 10°

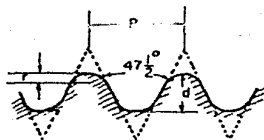


FIG. 3.II ROSCA DE TORNILLO BRITISH ASSOCIATION

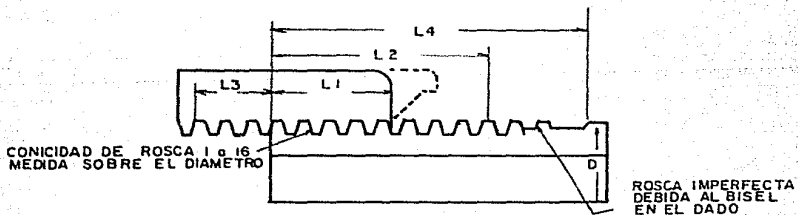


FIG. 3.IIA ROSCA PARA TUBO CONICA DE NORMA AMERICANA

en donde  $D$  es el diámetro exterior básico del tubo, ver Tabla (3.10) en el anexo.

ROSCA DE ROSCA AMERICANA RECIA, para tubos. Hay ciertos tipos de juntas en las cuales son muy útiles las roscas rectas para tubo. ANCI ha adoptado cinco tipos de juntas (Tabla 3.17a) del anexo, y son:

1) Juntas herméticas a presión con sellador, para coples de tubo (columnas 3 y 4).

2) Juntas herméticas a presión sin sellador para tapones de drenaje (columnas 5 y 6).

3) Juntas mecánicas de ajuste libre para artefactos fijos (columnas 7 a 10).

4) Juntas mecánicas con tuerca de seguridad, de ajuste suelto (columnas 11 a 14).

5) Juntas mecánicas de ajuste suelto para coples de manguera (columnas 11 a 14).

ROSCAS CADA UNO DE SELLO DE ROSCA AMERICANA. En la industria automotriz, son recomendables las roscas para tubo que se forman sin lubricante o sellador, Tabla (3.17b) anexo.

Hay una relación de tamaños de barrenos para machuelos para roscas de tubo cónicas y rectas. Esta relación se muestra en la Tabla (3.17), y (3.17a) del anexo.

SE HAN NORMALIZADO MEDIANTE LA SERIE ANSI 18.2 - 1972 LAS CABEZAS DE TORNILLOS, LAS TUERCAS Y LAS ABERTURAS DE LAS BOCAS DE LAS LLAVES. Ver Tabla (3.18) en el anexo.

### III.5 TIPOS DE TORNILLOS

Actualmente se cuenta con una gran variedad de tornillos, por lo que se hace necesaria una clasificación de éstos, para así aplicar el tornillo correcto a cada necesidad.

Para poder hacer tal clasificación debemos atender a su resistencia, aplicación específica, tipo y forma de cabeza, tipo de rosca, proceso de elaboración, material de fabricación, forma de la rosca, etc.

Por su resistencia, se pueden encontrar de alta mediana y baja resistencia, ver Tablas (3.19), y (3.19a) que se localizan en el anexo.

Por su aplicación, pueden ser: pasantes, para máquina, prisioneros, para madera, para acero, para láminas, de anclaje, autorroscantes, prisioneros, etc.

De acuerdo al tipo de cabeza, éstos pueden ser de cabeza plana, cilíndrica o Fillister, redonda, hexagonal, cuadrada, de cabeza de caja, etc.

Por su tipo de rosca pueden ser: de rosca interna, externa, normalizada, unificada, no unificada, y especiales.

Atendiendo a su proceso de elaboración, pueden ser forjados, torneados y laminados, éstos últimos son los que

### III. UNIONES ATORNILLADAS

Presentan mejor acabado y por tanto mayor resistencia a la fatiga.

Por su material de fabricación, los hay de acero, de aluminio, de latón, de plástico (Zytel y Teflón).

Por su forma de rosca pueden ser de rosca cuadrada, rosca en "V", Sellers, Whitworth, cónica, etc. Fundamentalmente un perno es una sujeción de tornillo con tuerca, un tornillo es una sujeción que no tiene tuerca y gira en un agujero roscado. Hay disponible una gran variedad de tornillos, algunos de los cuales se listan a continuación.

**TORNILLOS CABEZA MÁQUINA.** Se fabrican con roscas bastas o finas y se definen de acuerdo a los tipos de cabeza que llevan, como se describe a continuación:

**CABEZA PLANA.** Este tornillo tiene una superficie plana en la parte superior de la cabeza con un ángulo de avellanado de 82°, es normal para tornillos para máquina, tornillos con cabeza y tornillos para madera.

**CABEZA REDONDA O DE GOTA.** La forma de la cabeza es semielíptica y es usual para tornillos para máquina, tornillos con cabeza (denominado cabeza de gota), y tornillos para madera.

**CABEZA CILINDRICA O FILLISTER.** La cabeza de este tornillo es redonda en la parte superior y el resto es cilíndrica. La cabeza es normal para tornillos para máquina y tornillos con cabeza.



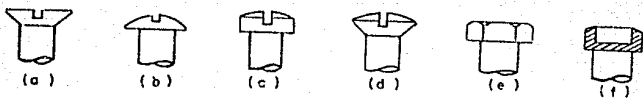


FIG. 3.12 Cabezas de tornillo de máquina. a) Cabeza plana; b) cabeza redonda; c) cabeza cilíndrica (filister); d) cabeza ovalada; e) cabeza hexagonal; f) cabeza de caja



TORNILLO PARA MÁQUINA

**CABEZA OVALADA.** La parte superior de la cabeza es redonda y tiene un abollamiento de 8%. Es normal para tornillos para máquina y tornillos para madera.

**CABEZA HEXAGONAL.** Su cabeza en forma de hexágono permite el uso de llaves exteriores, es el clásico para máquinas. Se emplean con fuerza cuando la rosca hembra está tallada en una de las piezas que se trata de unir.

Los tornillos cilíndricos con hexágono interior (tornillos Allen) son apropiados para uniones en que la cabeza debe introducirse y por su colocación no puede usarse llave de boca (espatoja o estrada).

**CABEZA CON CAVA.** Este tornillo tiene una cava en la cabeza en forma de hexágono interno para llave exterior. Es normal para tornillos con cabeza.

Los tornillos para máquina se muestran en la fig. (3.12) y las dimensiones pertinentes se muestran en las Tablas (3.20 y 3.21) que se muestran en el anexo.

**TORNILLO DE USO O CANCANO.** Se clasifican como de remache, de fuerza o de tornillo y pueden obtenerse con angola giratoria. La carga de trabajo segura puede orientarse para cada aplicación utilizando un factor de seguridad apropiado. Proporcionan además un lugar adecuado para un gancho de elevación. Este tipo de tornillo está representado en la fig. (3.13), y Tablas (3.22 y 3.23) del anexo.

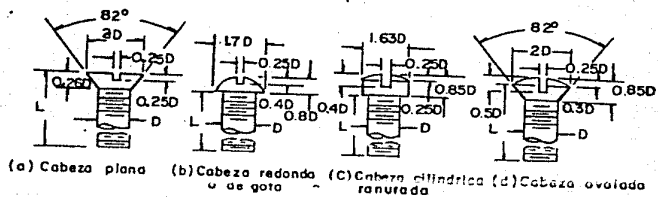


FIG.3.12 Cabezas de tornillos para máquina. Las dimensiones se indican únicamente para que sirvan de guía en los dibujos

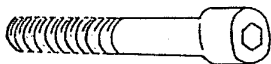


FIG. 3.12 Tornillo con cabeza hueca de caras interiores.

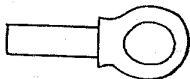


FIG. 3.13 'Perno de argollo o cancomo, estampado en caliente, sin roscar.

**TORNILLOS PRISIONEROS O OPRÉSORES.** Estos se utilizan para fijar collares, poleas, engranes, etc., con el fin de evitar la rotación o traslación entre ellos. Se fabrican con diferentes combinaciones de puntas y cabezas, siendo las más comunes las que se muestran en la fig. (3.14) y Tabla (3.24) en el anexo.

La punta moleteada del prisionero representado en la fig. (3.15), está diseñada para resistir el aflojamiento por vibración.

Estos tornillos tienen generalmente roscas dobles y puntas endurecidas. Típicamente el tamaño de un tornillo prisionero es aproximadamente 1/4 veces el diámetro del eje.

**ESFERRADOS.** Son de las piezas roscadas de más utilidad, están roscadas en ambos extremos y pueden ser empleados donde no es posible utilizar un perno pasante, por ejemplo en la fijación de la culata de un motor, cuando los agujeros están roscados en el bloque. Si el material del agujero roscado es frágil o débil, resulta conveniente el uso de espaciadores en virtud que se puedan dejar colocados en su sitio, cuando se desmonta la culata y con esto evitar el desgaste tanto en los espaciadores como en los agujeros en el bloque.

La tabla (3.11) del anexo muestra las profundidades para barrenar y hacer rosca de hierro en fundición para este tipo de tornillos.

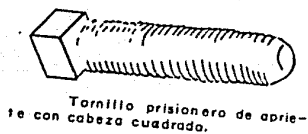


FIG. 3.14

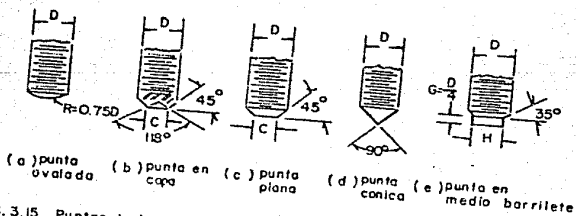


FIG. 3.15 Puntas de los tornillos prisioneros. Dimensiones aproximadas: a 0.5D; C 0.6D; H 0.6D. Los prisioneros cortos (longitud = diametro o menos) con punta conica deben tener un angulo de cono de  $118^{\circ}$

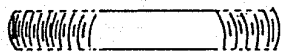


FIG.3.16 Esparrago-rosca basta



FIG.3.17 perno de carruaje

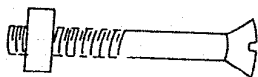


FIG.3.18 Perno de cabeza hundida ranurada

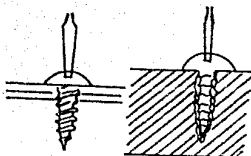


FIG.3.19 Tornillos autorroscantes

Hay esparragos usados como pernos pasantes con tuercas en ambos extremos. Este tipo de tornillos se muestra en la fig. (3.16), y Tabla (3.30) en el anexo.

LOS TORNILLOS PARA CARRUAJE O COCHE. Se distinguen por una porción muy corta y cuadrada en el cuello debajo de la cabeza en forma de hongo. Se usa cuando se trata de adaptarlo en un agujero cuadrado y evitar que el tornillo gire cuando se esté apretando la tuerca.

Se han normalizado según ANSI B18.5 - 1971. Se fabrican en los estilos que se muestran en la fig. (3.17) y Tabla (3.25) del anexo. La serie de diámetros es de N. 10 (= 0.19 in) hasta una pulgada; N. 10 hasta 3/4 in; N. 10 hasta 1/2 pulgada y N. 10 hasta 1/4 de pulgada respectivamente.

TORNILLOS PARA ESTUFA. Fig. (3.18), o tornillo de cabeza ranurada, son de producción barata y tamaños pequeños. Se fabrican en las medidas dadas en la Tabla (3.29) mostrada en el anexo.

LOS TORNILLOS AUTORROSCANTES. Fig (3.19) y Tabla (3.25) del anexo, resultan económicos en muchas operaciones de montaje en que intervienen plásticos, piezas fundidas en coquilla y chapas metálicas y pueden ser de tres tipos. Los tornillos autorroscantes formadores de roscas desplazan plásticamente el material adyacente al agujero piloto. Los tornillos autorroscantes cortadores de rosca, tienen bordes que cortan y cavidades para las virutas (estrias) y forman

### III. UNIONES ATORNILLADAS

una rosca hembra para quitar el material adyacente al agujero piloto.

Estos se usan para unir materiales más gruesos y más duros que requieren un par de transmisión menor que los tornillos formadores de rosca. Los tornillos metálicos de clavar se meten en el material a presión y se destinan a la formación de sujeciones permanentes. Estos tipos se clasifican además según la forma de la rosca y de la punta como se muestra en las Tablas (3.27 y 3.28) del anexo.

TORNILLOS EN FORMA DE "U". Fig. (3.20), se utilizan para fijar piezas tales como muelles o ballestas de automóviles.

TIRAFONDO. Es un tornillo largo para madera, que se utiliza para fijar una máquina u otro equipo a una base de madera fig. (3.21) y Tabla (3.26) del anexo.

UN TENSOR DE TORNIQUETE O TEMPLADOR. Fig. (3.22), se utiliza para ajustar la longitud de barras de unión o tirantes.

EN LOS TORNILLOS DE CABEZA CUADRADA. Es más difícil que salte la llave que en los hexagonales. Los tornillos cuadrados largos y con tuerca se les llama tornillo para andamiaje fig. (3.23).



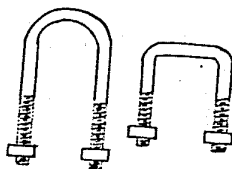


FIG. 3.20 Pernos en "U"

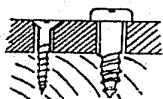
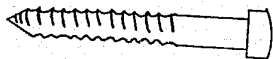


FIG. 3.21 Tornillos para madera (tirafondos)



Tornillos de rosca para madera o tirafondo

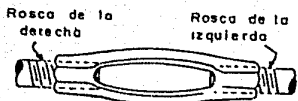


FIG. 3.22 Tensor de torniquete.

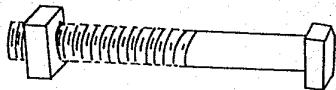


FIG. 3.23 Perno de cabeza cuadrada para máquina

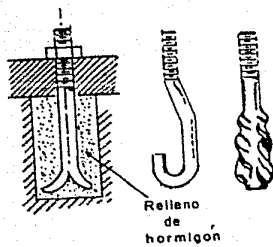


FIG. 3.24 PERNOS DE ANCLAJE

PERNOS DE ANCLAJE. Fig. (3 24), sirven para fijar las máquinas a sus bases de sustentación, son generalmente de las formas que se muestran en la figura.

### III.6 MATERIALES EN LAS ROSCAS

El proyectista puede hacer uso del material que desee para pernos y tornillos, pero usará sólo acero "ordinario" (ASTM A 307 y SAE grado 1).

Entre los aceros que más comúnmente se usan para pernos figuran los A191 1013, 1018, 1038, 1041, 1054, 1340, 4037, 4140, 4150, 8635, 8735, 4040; pero un procedimiento particular de un determinado fabricante se puede adaptar más fácilmente a un acero que otro.

Las especificaciones ASTM y SAE se pueden satisfacer con muchos aceros normalizados; por ejemplo, SAE 1041 QT puede fácilmente llenar las exigencias de la SAE grado 5, que es un buen material para pernos de buena resistencia.

Un acero con bajo contenido de carbono puede satisfacer los requisitos del grado 2, (ver tabla 5.2) del anexo, y los pernos de éste grado son típicamente de cabeza estampada en frío.

Los aceros resulfurados, serie 11xx tienden a deteriorarse por el estampado de cabeza en caliente.

Para obtener resistencias máximas superiores a 7030 Kg/cm<sup>2</sup> se emplean comúnmente aceros aleados con contenido

medio de carbono; se utilizan estos aceros para satisfacer la especificación ASTM A 354, (ver tabla 5.2) en el anexo.

Si las roscas se fabrican por laminado (roscas laminadas, gran deformación del material), en vez de por corte, la superficie resultante es de rugosidad del orden de 0.01 a 0.812 micras.

Quando el material tiene  $S_u$  (\*) menor que 5624 Kg/cm<sup>2</sup>, la resistencia a la fatiga varía en comparación con las roscas talladas; pero para aceros de resistencia más elevada, las roscas laminadas muestran un marcado mejoramiento en la resistencia a la fatiga, tanto como 2 ó 3 veces para  $S_u$  mayor a 14050 Kg/cm<sup>2</sup>.

Como de ordinario, el revestimiento con cromo y níquel reduce la resistencia a la fatiga; el efecto del cadmio y del zinc es menor.

Para los pernos de elevada resistencia se suelen requerir tuercas mejores que las ordinarias, quizás tratadas térmicamente (y arandelas templadas si el material de las partes unidas no es tan duro).

Muchos tornillos se fabrican de acero inoxidable, metales no ferrosos y plásticos (por ejemplo Zytel y Teflón) y se les utiliza con una finalidad determinada: resistencia a la corrosión, temperaturas altas o muy bajas, poco peso, conductibilidad eléctrica, aislamiento etc.

(\*) "Esfuerzo último de fluencia"

#### IV. CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE FATIGA

El diagrama de fatiga llamado también diagrama de Wohler, es una herramienta muy poderosa para todo aquel que emprende una tarea en el diseño de máquinas, cuando éstas están expuestas a vibraciones y sus esfuerzos son aplicados en forma alternativa.

Este diagrama contiene información sobre el número de ciclos que una probeta puede resistir bajo un cierto esfuerzo aplicado en forma cíclica antes de romper.

En el capítulo II.3 (fig. 2.1), se presenta un diagrama de este tipo construido para un acero 1045. El resultado muy útil de la información que ahí se muestra, nos permite observar que el esfuerzo por debajo del cual no puede romper una probeta de este material, es del orden de 15 Kg/mm<sup>2</sup>, y que de igual manera, sería muy probable que

al cargar la probeta a unos 60 kg/mm<sup>2</sup> la probeta no podría durar más de 10 000 ciclos.

Información de este tipo es muy importante, ya que nos permite predeterminar la vida útil de las partes vitales de cualquier mecanismo.

##### IV.1 ENSAYOS EN TORNILLOS

El presente capítulo es dedicado a obtener dicho diagrama, ensayando tornillos de tipo comercial de 1/4 de pulg. de diámetro, lo cual sentimos de muy gran interés por ser este tipo de tornillo muy empleado. Se pretende conocer de estos ensayos el orden de carga que puede soportar la probeta (tornillo) en condiciones de carga aplicada periódicamente.

Para tal fin se hicieron ensayos estáticos, de los cuales pudimos apreciar algunos parámetros de gran interés como son su límite de proporcionalidad, módulo de elasticidad, alargamiento promedio, etc. y obtuvimos el orden de carga para iniciar los ensayos de fatiga. Esta carga es de aproximadamente 2.5 toneladas.

La probeta consiste de tornillos para máquina de tipo comercial de 1/4 de pulg. de diámetro de 20 hilos por pulgada cuerda standard de una longitud de 3 pulg., cabeza hexagonal sin acabado superficial ni tratamientos térmicos.

Los ensayos se realizaron en un equipo INSTRON modelo 1331 bajo condiciones de carga y frecuencia como se muestran

en la tabla (4.1) a continuación.

Conociendo el área constante de la probeta que resulta ser de  $31.669 \text{ mm}^2$ , y leyendo la carga a la que es sometida, se realiza la prueba leyendo al final de ésta el número de ciclos a los que se presentó la falla.

Estos resultados se muestran en la citada tabla (4.1), los cuales son graficados en papel semilogarítmico, obteniendo como resultado final la curva Esfuerzo deformación, y son mostrados en la figura (4.1).

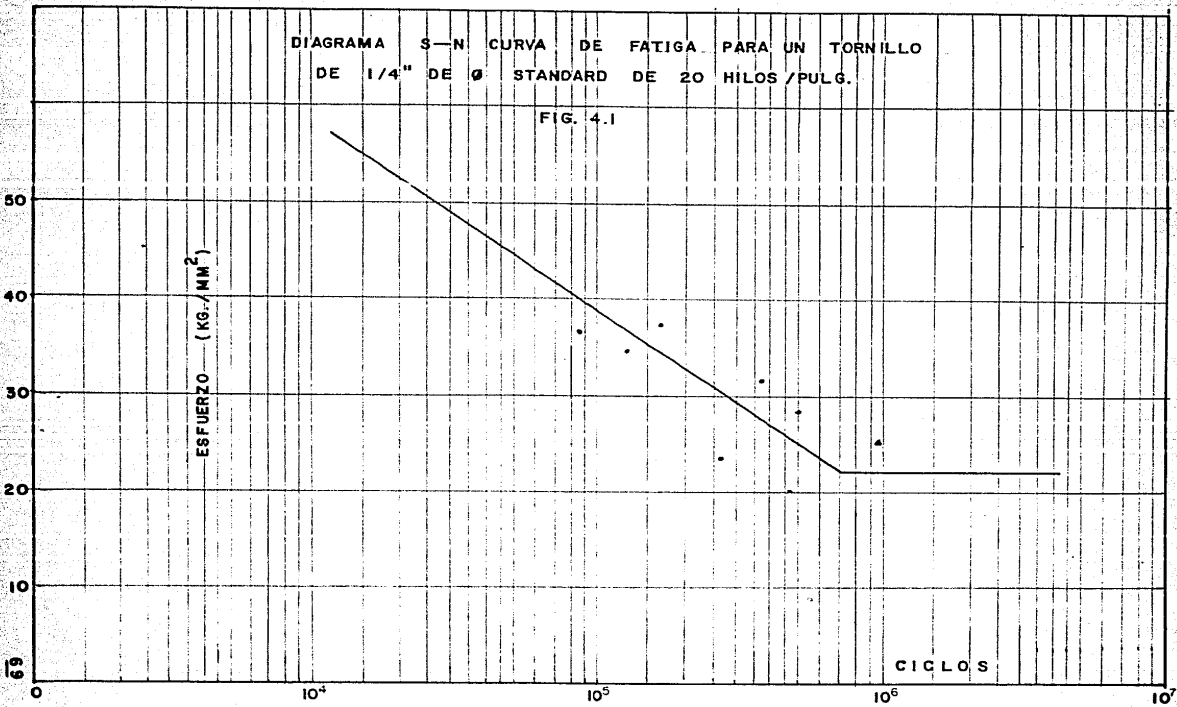
Los ensayos se han realizado en función de la falta de información que sobre ellos se tiene y con la aceptación de que la probeta (tornillo) la constituye un producto comercial. Con esto queremos decir que la probeta no está libre de defectos de fabricación que en determinado momento provocasen la ruptura de la misma, bajo condiciones de esfuerzo no esperados.

La mayor carga que se aplicó durante los ensayos corresponde a la probeta No. 6 con un valor de 1210 kg y un esfuerzo de  $38.2077 \text{ kg/mm}^2$ , a medida que se disminuye la carga, debería ir aumentando el número de ciclos a los que se presenta la falla, como sucede con las probetas 6,5,4, y 7, lo que nos indica que nos estamos acercando al límite de fatiga. Sin embargo las probetas 8,9,10 no obedecen a éste comportamiento.

Los resultados no homogéneos se deben a que la fatiga es un fenómeno probabilístico, de ahí que mientras una probeta pueda presentar la falla temprano, otra durará mucho

DIAGRAMA S-N CURVA DE FATIGA PARA UN TORNILLO  
DE 1/4" DE Ø STANDARD DE 20 HILOS/PULG.

FIG. 4.1





#### IV.1 ENSAYOS EN TORNILLOS

mas. Otros factores que intervienen en las fallas prematuras, son por ejemplo, los concentradores de esfuerzos que se inducen en los procesos de fabricación, o a la presencia de zonas de corrosión.

Aun así puede verse que la probeta se fue aproximando a un límite equivalente a un esfuerzo de 20 a 25 kg/mm<sup>2</sup> lo que nos indica la presencia del límite de fatiga.

IV. CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA DE FATIGA

TABLA (4.1). Cuadro resumen de los ensayos de fatiga.

ENSAYO DE TENSION

No. de prueba	Carga aplicada (Kg.)	Coordenadas	Area de seccion (mm <sup>2</sup> )	Esfuerzo (Kg/mm <sup>2</sup> )
1	1880	X = 0.5 mv/cm Y = .25 v/cm	31.669	59.364
2	1620	X = .25 mv/cm Y = .25 v/cm	31.669	51.154
3	1850	X = .25 mv/cm Y = 0.1 v/cm	31.669	58.416

ENSAYO DE FATIGA (AXIAL)  
Area de seccion = 31.669 mm<sup>2</sup>

No. de prueba	Carga aplicada (kg)	Frecuencia de aplicacion (Hz)	No. de ciclos	Esfuerzo (Kg/mm <sup>2</sup> )
4	900	30	502 700	28.4189
5	1000	30	370 900	31.5766
6	1210	30	162 900	38.2077
7	800	40	968 050	25.2600
8	1100	32	127 530	34.7300
9	1150	30	86 410	36.3100
10	750	40	263 300	23.6800

## V. EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA

Para realizar ensayos de fatiga, hay disponibles un buen número de equipos, algunos de los cuales son dedicados exclusivamente a éste tipo de pruebas, mientras que otros realizan tanto pruebas estáticas como dinámicas.

Los métodos que emplean estos equipos para producir los esfuerzos son muy diversos, algunos de ellos utilizan el mecanismo de correa-biela-manivela, otros emplean mecanismos de tipo hidráulico, otros más, utilizan el principio de resonancia mecánica, para poner un resorte a vibrar en su frecuencia propia, ciertos equipos utilizan los medios magnéticos por ejemplo los electroimanes.

Las frecuencias a las que trabajan son dependientes de los medios que emplean para producir las excitaciones y pueden ir desde 50 ó 60 r.p.m., hasta unas 3000 r.p.m., lo

## V. EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA

cual a su vez determina el tiempo de duración de la prueba que puede ser de unas horas hasta algunos meses.

Los rangos de carga para los diferentes equipos van desde unos 200 Kg. hasta 100 toneladas aproximadamente.

A continuación se presentan algunos equipos, los cuales son representativos en cuanto a la forma de producir los esfuerzos.

### V.1. DESCRIPCION DE EQUIPOS

Siebel, Steurer y Stahl, construyeron un pulsador que proporciona 1500 oscilaciones por minuto. Este es un mecanismo típico de corredera-biela-manivela que provoca excitación a la probeta con movimiento alternativo.

La figura (5.1) muestra un diagrama del conjunto, en el que se han nombrado los elementos según se muestra en la lista bajo la gráfica. El equipo se compone de una doble excéntrica formada por las excéntricas 'a' y 'e', una palanca articulada 'b', de la probeta propiamente dicha, un resorte plano 'd' que se encuentra entre dos comparadores que miden las deformaciones, un guiado paralelo 'f' entre cabezales 'e<sub>1</sub>' y 'e<sub>2</sub>', un tornillo de ajuste 'g' para proporcionar la tensión o compresión a la probeta.

El movimiento se transmite desde el motor hasta la

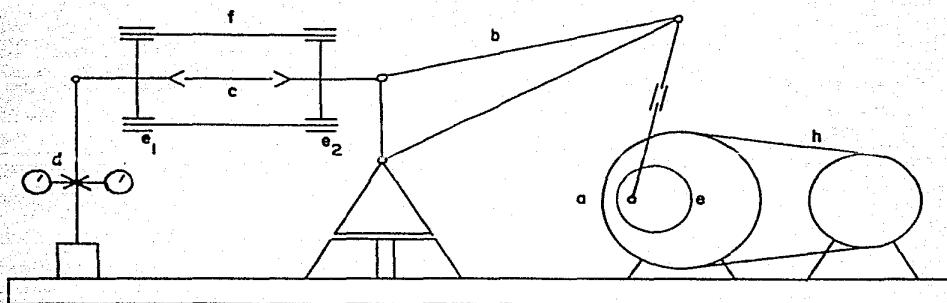


FIG. 5.1 MAQUINA DE SIEBEL, STEURER Y STAHLI PARA ENSAYOS DE

FATIGA POR MASAS EXCENTRICAS ROTATIVAS.

a-Primera excentrica

b-Palanca articulada

c-Probeta

d-Resorte plano

e-Excentrica reguladora

e<sub>1</sub> e<sub>2</sub>-Cabezales

f-Guido paralelo

g-Tornillo de ajuste

h-Banda de transmisión de fuerza.

FACULTAD DE INGENIERIA

MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA

ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PENA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE

## V. EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA

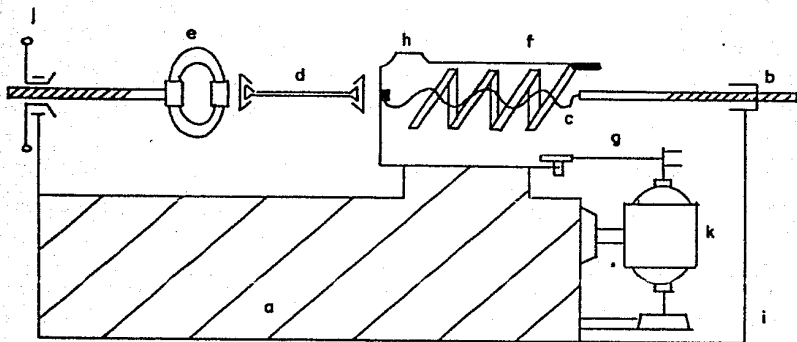
excéntrica 'a' por medio de una banda 'h', este movimiento a su vez se comunica a la biela 'b' por intermedio de la biela de mando, lo que constituye un movimiento alternativo en el punto 'x' que es el que finalmente llega a la probeta 'c' que se encuentra guiada por 'f' y soportada por los cabezales 'e<sub>1</sub>' y 'e<sub>2</sub>' los cuales garantizan el movimiento alternativo en la probeta, anulando cargas laterales.

El resorte elástico absorbe la reacción que produce los esfuerzos en la probeta. Este resorte se encuentra entre dos comparadores que miden la amplitud de dichos esfuerzos, para lo cual el resorte ha sido tarado anteriormente midiendo el alargamiento de una probeta de la que se conoce su curva esfuerzo-deformación. Un sistema de contactos eléctricos sobre éste detiene el funcionamiento de la máquina cuando la probeta se rompe.

La amplitud de las oscilaciones es regulada por la excéntrica 'e' lo cual se logra con un simple movimiento de ésta con la excéntrica 'a'.

Puede proporcionarse además una tensión inicial estática a la probeta, accionando el tornillo 'g' que alarga o acorta la biela de mando.

**PULSADOR SCHENK-ERLINGER.** También llamado pulsador de gran recorrido, basa su funcionamiento en el principio de la resonancia mecánica. Es muy útil para ensayar piezas con



**FIG. 5.2 PULSADOR SCHENCK — ERLINGER DE TRACCION Y COMPRESION**

**a**—Bastidor bancado

**b**—Regulador de tensión adicional estática.

**c**—Resorte de tensión adicional estática.

**d**—Probeta.

**e**—Dispositivo de medida (dinamometro de anillo eliptico).

**f**—Resorte espiral (exitador).

**g**—Exitador

**h**—Carter de mando

**i**—Apoyo

**j**—Regulación según la magnitud de la probeta.

**k**—Motor exitador.

FACULTAD DE INGENIERIA	
MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA	
ESC. SIN	UNA M
NOMBRES:	
PEÑA PLASCENCIA RICARDO	
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE	

## V. EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA

grandes deformaciones elásticas, pues permite amplitudes de deformación de 10 a 12 mm es decir de  $+5$  a  $+6$  mm. Permite ensayar probetas tanto cilíndricas como planas a esfuerzos de tracción compresión. La figura (5.2) muestra un diagrama en donde se han nombrado sus partes componentes para poder localizarlos en la lista que se encuentra debajo de la figura.

La máquina constituye un sistema vibratorio que trabaja cerca de su frecuencia propia de vibración. Un resorte helicoidal 'f' es excitado por 'g' que esta directamente unido al motor excitador 'k'.

Durante las vibraciones se ejercen esfuerzos de tensión-compresión axiales al eje de la probeta 'd', la cual se excita directamente ya que su cabezal de fijación es solidario con el carter 'h'. Este ultimo forma la envolvente que guarda el resorte helicoidal, al resorte plano y al excitador. Puede proporcionarse además a la probeta una tensión inicial por medio de un resorte plano 'c' que es regulado mediante un tornillo 'b', el cual constituye un regulador de tensión estática.

Existe otro tornillo de regulación 'j' que sirve para ajustar las mordazas al tamaño de la probeta con lo que se logra ensayar probetas de diferentes longitudes.

Los esfuerzos estáticos y dinámicos se miden por un dinamómetro de anillo elíptico 'e' que va montado directamente a la probeta. La velocidad de funcionamiento



## V.2. PROPUESTA DE DISEÑO DE UN EQUIPO

de la máquina es determinada por la frecuencia propia a la cual vibra el resorte excitador. Una bancada 'a' se encarga de sostener a todo el conjunto.

La ventaja del sistema de resonancia mecánica consiste en que basta una potencia muy reducida en el motor para lograr esfuerzos alternativos considerables. El excitador es movido generalmente por un motor 'k' de aproximadamente 1 H.P.

Su desventaja es que la amplitud de las oscilaciones es función de la velocidad del motor que a su vez depende de la tensión de alimentación. Esta desventaja es subsanada colocando un regulador eléctrico de contactos que permita obtener una precisión de regulación de más o menos el 1 %.

## V.2. PROPUESTA DE DISEÑO DE UN EQUIPO

El equipo propuesto tendrá la capacidad de realizar ensayos en probetas (tornillos) de diámetros que van desde 1/4 in. (0.635 cm) hasta 3/8 in. (0.9525 cm), y con una longitud que puede ser desde 1 1/2 in. (3.81 cm) hasta 4 in. (8.16 cm).

De acuerdo al diagrama de Wohler trazado para tornillos de 1/4 in. de diámetro, visto en el capítulo anterior, el

## V. EQUIPOS PARA ENSAYOS DE FATIGA

esfuerzo que resulta para el límite de fatiga es aproximadamente de 20 kg/mm<sup>2</sup>.

La carga que se aplicará a la probeta podrá ir desde cero hasta dos toneladas y será alternativamente de presión-compresión. Considerando que un ensayo deba durar en promedio de 4 a 6 hrs. por cada probeta, la frecuencia de aplicación de la carga deberá estar en el rango de 25 a 30 Hz.

El movimiento principal será proporcionado por un motor eléctrico de aproximadamente 3 a 4 H.P. de capacidad.

Los componentes del equipo se muestran en el diagrama de la figura (5.3), que se ha nombrado para localizarlos fácilmente.

Su funcionamiento se basa en el sistema de correa-biela-manivela, que constituye un mecanismo de mando mecánico que lo hace susceptible a la automatización.

La excitación se realiza a través de una excéntrica 'f' que va montada sobre una chumacera soporte 'k'. El esfuerzo se transmite hacia 'p' por intermedio de los eslabones 'h' y 'j', este último tendrá un movimiento semicircular en el extremo de conexión con el eslabon 'p', de ahí el esfuerzo es transmitido hacia 'v' que constituye el elemento que entregará la carga a la probeta 'c'.

El movimiento se transmite a la excéntrica 'f', desde el motor que se encuentra sujeto a la bancada, a través de una banda que sea capaz de transmitir dicha potencia.

## V.2. PROPUESTA DE DISEÑO DE UN EQUIPO

La variación en la amplitud de los esfuerzos se regula por medio de una doble excéntrica formada por 'f' y 'w', de tal manera que al hacer girar sus centros, éstos se acercan o se alejan constituyendo así una variación en la biela de mando.

La chumacera 'i' tiene como función permitir el deslizamiento del punzón 'v' que entrega los esfuerzos alternativos de tensión-compresión, además de que asegura que dichos esfuerzos sean puramente axiales anulando cualquier posible fuerza o componente diferente a la del movimiento.

Las mordazas van sujetas en un extremo al punzón 'v' con movimiento mediante un roscado y en el otro extremo también va unida por rosca a otro tornillo 'b' que se mantiene fijo durante el ensayo.

Se puede aplicar una tensión inicial a la probeta através de un tornillo 'b' el cual tiene un diámetro de tres a cuatro veces el diámetro de la probeta para evitar que la carga que se proporciona a ésta llegue a tener efecto en el tornillo. El volante 'a' sirve además como un seguro una vez que se ha fijado la tensión inicial deseada.

MAQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA A TRACCION Y COMPRESION

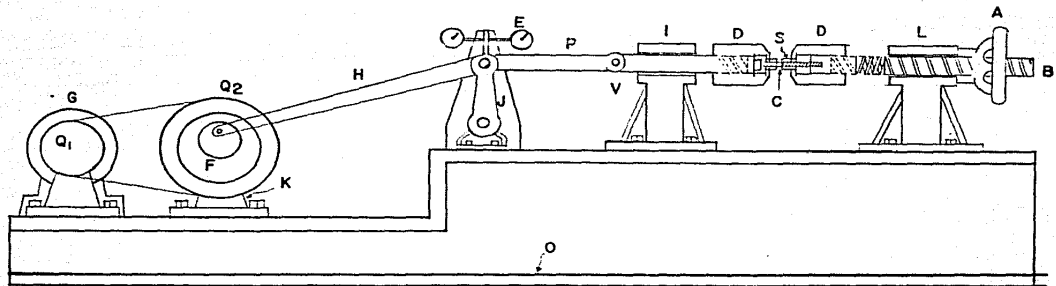


FIG. 5.3

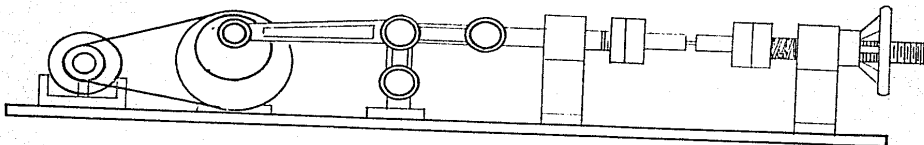
FACULTAD DE INGENIERIA

ESC. SIN

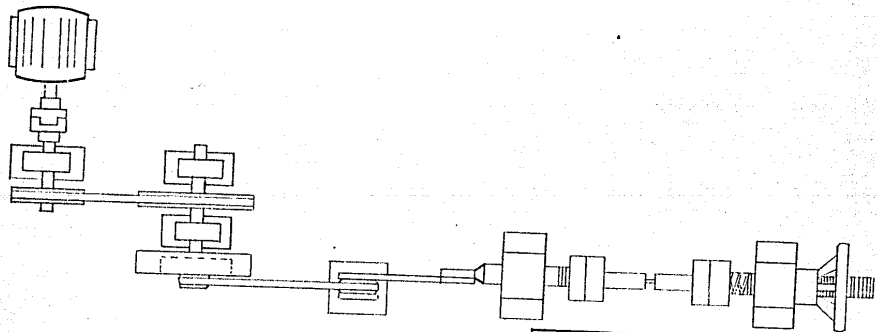
UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE

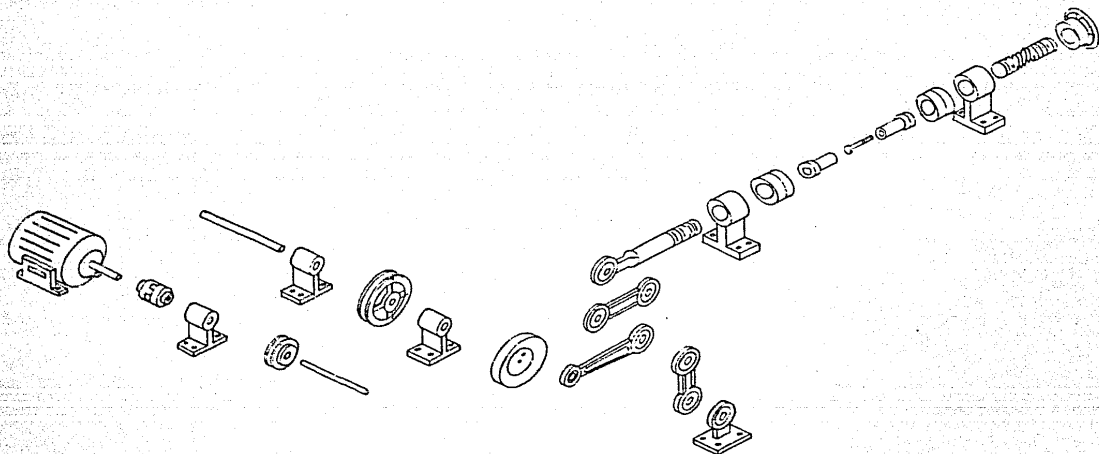


VISTA FRONTAL



VISTA HORIZONTAL

FACULTAD DE INGENIERIA	
ESC. SIN	UNAM
NOMBRES:	
PENA PLASCENCIA RICARDO	
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE	



FACULTAD DE INGENIERIA

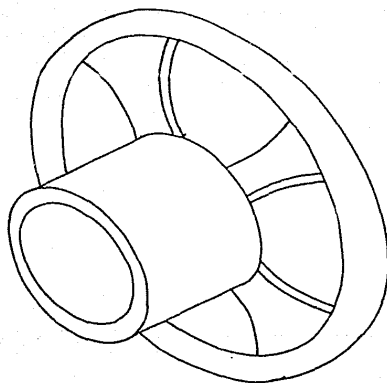
MAQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA EN  
UNIONES ATORNILLADAS

ESC. SIM

U N A M

NOMBRES:

PENA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

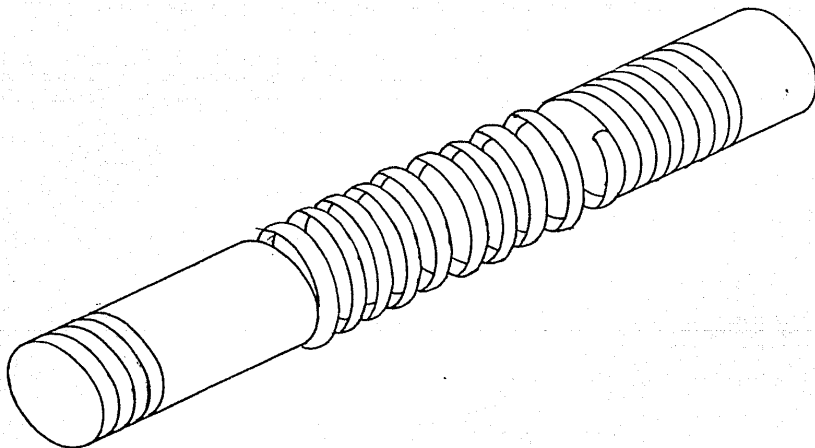
VOLANTE DE CARGA INICIAL (A)

ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

DISPOSITIVO DE CARGA INICIAL (B)

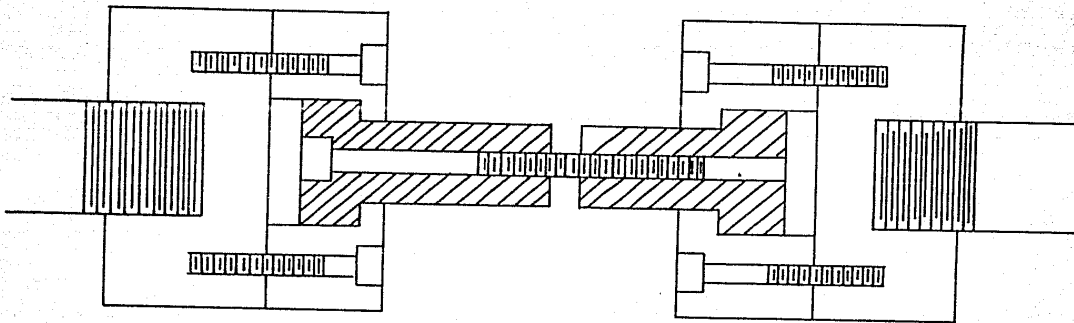
ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE





FACULTAD DE INGENIERIA

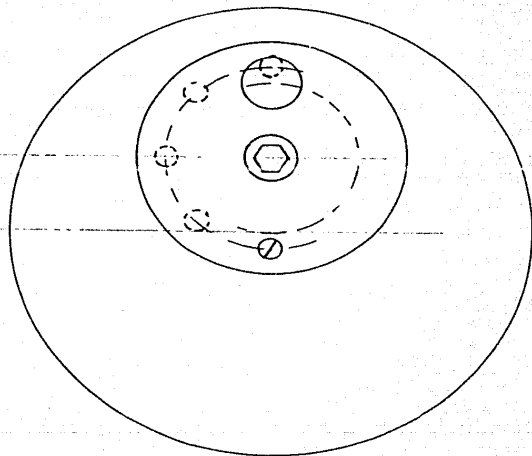
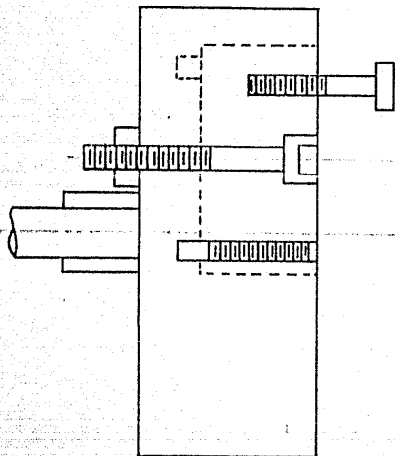
MORDAZAS (D) Y SUJETADORES (S)

ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

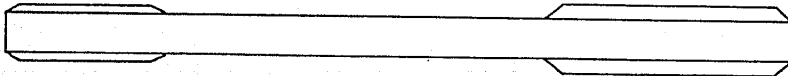
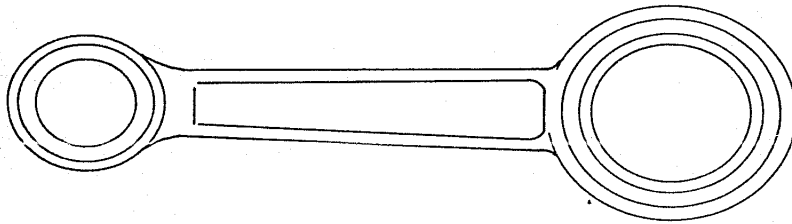
MANIBELA (exentrica) (F)

ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

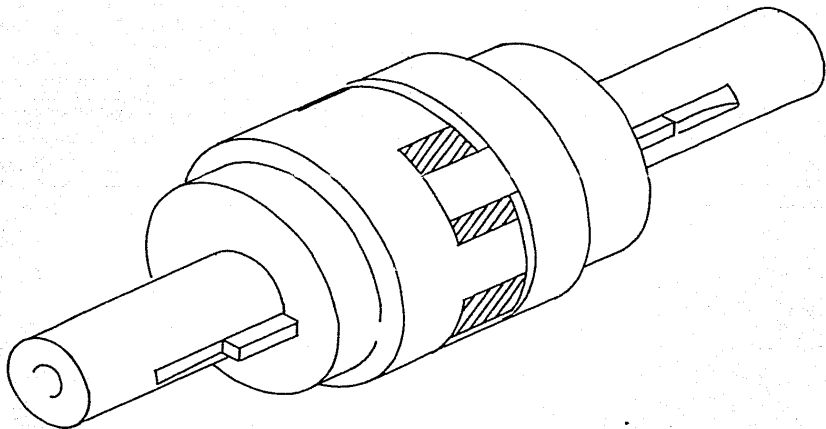
BIELA (H)

ESC. SIN

UNA M

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE

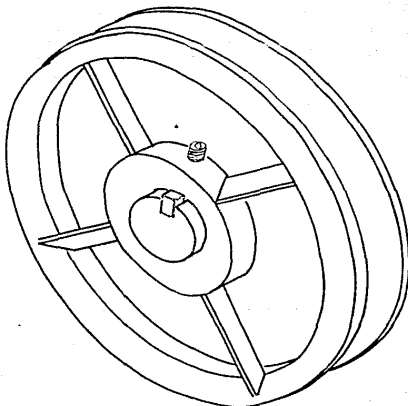
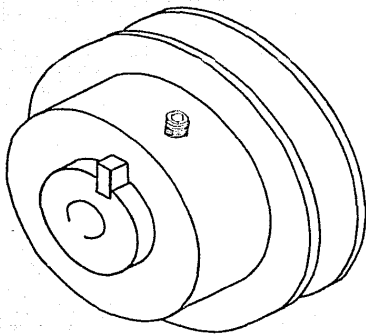


FACULTAD DE INGENIERIA

COPLA (M)

ESC. SIN UNAM

NOMBRES:  
PEN A PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

POLEAS DE TRANSMISION (Q)

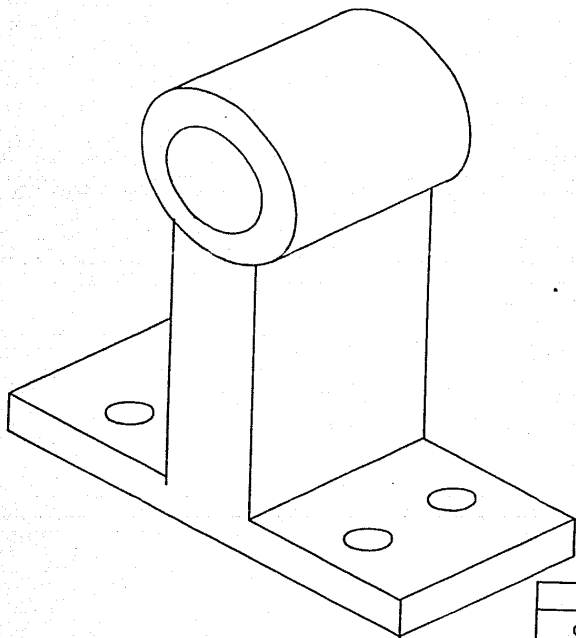
ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO

HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE



FACULTAD DE INGENIERIA

CHUMACERA

ESC. SIN

UNAM

NOMBRES:

PEÑA PLASCENCIA RICARDO  
HERNANDEZ DIAZ ENRIQUE

A N E X O

T A B L A S

Tabla 2.1. Comparación de las resistencias a la fatiga a temperaturas bajas con las resistencias a la fatiga a temperatura ambiente

Material	Valor promedio de la relación:			Valor promedio de la relación:		Valor promedio de la relación de fatiga (de probetas sin entalla):			
	Resistencia a la fatiga a temperatura baja			Resistencia a fatiga de probeta con entalla baja a temperatura		Resistencia a la fatiga			
	Resistencia a la fatiga a temperatura ambiente			Resistencia a fatiga de probeta sin entalla a temperatura ambiente		Resistencia a la tracción			
	-40 oC	-78 oC	-186 a -10	-78 oC	186 a 196	temperatura ambiente	-40 oC	-78 oC	-186 a 196
Aceros al carbono	1.20 (4)	1.30 (6)	2.57 (4)	1.10 (9)	1.17 (1)	0.43 (10)	0.47 (3)	0.45 (6)	0.67 (4)
Aceros aleados	1.06 (6)	1.13 (36)	1.61 (11)	1.06 (29)	1.23 (7)	0.18 (47)	0.51 (6)	0.48 (37)	0.58 (12)
Aceros aleados colados		1.22 (3)		1.05 (20)		0.27 (3)		0.97 (3)	
Aceros inoxidables	1.15 (5)	1.21 (2)	1.54 (2)			0.52 (7)	0.50 (6)	0.57 (2)	0.59 (2)
Aleaciones de aluminio	1.14 (16)	1.16 (9)	1.69 (3)		1.35 (2)	0.42 (5)		0.46 (5)	0.59 (3)
Aleaciones de titanio		1.11 (2)	1.40 (3)	1.22 (20)	1.41 (3)	0.70 (3)		0.63 (2)	0.54 (3)

Los números entre paréntesis indican el número de determinaciones a partir de las cuales se calcularon los promedios

Tabla 2.2. influencia de la velocidad en el ensayo a flexión rotativa (R. Cazaud)  
Aceros Ni-Cr, autotemplado, recocido: = 48 = 68; AX = 25.5

Esfuerzo: en Kg/mm <sup>2</sup>	Número de revoluciones o ciclos			
	3 000 r.p.m.	8 000 r.p.m.	11 000 r.p.m.	15 000 r.p.m.
38.5	97 600 (rompio)	38 000 (rompio)		
36.0	861 300 (rompio)	66 000 (rompio)		
37.3	1 523 200 (rompio)	1 311 000 (rompio)	10 millones (no rompio)	10 millones (no rompio)
38.8	100 millones			



**TABLA 2.3 EFECTO DEL ESTADO DE LA SUPERFICIE EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA.**

Material	Resistencia a la tracción (Kg/mm <sup>2</sup> )	Condiciones del ensayo	Resistencia a la fatiga, como un porcentaje del valor máximo (y en Kg/mm <sup>2</sup> )				
			Perfectamente pulida	Pulida	Amolada	Torneado fino	Torneado basto
Acero 0.2 % C	29.45	F.R.		100 ± 11.7, esmeril OO		92	88
Acero 0.45 % C		F.R.	100 ± 14 superpulida	100 esmeril OOO		90	90
Acero 0.49 % C	66.65	F.R.	100 ± 23, pulido con oxido de hierro	94 esmeril OO	88	84	82
Acero 0.6 %	72.85	F.R.		100 ± 24	92	84	72
Acero Ni Cr	182.9	F.R. (10 <sup>7</sup> )	100 ± 52, con papel esmeril OOOO	94 esmeril OO			

F.R. = Flexión rotativa

**TABLA 2.4 EFECTO DE LA FRECUENCIA EN LA PROFUNDIDAD DE LA DUREZA DE LA PORCION EXTERNA \***

FRECUENCIA (HZ)	PROFUNDIDAD TEORICA DE PENETRACION DE ENERGIA ELECTRICA (PULGADAS)	PROFUNDIDAD PRACTICA DE LA DUREZA DE LA PORCION EXTERNA (PULGADAS)
1 000	0 059	0.180 a 0.350
3 000	0 035	0.150 a 0.200
10 000	0 020	0.100 a 0.150
120 000	0 006	0.060 a 0.100
500 000	0 003	0.040 a 0.080
1000 000	0 002	0.010 a 0.030

\* Tomada del Metals handbook vol2, pag. 180, American Society for Metals  
Park, Ohio, 1946.

**TABLA 3.1. ROSCAS DE TORNILLO UNIFICADA Y AMERICANA BASTA Y FINA.** valores seleccionados extractados de ASA B 1.1 1960(5.4), que debe ser consultada en cuanto a detalles sobre proporciones y tolerancias, y para otras series de roscas; dimensiones para ajustes de clase 3, rosca exterior El diámetro menor de la rosca interior no es exactamente el mismo que para la rosca exterior. El área de esfuerzo de tracción que corresponde a un diámetro que es igual aproximadamente al promedio de los diámetros de paso y menor. Valores seleccionados de la serie de rosca de 12 filetes, por encima del tamaño de 1 1/2 pulgadas.

TAMAÑO	DIAMETRO MAYOR: BASICO		BASTA (UNC)				FINA (UNF) Y 12 UN				ANCHURA A ENTRE CARAS. REGULAR, EN BRUTO (Seleccionado de ASA B 18.2-1952)				
	pulg	cm	Hilos/ Diám. menor		Área de esfuerzo A.		Hilos/ pulg.	Diámetro menor:		Área de esfuerzo A.		pulg	cm	pulg	cm
			pulg	cm	pulg	cm		pulg	cm	pulg	cm				
0	0.0600	0.1524					80	0.0447	0.1135	0.00180	0.01161				
1	0.0730	0.1854	64	0.0538	0.1366	0.00263	0.01697	72	0.0560	0.1422	0.00278	0.01791			
2	0.0860	0.2187	56	0.0641	0.1628	0.00370	0.02387	64	0.0668	0.1696	0.00394	0.02541			
3	0.0990	0.2514	48	0.0734	0.1864	0.00487	0.03142	56	0.0771	0.1958	0.00523	0.03371			
4	0.1120	0.2845	40	0.0813	0.2065	0.00604	0.03897	48	0.0864	0.2194	0.00661	0.04261			
5	0.1250	0.3175	40	0.0943	0.2395	0.00796	0.05135	44	0.0971	0.2466	0.00830	0.05351			
6	0.1380	0.3575	32	0.0997	0.2532	0.00909	0.05864	40	0.1073	0.2725	0.01015	0.06541			
8	0.1640	0.4166	32	0.1257	0.3152	0.01460	0.05350	36	0.1299	0.3299	0.01474	0.09501			
10	0.1900	0.4826	24	0.1389	0.3527	0.01750	0.11290	32	0.1517	0.3853	0.02090	0.12901			
12	0.2160	0.5486	24	0.1649	0.4188	0.02420	0.15610	28	0.1722	0.4373	0.02580	0.16651			
1/4	0.2500	0.6350	20	0.1887	0.4792	0.03180	0.20520	28	0.2062	0.5237	0.03640	0.23481			
3/16	0.3125	0.7938	18	0.2443	0.6204	0.05240	0.33810	24	0.2614	0.6639	0.05880	0.37421			
3/8	0.3750	0.9525	16	0.2983	0.7576	0.07750	0.50000	24	0.3239	0.8227	0.08780	0.56641			
7/16	0.4375	1.1113	14	0.3499	0.8886	0.10630	0.68570	20	0.3762	0.9555	0.11870	0.76581			
1/2	0.5000	1.2700	13	0.4056	1.0302	0.14190	0.91540	20	0.4387	1.1143	0.15990	1.03161			
7/16	0.5625	1.4268	12	0.4603	1.1691	0.18200	1.17400	18	0.4943	1.2555	0.20300	1.31001			
5/4	0.6250	1.5875	11	0.5135	1.3042	0.22600	1.45800	18	0.5568	1.4142	0.25600	1.65201			
3/4	0.7500	1.9050	10	0.6273	1.5933	0.33400	2.15500	16	0.6733	1.7011	0.37300	2.40601			
1/4	0.8750	2.2225	9	0.7387	1.8762	0.46200	2.98100	14	0.7874	1.9999	0.50900	3.28401			
1	1.0000	2.5400	8	0.8466	2.1503	0.60600	3.91000	12	0.8978	2.2804	0.66300	4.27701			
1 1/11	1.2500	2.8575	7	0.9497	2.4121	0.76300	4.92200	12	1.0228	2.5979	0.85600	5.52301			
1 1/11	1.2500	3.1750	7	1.0747	2.7297	0.96900	6.25200	12	1.1478	2.9154	1.07300	6.92301			
1 3/11	1.3750	3.4925	6	1.1705	2.9732	1.15500	7.45100	12	1.2728	3.2329	1.31500	8.48401			
1 1/11	1.5000	3.8100	6	1.2955	3.2909	1.40500	9.06400	12	1.3978	3.5504	1.58100	10.2801			
1 2/11	1.7500	4.4450	5	1.5046	3.8216	1.90000	12.26	12	1.6478	4.1854	2.18530	14.0951			
2	2.0000	5.0800	4	1.7274	4.3877	2.50000	16.13	12	1.8978	4.8203	2.88920	18.6391			
2 1/2	2.5000	6.3500	4	1.9774	5.0277	3.25000	20.97	12	2.1478	5.4554	3.69140	23.8191			
2 1/2	2.5000	6.3500	4	1.933	5.5703	4.00000	25.81	12	2.3978	6.0904	4.59160	29.6201			
2 3/2	2.7500	6.9850	4	2.4433	6.2053	4.93000	31.81	12	2.6478	6.7254	5.59000	36.0601			
3	3.0000	7.6200	4	2.6933	6.8403	5.97000	38.52	12	2.8978	7.3603	6.68650	43.1411			
3 1/13	2.5000	8.2550	4	2.9433	7.4753	7.10000	45.81	12	3.1478	7.9954	7.88120	50.8471			
3 1/13	2.5000	8.8900	4	3.1933	8.1103	8.33000	53.74	12	3.3978	8.6304	9.17400	59.1861			
3 1/13	2.5000	9.5250	4	3.4433	8.7453	9.66000	62.32	12	3.6478	9.2654	10.5649	63.1611			
4	4.0000	10.1600	4	3.6933	9.3803	11.0800	71.48	12	3.8978	9.9003	12.0540	77.7661			

Para cabezas y tuercas cuadradas, A es diferente en los tamaños menores (inferiores a 7/8 pulg) de estos valores. Veanse detalles en la Norma.

Cabezas: A		Tuerca: A	
pulg	cm	pulg	cm
7/16	1.11	7/18	1.11
1/2	1.27	1/3	1.27
9/16	1.42	7/18	1.42
3/8	1.58	1 1/18	1.74
1/4	1.90	3/4	1.90

1 3/16	2.06	7/4	2.22
1 5/16	2.38	1 3/16	2.38
1 1/8	2.85	1 1/6	2.85
1 2/16	3.33	1 3/18	3.33
1 1/2	3.81	1 1/2	3.81
1 11/18	4.28	1 11/14	4.28
1 7/8	4.76	1 7/8	4.76
2 1/16	5.23	2 1/16	5.23
2 1/4	5.71	2 1/4	5.71
2 5/3	6.66	2 3/6	6.66
3	7.62	3	7.62
3 3/8	8.57	3 2/8	8.57
3 3/4	9.52	3 3/4	9.52
4 1/8	10.47	4 1/4	10.47

4 1/2	11.43	4 1/2	11.43
4 7/8	12.38		
5 1/4	13.33		
5 3/8	14.28		
6	15.24		

Tabla 3.3 Series de rosca gruesa, UNC y NC.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas)

IDENTIFICACION		DIÁMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS			AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, D <sub>3</sub> max.	Diámetro de paso E max.	Diámetro menor básico Ks	Huelgos Clases 1A y 2A	+Tolerancia: Diám mayor ++ Clase 1A	Tolerancia: Diám. may ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn: mínimo	Tolerancia: Diám menor: & Clases 1B, 2B, 3B	Diám menor: básico mín: pulgadas cuad.	Área de esfuerzo pulgadas cuadradas	
1 (0.073)	64	0.0730	0.0629	0.0538	0.0005	.....	0.0038	0.0561	0.0062	0.0022	0.0026	
2 (0.086)	56	0.0860	0.0744	0.0641	0.0006	.....	0.0041	0.0667	0.0070	0.0031	0.0036	
3 (0.099)	48	0.0990	0.0855	0.0734	0.0007	.....	0.0045	0.0764	0.0081	0.0041	0.0048	
4 (0.112)	40	0.1120	0.0958	0.0813	0.0008	.....	0.0051	0.0849	0.0090	0.0050	0.0060	
5 (0.125)	40	0.1250	0.1088	0.0943	0.0008	.....	0.0051	0.0979	0.0083	0.0067	0.0079	
6 (0.138)	32	0.1380	0.1177	0.0997	0.0008	.....	0.0060	0.1042	0.0098	0.0075	0.0090	
8 (0.164)	32	0.1640	0.1437	0.1257	0.0009	.....	0.0060	0.1302	0.0087	0.0120	0.0139	
10 (0.190)	24	0.1900	0.1629	0.1389	0.0010	.....	0.0072	0.1449	0.0106	0.0145	0.0174	
12 (0.216)	24	0.2160	0.1889	0.1649	0.0010	.....	0.0072	0.1709	0.0098	0.0206	0.0240	
1/4	20	0.2500	0.2175	0.1887	0.0011	0.0122	0.0091	0.1959	0.0109	0.0269	0.0317	
5/16	18	0.3125	0.2764	0.2443	0.0012	0.0131	0.0087	0.2524	0.0106	0.0454	0.0522	
3/8	16	0.3750	0.3344	0.2983	0.0013	0.0142	0.0094	0.3073	0.0109	0.0678	0.0773	
7/16	14	0.4375	0.3911	0.3499	0.0014	0.0155	0.0103	0.3602	0.0115	0.0933	0.1060	
1/2	13	0.5000	0.4500	0.4056	0.0015	0.0163	0.0109	0.4167	0.0117	0.1257	0.1416	
1/2	12	0.5000	0.4459	0.3978	0.0015	0.0172	0.0114	0.4098	0.0125	0.1205	0.1374	
9/16	12	0.5625	0.5084	0.4603	0.0016	0.0172	0.0114	0.4723	0.0120	0.1620	0.1816	
5/8	11	0.6250	0.5660	0.5135	0.0016	0.0182	0.0121	0.5266	0.0125	0.2018	0.2256	
3/4	10	0.7500	0.6850	0.6273	0.0018	0.0194	0.0129	0.6417	0.0128	0.3020	0.3340	
7/8	9	0.8750	0.8028	0.7387	0.0019	0.0208	0.0139	0.7547	0.0134	0.4193	0.4612	
1	8	1.0000	0.9188	0.8466	0.0020	0.0225	0.0150	0.8647	0.0150	0.5510	0.6051	
1 1/8	7	1.1250	1.0322	0.9497	0.0022	0.0246	0.0164	0.9704	0.0171	0.6931	0.7627	
1 1/4	7	1.2500	1.1572	1.0747	0.0022	0.0246	0.0164	1.0954	0.0171	0.8898	0.9684	
1 3/8	6	1.3750	1.2667	1.1705	0.0024	0.0273	0.0182	1.1946	0.0200	1.0541	1.1538	
1 1/2	6	1.5000	1.2917	1.2955	0.0024	0.0273	0.0182	1.3196	0.0200	1.2938	1.4041	
1 3/4	5	1.7500	1.6201	1.5046	0.0027	0.0308	0.0205	1.5335	0.0240	1.7441	1.8983	
2	4 1/2	2.0000	1.8557	1.7274	0.0029	0.0330	0.0220	1.7594	0.0270	2.3001	2.4971	
2 1/4	4 1/2	2.2500	2.1057	1.9774	0.0029	0.0330	0.0220	2.0094	0.0257	3.0212	3.2464	
2 1/2	4	2.5000	2.3376	2.1933	0.0031	0.0357	0.0238	2.2294	0.0300	3.7161	3.9976	
2 3/4	4	2.7500	2.5876	2.4433	0.0032	0.0357	0.0238	2.4794	0.0300	4.6194	4.9326	

Tabla 3.3 Series de rosca gruesa, UNC Y NC (continuación).  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORVILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS		AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos X por in, n	Diámetro mayor, D <sub>2</sub> máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico K <sub>s</sub>	Huelgos Clases 1A y 2A	+Tolerancia Diám mayor 1A	Tolerancia Diám. mayor 2A y 3A	Diámetro menor, K <sub>n</sub> mínimo	Tolerancia Diám menor 1B, 2B, 3B	Diám menor básico mín. pulgadas cuad.	Área de Esfuerzo pulgadas cuadradas
3	4	3.0000	2.8376	2.6933	0.0032	0.0357	0.0238	2.7294	0.0300	5.6209	5.9659
3 1/4	4	3.2500	3.0876	2.9433	0.0033	0.0357	0.0238	2.9794	0.0300	6.7285	7.0992
3 1/2	4	3.5000	3.3376	3.1933	0.0033	0.0357	0.0238	3.2294	0.0300	7.9083	8.3268
3 3/4	4	3.7500	3.5876	3.4433	0.0034	0.0357	0.0238	3.4794	0.0300	9.2143	9.6545
4	4	4.0000	3.8376	3.6933	0.0034	0.0357	0.0238	3.7294	0.0300	10.6084	11.0865

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huelgos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente. el huelgo para la clase 3A es cero.

\*\* El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/24.

▲ El diámetro menor para roscas esternas puede extenderse hasta un plano P/8.

Tabla 3.4 Series de rosca fina, UNF y NF.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS		AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, Di. máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huelgos Clases 1A y 2A	+Tolerancia: Diám mayor ++ Clase 1A	Tolerancia: Diám. mayor ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn: Diám. mínimo	Tolerancia: Diám menor: & Clases 1B, 2B, 3B	Diám menor: básico mín: pulgadas cuad.	Área de Esfuerzo pulgadas cuadradas
0 (0.060)	80	0.0600	0.0519	0.0447	0.0005	.....	0.0032	0.0465	0.0049	0.0015	0.0018
1 (0.073)	72	0.0730	0.0640	0.0560	0.0006	.....	0.0035	0.0580	0.0055	0.0024	0.0027
2 (0.086)	64	0.0860	0.0759	0.0680	0.0006	.....	0.0038	0.0691	0.0062	0.0034	0.0039
3 (0.099)	56	0.0990	0.0874	0.0771	0.0007	.....	0.0041	0.0797	0.0068	0.0045	0.0052
4 (0.112)	48	0.1120	0.0985	0.0864	0.0007	.....	0.0045	0.0894	0.0074	0.0057	0.0065
5 (0.125)	44	0.1250	0.1102	0.0971	0.0007	.....	0.0048	0.1004	0.0075	0.0072	0.0082
6 (0.138)	40	0.1380	0.1218	0.1073	0.0008	.....	0.0051	0.1199	0.0077	0.0087	0.0101
8 (0.164)	36	0.1640	0.1460	0.1299	0.0008	.....	0.0055	0.1339	0.0077	0.0128	0.0146
10 (0.190)	32	0.1900	0.1697	0.1517	0.0009	.....	0.0060	0.1562	0.0079	0.0175	0.0199
12 (0.216)	28	0.2160	0.1928	0.1722	0.0010	.....	0.0065	0.1773	0.0084	0.0026	0.0257
1/4	28	0.2500	0.2268	0.2062	0.0010	0.0098	0.0065	0.2113	0.0077	0.0326	0.0362
5/16	24	0.3125	0.2854	0.2614	0.0011	0.0108	0.0072	0.2674	0.0080	0.0524	0.0579
3/8	24	0.3750	0.3479	0.3239	0.0011	0.0108	0.0072	0.3299	0.0073	0.0809	0.0876
7/16	20	0.4375	0.4050	0.3762	0.0013	0.0122	0.0081	0.3834	0.0082	0.1090	0.1185
1/2	20	0.5000	0.4675	0.4387	0.0013	0.0122	0.0081	0.4459	0.0078	0.1486	0.1597
9/16	18	0.5625	0.5264	0.4943	0.0014	0.0131	0.0087	0.5024	0.0082	0.1888	0.2026
5/8	18	0.6250	0.5889	0.5568	0.0014	0.0131	0.0087	0.5649	0.0081	0.2400	0.2555
3/4	16	0.7500	0.7094	0.6733	0.0015	0.0142	0.0094	0.6823	0.0085	0.3513	0.3724
7/8	14	0.8750	0.8286	0.7874	0.0016	0.0155	0.0103	0.7977	0.0091	0.0481	0.5088
1	12	1.4000	0.9459	0.8978	0.0018	0.0172	0.0114	0.9038	0.0100	0.6245	0.6624
1 1/8	12	1.1250	1.0709	1.0228	0.0018	0.0172	0.0114	1.0348	0.0100	0.8118	0.8549
1 1/4	12	1.2500	1.1959	1.1478	0.0018	0.0172	0.0114	1.1598	0.0100	1.0237	1.0721
1 3/8	12	1.3750	1.3209	1.2728	0.0019	0.0172	0.0114	1.2848	0.0100	1.2602	1.3137
1 1/2	12	1.5000	1.4459	1.3978	0.0019	0.0172	0.0114	1.4098	0.0100	1.5212	1.5799

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas.

+ Los huelgos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente. El huelgo para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/24.

& El diámetro menor para roscas externas puede extenderse hasta un plano P/8.

Tabla 3.5 Serie de rosca extrafina, UNEF y NEF.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

Tamaño	Hilos por in, n	DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS			AREAS DE LAS SECCIONES	
		Diámetro mayor, D <sub>1</sub> máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huelgos Clases 1A y 2A	Tolerancia Diám mayor ++ Clase 1A	Tolerancia Diám. may ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn mínimo	Tolerancia Diám menor & Clases 1B, 2B, 3B	Diám menor básico mín. pulgadas cuad.	Área de Esfuerz pulgadas cuadradas	
12 (0.216)	32	0.2160	0.1997	0.1777	0.0009	.....	0.0060	0.1822	0.0073	0.2442	0.2269	
1/4	32	0.2500	0.2297	0.2117	0.0010	.....	0.0060	0.2162	0.0067	0.0344	0.0377	
5/16	32	0.3125	0.2922	0.2742	0.0010	.....	0.0060	0.2787	0.0060	0.0581	0.0622	
3/8	32	0.3750	0.3547	0.3367	0.0010	.....	0.0060	0.3412	0.0057	0.0878	0.0929	
7/16	28	0.4375	0.4143	0.3937	0.0011	.....	0.0065	0.3968	0.0063	0.1201	0.1270	
1/2	28	0.5000	0.4768	0.4562	0.0011	.....	0.0065	0.4613	0.0063	0.1616	0.1695	
6/16	24	0.5625	0.5354	0.5114	0.0012	.....	0.0072	0.5174	0.0070	0.2030	0.2134	
5/8	24	0.6250	0.5979	0.5739	0.0012	.....	0.0072	0.5799	0.0070	0.2560	0.2676	
11/16	24	0.6875	0.6604	0.6364	0.0012	.....	0.0072	0.6424	0.0070	0.3151	0.3280	
3/4	20	0.7500	0.7175	0.6887	0.0013	.....	0.0081	0.6959	0.0078	0.3685	0.3855	
13/16	20	0.8125	0.7800	0.7512	0.0013	.....	0.0081	0.7584	0.0078	0.4368	0.4573	
7/8	20	0.8750	0.8425	0.8137	0.0013	.....	0.0081	0.8209	0.0078	0.5153	0.5352	
15/16	20	0.9375	0.9050	0.8762	0.0014	.....	0.0081	0.8834	0.0078	0.5979	0.6194	
1	20	1.0000	0.9675	0.9387	0.0014	.....	0.0081	0.9459	0.0078	0.6866	0.7095	
1 1/16	18	1.0625	1.0264	0.9943	0.0014	.....	0.0087	1.0024	0.0081	0.7702	0.7973	
1 1/8	18	1.1250	1.0889	1.0568	0.0014	.....	0.0087	1.0649	0.0081	0.8705	0.8993	
1 3/16	18	1.1875	1.1514	1.1193	0.0015	.....	0.0087	1.1274	0.0081	0.9770	1.0074	
1 1/4	18	1.2500	1.2139	1.1818	0.0015	.....	0.0087	1.1899	0.0081	1.0895	1.1216	
1 5/16	18	1.3125	1.2764	1.2443	0.0015	.....	0.0087	1.2524	0.0081	1.2062	1.2420	
1 3/8	18	1.3750	1.3389	1.3068	0.0015	.....	0.0087	1.3149	0.0081	1.3330	1.3684	
1 7/16	18	1.4375	1.4014	1.3693	0.0015	.....	0.0087	1.3774	0.0081	1.4640	1.5010	
1 1/2	18	1.5000	1.4639	1.4318	0.0015	.....	0.0087	1.4399	0.0081	1.6011	1.6397	
1 9/16	18	1.5625	1.5264	1.4943	0.0015	.....	0.0087	1.5024	0.0081	1.7444	1.7846	
1 5/8	18	1.6250	1.5889	1.5568	0.0015	.....	0.0087	1.5649	0.0081	1.8937	1.9357	
1 11/16	18	1.6875	1.6514	1.6193	0.0015	.....	0.0087	1.6274	0.0081	2.0493	2.0929	
1 3/4	16	1.7500	1.7094	1.6733	0.0016	.....	0.0094	1.6823	0.0085	2.2873	2.2382	
2	16	2.0000	1.9594	1.9233	0.0016	.....	0.0094	1.9323	0.0085	2.8917	2.9501	

Los valores anteriores se basan en una longitud de que el diámetro nominal

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huelgos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente. el huelgo para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/24.

& El diámetro menor para roscas esternas puede extenderse hasta un plano P/8.

Tabla 3.6 Serie de 8 hilos, 6N.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS		AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, D <sub>1</sub> máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huellos Clases 1A y 2A	Tolerancia Diám mayor: ++ Clase 1A	Tolerancia Diám. say: ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn mínimo	Tolerancia Diám menor: & Clases 1B, 2B, 3B	Diám menor básico mín: pulgadas cuad.	Área de Esfuerzo pulgadas cuadradas
1 1/8	8	1.1250	1.0438	0.9716	0.0021	.....	0.0150	0.9897	0.0150	0.7277	0.7896
1 1/4	8	1.2500	1.1688	1.0966	0.0021	.....	0.0150	1.1147	0.0150	0.9290	0.9985
1 3/8	8	1.3750	1.2938	1.2216	0.0022	.....	0.0150	1.2397	0.0150	1.1548	1.2319
1 1/2	8	1.5000	1.4188	1.3466	0.0022	.....	0.0150	1.3647	0.0150	1.4052	1.4899
1 5/8	8	1.6250	1.5438	1.4716	0.0022	.....	0.0150	1.4897	0.0150	1.6801	1.7723
1 3/4	8	1.7500	1.6688	1.5966	0.0023	.....	0.0150	1.6147	0.0150	1.9796	2.0792
1 7/8	8	1.8750	1.7938	1.7216	0.0023	.....	0.0150	1.7397	0.0150	2.3036	2.4107
2	8	2.0000	1.9188	1.8466	0.0023	.....	0.0150	1.8647	0.0150	2.6591	2.6665
2 1/8	8	2.1250	2.0438	1.9716	0.0024	.....	0.0150	1.9897	0.0150	3.0252	3.1469
2 1/4	8	2.2500	2.1688	1.0966	0.0024	.....	0.0150	2.1147	0.0150	3.4228	3.5519
2 1/2	8	2.5000	2.4188	2.3466	0.0024	.....	0.0150	2.3647	0.0150	4.2917	4.4352
2 3/4	8	2.7500	2.6688	2.5966	0.0025	.....	0.0150	2.6147	0.0150	5.2588	5.4164
3	8	3.0000	2.9188	2.8466	0.0026	.....	0.0150	2.8647	0.0150	6.3240	6.4957
3 1/4	8	3.2500	3.1688	3.0966	0.0026	.....	0.0150	3.1147	0.0150	7.4874	7.6738
3 1/2	8	3.5000	3.4188	3.3466	0.0026	.....	0.0150	3.3647	0.0150	8.7490	8.9504
3 3/4	8	3.7500	3.6688	3.5966	0.0027	.....	0.0150	3.6147	0.0150	10.1088	10.3249
4	8	4.0000	3.9188	3.8466	0.0027	.....	0.0150	3.8647	0.0150	11.5667	11.7995
4 1/4	8	4.2500	4.1688	4.0966	0.0028	.....	0.0150	4.1147	0.0150	13.1228	13.3683
4 1/2	8	4.5000	4.4188	4.3466	0.0028	.....	0.0150	4.3647	0.0150	14.7771	15.0372
4 3/4	8	4.7500	4.6688	4.5966	1.0029	.....	0.0150	4.6147	0.0150	16.5295	16.8042
5	8	5.0000	4.9188	4.8466	0.0029	.....	0.0150	4.8647	0.0150	18.3802	18.6694
5 1/4	8	5.2500	5.1688	5.0966	0.0029	.....	0.0150	5.1147	0.0150	20.3290	20.6390
5 1/2	8	5.5000	5.4188	5.3466	0.0030	.....	0.0150	5.3647	0.0150	22.3760	22.6945
5 3/4	8	5.7500	5.6688	5.5966	0.0030	.....	0.0150	5.6147	0.0150	24.5211	24.8541
6	8	6.0000	5.9188	5.8466	0.0030	.....	0.0150	5.8647	0.0150	26.7645	27.1118

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huelllos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente, el huelllo para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/2A.

& El diámetro menor para roscas externas puede extenderse hasta un plano P/8.



Tabla 3.7 Serie de 12 hilos, 12m y 12N.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORVILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS			AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, Di máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huecos Clases 1A y 2A	Tolerancia: Diám. mayor: ++ Clase 1A	Tolerancia: Diám. mayor: ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Di mín.	Tolerancia: Diám. menor: & Clases 1B, 2B, 3B	Diám. menor básico mín. pulgadas cuad.	Área de Esfuerzo pulgadas cuadradas	
1/2	12	0.5000	0.4459	0.3978	0.0016	.....	0.0114	0.4098	0.0127	0.1205	0.1374	
5/8	12	0.6250	0.5709	0.5228	0.0016	.....	0.0114	0.5348	0.0115	0.2097	0.2319	
11/16	12	0.6875	0.6334	0.5853	0.0016	.....	0.0114	0.5973	0.0112	0.2635	0.2883	
13/4	12	0.7500	0.6959	0.6478	0.0017	.....	0.0114	0.6598	0.0109	0.3234	0.3508	
13/16	12	0.8125	0.7584	0.7103	0.0017	.....	0.0114	0.7223	0.0106	0.3895	0.4195	
7/8	12	0.8750	0.8209	0.7728	0.0017	.....	0.0114	0.7848	0.0108	0.4617	0.4943	
15/16	12	0.9375	0.8924	0.8553	0.0017	.....	0.0114	0.8473	0.0096	0.5096	0.5753	
1 1/16	12	1.0625	1.0084	0.9603	0.0017	.....	0.0114	0.9723	0.0100	0.7151	0.7556	
1 3/16	12	1.1875	1.1334	1.0853	0.0017	.....	0.0114	1.0973	0.0100	0.9147	0.9804	
1 5/16	12	1.3125	1.2584	1.2103	0.0017	.....	0.0114	1.2223	0.0100	1.1389	1.1898	
1 7/16	12	1.4375	1.3834	1.3353	0.0018	.....	0.0114	1.3473	0.0100	1.3876	1.4430	
1 5/8	12	1.6250	1.5709	1.5228	0.0018	.....	0.0114	1.5348	0.0100	1.8667	1.8701	
1 3/4	12	1.7500	1.6959	1.6418	0.0018	.....	0.0114	1.6598	0.0100	2.1168	2.1853	
1 7/8	12	1.8750	1.8209	1.7728	0.0018	.....	0.0114	1.7848	0.0100	2.4514	2.5250	
2	12	2.0000	1.9459	1.8978	0.0018	.....	0.0114	1.9098	0.0100	2.8106	2.8892	
2 1/8	12	2.1250	2.0709	2.0228	0.0018	.....	0.0114	2.0348	0.0100	3.1943	3.2779	
2 1/4	12	2.2500	2.1959	2.1478	0.0018	.....	0.0114	2.1598	0.0100	3.6025	3.6914	
2 3/8	12	2.3750	2.3209	2.2728	0.0019	.....	0.0114	2.2848	0.0100	4.0653	4.1291	
2 1/2	12	2.5000	2.4459	2.3978	0.0019	.....	0.0114	2.4098	0.0100	4.4927	4.5916	
2 5/8	12	2.6250	2.5709	2.5228	0.0019	.....	0.0114	2.5343	0.0100	4.9745	5.0784	
2 3/4	12	2.7500	2.6959	2.6478	0.0019	.....	0.0114	2.6598	0.0100	0.0100	5.5900	
2 7/8	12	2.8750	2.8209	2.7728	0.0019	.....	0.0114	2.7848	0.0100	0.0100	6.1259	
3	12	3.0000	2.9459	2.7978	0.0019	.....	0.0114	2.9098	0.0100	0.0100	6.6865	
3 1/8	12	3.1250	3.0709	3.0228	0.0019	.....	0.0114	3.0348	0.0100	0.0100	7.2714	
3 1/4	12	3.2500	3.1959	3.1478	0.0019	.....	0.0114	3.1598	0.0100	0.0100	7.8812	
3 3/8	12	3.3750	3.3209	3.2728	0.0019	.....	0.0114	3.2848	0.0100	0.0100	8.5152	
3 1/2	12	3.5000	3.4459	3.3978	0.0019	.....	0.0114	3.4098	0.0100	0.0100	9.1740	
3 5/8	12	3.6250	3.5709	3.5228	0.0019	.....	0.0114	3.5348	0.0100	0.0100	9.8570	
3 3/4	12	3.7500	3.6959	3.6478	0.0019	.....	0.0114	3.6598	0.0100	0.0100	10.4549	
3 7/8	12	3.8750	3.8209	3.7728	0.0020	.....	0.0114	3.7848	0.0100	0.0100	11.2970	

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

‡ Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huecos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente, el hueco para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/2A.

& El diámetro menor para roscas externas puede extenderse hasta un plano P/6.

Tabla 3.7 Serie de 12 hilos, 12UN y 12N (continuación).  
(Todas las dimensiones están en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS		AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, D <sub>t</sub> max.	Diámetro de paso E max.	Diámetro menor básico Ks	Huelgos Clases 1A y 2A	+Tolerancia Diám mayor ++ Clase 1A	Tolerancia Diám. may ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn	Tolerancia Diám menor & Clases 1B, 2B, 3B	Diám menor básico mín pulgadas cuad.	Área de esfuerzo pulgadas cuadradas
4	12	4.0000	3.9459	3.8978	0.0020	.....	0.0114	3.9098	0.0100	0.0100	12.0540
4 1/4	12	4.2500	4.1959	4.1478	0.0020	.....	0.0114	4.1598	0.0100	0.0100	13.6411
4 1/2	12	4.5000	4.4459	4.3918	0.0020	.....	0.0114	4.4098	0.0100	0.0100	15.3265
4 3/4	12	4.7500	4.6959	4.6478	0.0020	.....	0.0114	4.6598	0.0100	0.0100	17.1099
5	12	5.0000	4.9459	4.8978	0.0020	.....	0.0114	4.9098	0.0100	0.0100	18.9916
5 1/4	12	5.2500	5.1969	5.1478	0.0020	.....	0.0114	5.1598	0.0100	0.0100	20.9717
5 1/2	12	5.5000	5.4459	5.3978	0.0020	.....	0.0114	5.4098	0.0100	0.0100	23.0496
5 3/4	12	5.7500	5.6969	5.6478	0.0021	.....	0.0114	5.6598	0.0100	0.0100	26.2257
6	12	6.0000	5.9459	5.8978	0.0021	.....	0.0114	5.9098	0.0100	0.0100	27.4928

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huelgos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente. el huelgo para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/2A.

## El diámetro menor para roscas externas puede extenderse hasta un plano P/8.

Tabla 3.8 Serie de 16 hilos, 16UN y 16N.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS		AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, D <sub>1</sub> max.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huecos Clases 1A y 2A	Tolerancia Diám. mayor ++ Clase 1A	Tolerancia Diám. mayor ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn mínimo	Tolerancia Diám. menor & Clases 1B, 2B, 3B	Diám. menor básico mín. pulgadas cuad.	Área de esfuerzo pulgadas cuadradas
1 3/16	16	0.8125	0.7719	0.7358	0.0015	.....	0.0094	0.7448	0.0085	0.4290	0.4429
7/8	16	0.8750	0.8344	0.7983	0.0015	.....	0.0094	0.8073	0.0085	0.4948	0.5197
1 5/16	16	0.9375	0.8969	0.8608	0.0015	.....	0.0094	0.8698	0.0085	0.5759	0.6025
1	16	1.0000	0.9594	0.9233	0.0015	.....	0.0094	0.9323	0.0085	0.6630	0.6916
1 1/16	16	1.0625	1.0219	0.9858	0.0015	.....	0.0094	0.9948	0.0085	0.7563	0.7867
1 1/8	16	1.1250	1.0844	1.0483	0.0015	.....	0.0094	1.0573	0.0085	0.8557	0.8880
1 3/16	16	1.1875	1.1469	1.1108	0.0015	.....	0.0094	1.1198	0.0085	0.9612	0.9955
1 1/4	16	1.2500	1.2094	1.1733	0.0015	.....	0.0094	1.1823	0.0085	1.0729	1.1090
1 5/16	16	1.3125	1.2719	1.2358	0.0015	.....	0.0094	1.2448	0.0085	1.1907	1.2287
1 3/8	16	1.3750	1.3344	1.2983	0.0015	.....	0.0094	1.3073	0.0085	1.2947	1.3545
1 7/16	16	1.4375	1.3969	1.3608	0.0016	.....	0.0094	1.3698	0.0085	1.4458	1.4565
1 1/2	16	1.5000	1.4594	1.4233	0.0016	.....	0.0094	1.4323	0.0085	1.5810	1.6246
1 9/16	16	1.5625	1.5219	1.4858	0.0016	.....	0.0094	1.4948	0.0085	1.7234	1.6687
1 5/8	16	1.6250	1.5844	1.5483	0.0016	.....	0.0094	1.5573	0.0085	1.8719	1.9191
1 11/16	16	1.6875	1.6469	1.6108	0.0016	.....	0.0094	1.6198	0.0085	2.0265	2.0757
1 13/16	16	1.8125	1.7719	1.7358	0.0016	.....	0.0094	1.6448	0.0085	2.3542	2.4070
1 7/8	16	1.8750	1.8344	1.7983	0.0016	.....	0.0094	1.8073	0.0085	2.5272	2.5819
1 15/16	16	1.9375	1.8969	1.8608	0.0016	.....	0.0094	1.8698	0.0085	2.7062	2.7279
2 1/16	16	2.0625	2.0219	1.9858	0.0016	.....	0.0094	1.9948	0.0085	3.0831	3.1434
2 1/8	16	2.1250	2.0844	2.0483	0.0016	.....	0.0094	2.0573	0.0085	3.2807	3.3427
2 3/16	16	2.1875	2.1469	2.1108	0.0016	.....	0.0094	2.1198	0.0085	3.4844	3.5483
2 1/4	16	2.2500	2.2094	2.1733	0.0016	.....	0.0094	2.1823	0.0085	3.6943	3.7301
2 5/16	16	2.3125	2.2719	2.2358	0.0017	.....	0.0094	2.2448	0.0085	3.9103	3.9708
2 3/8	16	2.3750	2.3344	2.2983	0.0017	.....	0.0094	2.3073	0.0085	4.1324	4.2018
2 7/16	16	2.4375	2.3969	2.3608	0.0017	.....	0.0094	2.3698	0.0085	4.3606	4.4319

Tabla 3.8 Serie de 16 hilos, 16UN y 16N (continuacion).  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas).

IDENTIFICACION		DIAMETROS BASICOS DE TORNILLOS			ROSCAS EXTERNAS			ROSCAS INTERNAS			AREAS DE LAS SECCIONES	
Tamaño	Hilos por in, n	Diámetro mayor, D <sub>1</sub> máx.	Diámetro de paso E máx.	Diámetro menor básico Ks	Huecos Clases 1A y 2A	+Tolerancia Diám. mayor ++ Clase 1A	Tolerancia Diám. mayor ++ clases 2A y 3A	Diámetro menor, Kn mínimo	Tolerancia Diám. menor & Clases 1B, 2B, 3B	Diám. menor básico mín. pulgadas cuad.	Área de Esfuerzo pulgadas cuadradas	
2 1/2	16	2.5000	2.4594	2.4233	0.0017	.....	0.0094	2.4323	0.0085	4.4950	4.6682	
2 5/8	16	2.6250	2.5844	2.5483	0.0017	.....	0.0094	2.5573	0.0085	5.0822	5.1790	
2 3/4	16	2.7500	2.7094	2.6733	0.0017	.....	0.0094	2.6823	0.0085	5.5940	5.6745	
2 7/8	16	2.8750	2.8344	2.7983	0.0017	.....	0.0094	2.8073	0.0085	6.1383	6.2143	
3	16	3.0000	2.9594	2.9233	0.0017	.....	0.0094	2.9323	0.0085	6.6911	6.7789	
3 1/8	16	3.1250	3.0844	3.0483	0.0017	.....	0.0094	3.0573	0.0085	7.2765	7.3678	
3 1/4	16	3.2500	3.2094	3.1733	0.0017	.....	0.0094	3.1823	0.0085	7.8864	7.9814	
3 3/8	16	3.3750	3.3344	3.2983	0.0017	.....	0.0094	3.3073	0.0085	8.5209	8.6194	
3 1/2	16	3.5000	3.4594	3.4233	0.0017	.....	0.0094	3.4323	0.0085	9.1799	9.2821	
3 5/8	16	3.6250	3.5844	3.5483	0.0017	.....	0.0094	3.5573	0.0085	9.8634	9.9691	
3 3/4	16	3.7500	3.7094	3.6733	0.0017	.....	0.0094	3.6823	0.0085	10.5715	10.6809	
3 7/8	16	3.8750	3.8344	3.7983	0.0018	.....	0.0094	3.8073	0.0085	11.3042	11.4170	
4	16	4.0000	3.9594	3.9233	0.0018	.....	0.0094	3.9323	0.0085	12.0614	12.1779	
4 1/4	16	4.2500	4.2094	4.1733	0.0018	.....	0.0094	4.1823	0.0085	13.6424	13.7730	
4 1/2	16	4.5000	4.4594	4.4233	0.0018	.....	0.0094	4.4323	0.0085	15.3355	15.4662	
4 3/4	16	4.7500	4.7094	4.6733	0.0018	.....	0.0094	4.6823	0.0085	17.1199	17.2575	
5	16	5.0000	4.9594	4.9233	0.0018	.....	0.0094	4.9323	0.0085	19.0024	19.1470	
5 1/4	16	5.2500	5.2094	5.1733	0.0018	.....	0.0094	5.1823	0.0085	20.9831	21.1350	
5 1/2	16	5.5000	5.4538	5.4233	0.0018	.....	0.0094	5.4323	0.0085	23.0620	23.2208	
5 3/4	16	5.7500	5.7094	5.6733	0.0019	.....	0.0094	5.6823	0.0085	25.2390	25.4047	
6.0000	16	6.0000	5.9544	5.9233	0.0019	.....	0.0094	5.9323	0.0085	27.5142	27.6868	

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.

\* Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las roscas

+ Los huecos se aplican a las roscas externas, clases 1A y 2A solamente, el huego para la clase 3A es cero.

++ El diámetro mayor para roscas internas puede extenderse hasta un plano P/24.

▲ El diámetro menor para roscas externas puede extenderse hasta un plano P/8.

Tabla 3.9. Roscas para tornillo norma witworth.

Diám. del tornillo pulg.	Hilos por pulgada	Profundidad de la rosca, pulg.	Diám. en la raíz de la rosca pulg.	Diám. del tornillo, in.	Hilos por pulgada	Profundidad de la rosca pulg.	Diám. en la raíz de la rosca pulg.
1/4	20	0.0320	0.1860	1 5/8	5	0.1281	1.3689
5/16	18	0.0356	0.2414	1 3/4	5	0.1281	1.4939
3/8	16	0.0400	0.2950	2	4 1/2	0.1423	1.7154
7/16	14	0.0457	0.3460	2 1/4	4	0.1601	1.9298
1/2	12	0.0534	0.3933	2 1/2	4	0.1601	2.1798
9/16	12	0.0534	0.4558	2 3/4	3 1/2	0.1830	2.3841
5/8	11	0.0582	0.5086	3	3 1/2	0.1830	2.6341
1 1/16	11	0.0582	0.5711	3 1/4	3 1/4	0.1970	2.8560
1/4	10	0.0640	0.6219	3 1/2	3 1/4	0.1970	3.1060
1 3/16	10	0.0640	0.6844	3 3/4	3	0.2134	3.3231
7/8	9	0.0711	0.7327	4	3	0.2134	3.5731
1	8	0.0800	0.8399	4 1/2	2 7/8	0.2227	4.0546
1 1/8	7	0.0915	0.9420	5	2 3/4	0.2328	4.5343
1 1/4	7	0.0915	1.0670	5 1/2	2 5/8	0.2439	5.0121
1 3/8	6	0.1067	1.1616	6	2 1/2	0.2561	5.4877
1 1/2	6	0.1067	1.2666				

Tabla 3.10 Roscas para tornillo de British Association.

Número	Diám. del tornillo mm	Diám. aprox pulgadas	Paso mm	Paso aprox pulgadas	Diám. en la raíz de la rosca mm	Número	Diám. del tornillo mm	Diám. aprox pulgadas	Paso mm	Paso aprox pulgadas	Diám. en la raíz de la rosca mm
0	6.0	0.236	1.00	0.0394	4.6	13	1.20	0.047	0.25	0.0038	0.090
1	5.3	0.209	0.90	0.0354	4.22	14	1.00	0.039	0.23	0.0031	0.72
2	4.7	0.185	0.81	0.0319	3.73	15	0.90	0.035	0.21	0.0033	0.65
3	4.1	0.161	0.73	0.0287	3.22	16	0.79	0.031	0.19	0.0075	0.56
4	3.6	0.142	0.66	0.0260	2.81	17	0.70	0.028	0.17	0.0067	0.50
5	3.2	0.126	0.59	0.0232	2.49	18	0.62	0.024	0.15	0.0059	0.44
6	2.8	0.110	0.53	0.0209	2.16	19	0.54	0.021	0.14	0.0055	0.37
7	2.5	0.098	0.48	0.0189	1.92	20	0.48	0.019	0.12	0.0047	0.34
8	2.2	0.087	0.43	0.0169	1.68	21	0.42	0.017	0.11	0.0043	0.29
9	1.9	0.075	0.39	0.0154	1.43	22	0.37	0.015	0.10	0.0039	0.25
10	1.7	0.067	0.35	0.0138	1.28	23	0.33	0.013	0.09	0.0035	0.22
11	1.5	0.059	0.31	0.0122	1.13	24	0.29	0.011	0.08	0.0031	0.19
12	1.3	0.051	0.28	0.0110	0.96	25	0.25	0.010	0.07	0.0028	0.17

Tabla 3.11 Roscas para tornillo de noraa métrica francesa.

Diám. nominal mm.	Paso, mm		diám. de Paso mm	Diám. de raíz mm	Diám. Nominal mm	Paso, mm		Diám. de paso mm	Diám. de raíz mm
	Norma francesa	Normas alemana y suiza				Norma francesa	Normas alemana y suiza		
2	0.40	0.40	1.740	1.48	24	3.00	3.00	22.051	20.10
3	.....	0.50	2.675	2.35	26	3.00	.....	24.051	22.10
3	0.60	.....	2.610	2.22	28	3.00	.....	26.051	24.10
4	.....	0.70	3.545	3.09	30	3.50	3.50	27.727	25.45
4	0.75	.....	3.513	3.03	32	3.50	.....	29.727	27.45
5	.....	0.80	4.480	3.96	34	3.50	.....	31.727	29.45
5	0.90	.....	4.415	3.83	36	4.00	4.00	33.402	30.80
10	1.50	1.50	9.026	8.05	38	4.00	.....	35.402	32.80
12	1.50	.....	11.02	10.05	40	4.00	.....	37.402	34.80
12	.....	1.75	10.86	9.73	42	4.50	4.50	39.077	36.15
14	2.00	2.00	12.70	11.40	44	4.50	.....	41.077	38.15
16	2.00	2.00	14.70	13.40	46	4.50	.....	43.077	40.15
18	2.50	2.50	16.37	14.75	48	5.00	.....	44.752	41.50
20	2.50	2.50	18.37	16.75	50 50	5.00	.....	46.752	43.50
22	2.50	2.50	20.37	18.75					

Tabla 3.12 Roscas para tornillo de noraa métrica internacional.

Diám. del tornillo mm	Paso mm	Diám. del tornillo mm	Paso mm	Diám. del tornillo mm	Paso mm	Diám. del tornillo mm	Paso mm	Diám. del tornillo mm	Paso mm	Diám. del tornillo mm	Paso mm
6	1.00	12	1.75	24	3.00	42	4.50	64	6.00	96	8.00
7	1.00	14	2.00	27	3.00	45	4.50	68	6.00	116	9.00
8	1.25	16	2.00	30	3.50	48	5.00	72	6.50	136	10.00
9	1.25	18	2.50	33	3.50	52	5.00	76	6.50		
10	1.50	20	2.50	36	4.00	56	5.50	80	7.00		
11	1.50	22	2.50	39	4.00	60	5.50	88	7.50		

Tabla 3.13 Serie de roscas Acme.

(D = diám exterior, p = paso. Todas las dimensiones estan en pulgadas)

Símbolos	Dimensiones de rosca				Diám. en la raíz de la rosca pul
	Propósito general 29o	Truncada 29o	Truncada 60o	Modificada 10o	
t = espesor de rosca .....	0.5p	0.5p	0.5p	0.5p	
IR = profundidad básica de rosca .....	0.5p	0.3p	0.433p	0.5p *	
IF = ancho básico del plano .....	0.3707p	0.4224p	0.250p	0.4553p +	
IG = (veanse figuras 7,8 y 10) .....	F - (0.52 x claro)	F - (0.52 x claro)	0.227p	F - (0.17 x claro)	
IE = diám. de paso básico .....	D - 0.5p		D - 0.3p	D - 0.5p	
IK = diám. menor básico .....	D - p		D - 0.6p	D - p	

\* Se agrega un claro de por lo menos 0.010 pulg a h en las roscas de paso 10 y mas gruesas, y 0.005pulg en los pasos mas finos, para producir una profundidad extra; así se evita interferencia con las roscas de las partes que se unen los diámetros mayor y menor.

+ Medido en la cresta de la rosca del tornillo.

Tabla 3.14 Combinaciones de diámetro-paso de rosca Acme.

Tamaño	Hilos por pulgada	Tamaño	Hilos por in.	Tamaño	Hilos por pulgada	Tamaño	Hilos por pulgada	Tamaño	Hilos por pulg.
1/4	16	5/8	8	1 1/4	5	2 1/4	3	4	2
5/16	14	3/4	6	1 3/8	4	2 1/2	3	4 1/2	2
3/8	12	7/8	6	1 1/2	4	2 3/4	3	5	2
7/16	12	1	5	1 3/4	4	3	2		
1/2	10	1 1/8	5	2	4	3 1/2	2		

Tabla 3.15 Rosca para tornillos de alta resistencia.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas)

Tamaño	Hilos por pulgada	Huelgo (menos)	Díam. mayor	Tolerancia diám. mayor	Máx. diám. de paso	Máx. tolerancia diám. pas	Máx. diám. menor	Máx. diám. menor de tuerca	Máx. tolerancia diám. de tuerca	Máx. diám. de paso de tuerca	Máx. tolerancia diám. de paso de tuerca
1/4	20	0.0010	0.2490	0.0072	0.2165	0.0026	0.1877	0.2660	0.0101	0.2211	0.0036
5/16	18	0.0011	0.3114	0.0082	0.2753	0.0030	0.2432	0.2630	0.0106	0.2805	0.0041
3/8	16	0.0013	0.3737	0.0090	0.3331	0.0032	0.2990	0.3184	0.0111	0.3389	0.0045
7/16	14	0.0013	0.4362	0.0098	0.3898	0.0036	0.3486	0.3721	0.0119	0.3960	0.0049
1/2	13	0.0015	0.4985	0.0104	0.4485	0.0037	0.4041	0.4290	0.0123	0.4552	0.0052
9/16	12	0.0016	0.5609	0.0112	0.5068	0.0040	0.4587	0.4850	0.0127	0.5140	0.0056
5/8	11	0.0017	0.6233	0.0118	0.5643	0.0042	0.5118	0.5397	0.0131	0.5719	0.0059
3/4	10	0.0019	0.7481	0.0128	0.6831	0.0045	0.6254	0.6553	0.0136	0.6914	0.0064
7/8	9	0.0021	0.8729	0.0140	0.8007	0.0049	0.7366	0.7689	0.0142	0.8098	0.0070
1	8	0.0022	0.9978	0.0152	0.9166	0.0054	0.8444	0.8795	0.0148	0.9264	0.0076
1 1/8	8	0.0024	1.1226	0.0152	1.0414	0.0055	0.9692	1.0045	0.0148	1.0517	0.0079
1 1/4	8	0.0025	1.2475	0.0152	1.1663	0.0058	1.0941	1.1295	0.0148	1.1771	0.0083
1 3/8	8	0.0025	1.3725	0.0152	1.2913	0.0061	1.2191	1.2545	0.0148	1.3024	0.0086
1 1/2	8	0.0027	1.4973	0.0152	1.4161	0.0063	1.3439	1.3795	0.0148	1.4278	0.0090
1 5/8	8	0.0028	1.6222	0.0152	1.5410	0.0065	1.4688	1.5045	0.0148	1.5531	0.0093
1 3/8	8	0.0029	1.7471	0.0152	1.6659	0.0068	1.5937	1.6295	0.0148	1.6785	0.0097
1 7/8	8	0.0030	1.8720	0.0152	1.7908	0.0070	1.7186	1.7545	0.0148	1.8038	0.0100
2	8	0.0031	1.9969	0.0152	1.9157	0.0073	1.8435	1.8795	0.0148	1.9294	0.0104
2 1/8	8	0.0032	2.1218	0.0152	2.0406	0.0075	1.9682	2.0045	0.0148	2.0545	0.0107
2 1/4	8	0.0033	2.2467	0.0152	2.1655	0.0077	2.0933	2.1295	0.0148	2.1798	0.0110
2 1/2	8	0.0035	2.4965	0.0152	2.4153	0.0082	2.3431	2.3795	0.0148	2.4305	0.0117
2 3/4	8	0.0037	2.7463	0.0152	2.6651	0.0087	2.5929	2.6295	0.0148	2.6812	0.0124
3	8	0.0038	2.9962	0.0152	2.9150	0.0092	2.8428	2.8795	0.0148	2.9318	0.0130
3 1/4	8	0.0039	3.2461	0.0152	3.1649	0.0093	3.0927	3.1295	0.0148	3.1820	0.0130
3 1/2	8	0.0040	3.4960	0.0152	3.4148	0.0093	3.3426	3.3795	0.0148	3.4321	0.0133



Tabla 3.16 Rosca conica para tubos ANSI.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas)

Tamaño nominal del tubo	Diámetro exterior del tubo	Hilos por pulgada	Paso de la rosca	Long. de agarre para apretar a mano, L1	Long. efectiva de rosca ext	Long. de rosca interna L3 para apriete a mano	Long. total de rosca externa, L4
1/16	0.3125	27	0.03704	0.160	0.2611	0.1111	0.3896
1/8	0.4050	27	0.03704	0.180	0.2639	0.1111	0.3924
1/4	0.5400	18	0.05556	0.200	0.4018	0.1667	0.5946
3/8	0.6750	18	0.05556	0.240	0.4078	0.1667	0.6006
1/2	0.8400	14	0.07143	0.320	0.5377	0.2143	0.7815
3/8	1.0500	14	0.07143	0.339	0.5457	0.2143	0.7935
1	1.3150	11 1/2	0.08696	0.400	0.6828	0.2609	0.9845
1 1/4	1.6600	11 1/2	0.08696	0.420	0.7068	0.2609	1.0085
1 1/2	1.9000	11 1/2	0.08696	0.420	0.7235	0.2609	1.0252
2	2.3750	11 1/2	0.08696	0.436	0.7565	0.2609	1.0582
2 1/2	2.8750	8	0.12500	0.692	1.1375	0.2500	1.5712
3	3.5000	8	0.12500	0.766	1.2000	0.2500	1.6337
3 1/2	4.0000	8	0.12500	0.821	1.2500	0.2500	1.6837
4	4.5000	8	0.12500	0.844	1.3000	0.2500	1.7337
5	5.5630	8	0.12500	0.937	1.4063	0.2500	1.8400
6	6.6250	8	0.12500	0.958	1.5125	0.2500	1.9462
8	8.6250	8	0.12500	1.063	1.7125	0.2500	2.1462
10	10.7500	8	0.12500	1.210	1.9250	0.2500	2.3587
12	12.7500	8	0.12500	1.360	2.1250	0.2500	2.5587
14 O.D.	14.0000	8	0.12500	1.562	2.2500	0.2500	2.6837
16 O.D.	16.0000	8	0.12500	1.812	2.4500	0.2500	2.8837
18 O.D.	18.0000	8	0.12500	2.000	2.6500	0.2500	3.0837
20 O.D.	20.0000	8	0.12500	2.125	2.8500	0.2500	3.2837
24 O.D.	24.0000	8	0.12500	2.375	3.2500	0.2500	3.6837

Tabla 3.17 Diámetro de barreno para machuelo de rosca para tubo pulg.

Tamaño nominal de tubo	Rosca cónica	Rosca recta
1/16	0.250	0.250
1/8	21/64	11/32
1/4	27/64	7/16
3/8	9/16	37/32
1/2	11/16	23/32
3/4	57/64	59/64
1	1 1/8	1 5/32
1 1/4	1 15/32	1 1/2
1 1/2	1 23/32	1 3/4
2	2 3/16	2 7/32
2 1/2	2 21/32	2 21/32

Tabla 3.17A Rosca recta para tubo de norma americana.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas)

Medida nominal del tubo:	Hilos por pulg.	Hermética a presión con sellador		Hermética a presión sin sellador		De ajuste suelto o flojo				De ajuste libre			
						Externas		Internas		Externas		Internas	
		Día de paso máx.	Día menor mín.	Día de paso máx.	Día menor mín.	Día de paso máx.	Día mayor máx.	Día de paso máx.	Día menor mín.	Día de paso máx.	Día mayor máx.	Día de paso máx.	Día menor mín.
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1/16	27	.....	.....	0.2812	0.2491	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1/8	27	0.3782	0.3420	0.3736	0.3415	0.3748	0.3990	0.3783	0.3500	0.3840	0.4090	0.3898	0.36
1/4	18	0.4951	0.4400	0.4916	0.4435	0.4899	0.5270	0.4951	0.4530	0.5038	0.5410	0.5125	0.47
3/8	18	0.6322	0.5770	0.6270	0.5789	0.6270	0.6640	0.6322	0.5900	0.6409	0.6790	0.6496	0.60
1/2	14	0.7851	0.7150	0.7784	0.7150	0.7784	0.8260	0.7851	0.7310	0.7963	0.8440	0.8075	0.75
3/4	14	0.9356	0.9250	0.9069	0.9255	0.9069	1.0360	0.9956	0.9410	1.0067	1.0540	1.0179	0.96
1	11 1/2	1.2468	1.1610	1.2386	1.1621	1.2386	1.2960	1.2468	1.1810	1.2604	1.3180	1.2739	1.20
1 1/4	11 1/2	1.5915	1.5060	.....	.....	1.5834	1.6410	1.5916	1.5260	1.6051	1.6630	1.6187	1.55
1 1/2	11 1/2	1.8395	1.7450	.....	.....	1.8223	1.8800	1.8395	1.7640	1.8441	1.9020	1.8576	1.69
2	11 1/2	2.3044	2.2190	.....	.....	2.2963	2.3540	2.3044	2.2390	2.3180	2.3760	2.3315	2.26
2 1/2	8	2.7739	2.6500	.....	.....	2.7622	2.8460	2.7739	2.6790	2.7934	2.8770	2.8129	2.71
3	8	3.4002	3.2770	.....	.....	3.3885	3.4720	3.4002	3.3050	3.4198	3.5030	3.4393	3.34
3 1/2	8	3.9085	3.7770	.....	.....	3.8568	3.9720	3.9085	3.8060	3.9201	4.0030	3.9396	3.84
4	8	4.3988	4.2750	.....	.....	4.3871	4.4700	4.3988	4.3040	4.4184	4.5020	4.4379	3.34
5	8	.....	.....	.....	.....	5.4493	5.5330	5.4610	5.3660	5.4895	5.5640	5.5001	5.40
6	8	.....	.....	.....	.....	6.5060	6.5890	6.5177	6.4230	6.5372	6.6200	6.5567	6.46
8	8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	8.5313	8.6150	8.5508	8.45
10	8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.6522	10.7350	10.6717	10.57
12	8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.6491	12.7320	12.6686	12.57

Tabla 3.17B Roscas para tubo, sello seco de norma americana.

Hilos por pulg. n	Truncado, pulg.		Ancho del plano	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
27 C	0.047P	0.094P	0.054P	0.108P
R	0.094P	0.140P	0.108P	0.162P
18 C	0.047P	0.078P	0.054P	0.090P
R	0.078P	0.103P	0.090P	0.126P
14 C	0.036P	0.060P	0.042P	0.070P
R	0.060P	0.085P	0.070P	0.098P
11 1/2 C	0.040P	0.060P	0.046P	0.066P
R	0.060P	0.090P	0.066P	0.103P
8 C	0.042P	0.055P	0.048P	0.064P
R	0.055P	0.076P	0.064P	0.088P

C = Cresta; R = Raíz

Tabla 3.18 Cabezas de tornillos, tuercas y aberturas de llaves.  
(Todas las dimensiones están en pulgadas)

Ancho máximo a través de planos de cabezas de tornillos y tuercas	Aberturas de las llaves		Ancho máximo a través de planos de cabezas de tornillos y tuercas	Aberturas de las llaves		Ancho máximo a través de planos de cabezas de tornillos y tuercas	Aberturas de las llaves		Ancho máximo a través de planos de cabezas de tornillos y tuercas	Aberturas de las llaves	
	Máx.	Mín.		Máx.	Mín.		Máx.	Mín.		Máx.	Mín.
5/32	0.1630	0.1590	1 3/16	0.8260	0.8180	1 13/16	1.8350	1.8220	3	3.0350	3.0160
3/16	0.1950	0.1900	7/8	0.8880	0.8800	1 7/8	1.8980	1.8850	3 1/8	3.1620	3.1420
1/4	0.2570	0.2520	1 5/16	0.9590	0.9440	?	2.0250	2.0110	3 3/8	3.4140	3.3930
5/16	0.3220	0.3160	1	1.0150	1.0060	2 1/16	2.0880	2.0740	3 1/2	3.5400	3.5180
1 1/32	0.3530	0.3470	1 1/16	1.0770	1.0680	2 3/16	2.2250	2.2000	3 3/4	3.7930	3.7700
3/8	0.3840	0.3780	1 1/8	1.1420	1.1320	2 1/4	2.2770	2.2620	3 7/8	3.9180	3.8950
7/16	0.4460	0.4400	1 1/4	1.2670	1.2570	2 3/8	2.4040	2.3880	4 1/8	4.1720	4.1470
1/2	0.5100	0.5040	1 5/16	1.3310	1.3200	2 7/16	2.4660	2.4500	4 1/4	4.2970	4.2720
9/16	0.5730	0.5660	1 3/8	1.3940	1.3830	2 9/16	2.5930	2.5760	4 1/2	4.5500	4.5240
1 9/32	0.6050	0.5980	1 7/16	1.4570	1.4460	2 5/8	2.6560	2.6390	4 5/8	4.6760	4.6490
5/8	0.6360	0.6290	1 1/2	1.5200	1.5080	2 3/4	2.7830	2.7660	5	5.0550	5.0260
1 1/16	0.6990	0.6920	1 5/8	1.6460	1.6340	2 13/16	2.8450	2.8270	5 3/8	5.4340	5.4030
3/4	0.7630	0.7550	1 11/16	1.7080	1.6960	2 15/16	2.9730	2.9540	5 3/4	5.8130	5.7800
2 5/32	0.7940	0.7860							6 1/8	6.1920	6.1570

Las llaves se deben marcar con el "tamaño nominal de llave" que es igual que el ancho básico o máximo a través de los planos de la cabeza del tornillo o tuerca que corresponde. El huelgo (claro mínimo) entre el ancho máximo a través de los planos de la cabeza del tornillo y la boca de llave es igual que  $(1.005W + 0.001)$ . La tolerancia en la boca de la llave es igual a más  $(0.005W + 0.004)$  a partir del mínimo ( $W$  es igual que el tamaño nominal de la llave).

Tabla 3.19 Resistencia de tornillos de norma americana.

Tornillo		Áreas		Resistencia de tracción lb			Resistencia de corte, lb			
Diámetro del tornillo pulg	Hilos por pulg	Tornillo completo: pulg cuadrada	Fondo de la rosca: pulg cuadrada	Resistencia de tracción lb			Resistencia de corte, lb			
				A 10 000 lb/pulg2	A 12 500 lb/pulg2	A 17 500 lb/pulg2	Tornillo completo		Fondo de la rosca	
				A 10 000 lb/pulg2	A 12 500 lb/pulg2	A 17 500 lb/pulg2	A 7 500 lb/pulg2	A 10 000 lb/pulg2	A 7 500 lb/pulg2	A 10 000 lb/pulg2
1/4	20	0.6490	0.0270	270	340	470	380	490	200	270
5/16	18	0.0770	0.0450	450	570	790	580	770	340	450
3/8	16	0.1100	0.0680	680	850	1 190	830	1 100	510	680
7/16	14	0.1500	0.0930	930	1 170	1 630	1 130	1 500	700	930
1/2	13	0.1960	0.1260	1 260	1 570	2 200	1 470	1 960	940	1 260
9/16	12	0.2480	0.1620	1 620	2 030	2 840	1 860	2 480	1 220	1 620
5/8	11	0.3070	0.2020	2 020	2 520	3 520	2 390	3 070	1 510	2 020
3/4	10	0.4420	0.3020	3 020	3 770	5 290	3 310	4 420	2 270	3 020
7/8	9	0.6010	0.4190	4 190	5 240	7 340	4 510	6 010	3 150	4 190
1	8	0.7850	0.5510	5 510	6 890	9 640	5 890	7 850	4 130	5 510
1 1/8	7	0.9940	0.6930	6 930	8 660	12 130	7 450	9 940	5 200	6 930
1 1/4	7	1.2270	0.8900	8 890	11 120	15 570	9 200	12 270	6 670	8 900
1 3/8	6	1.4850	1.0540	10 540	13 180	18 450	11 140	14 850	7 910	10 540
1 1/2	6	1.7670	1.2940	12 940	16 170	22 640	13 350	17 670	9 700	12 940
1 5/8	5 1/2	2.0740	1.5150	15 150	18 940	26 510	15 550	21 740	11 360	15 150
1 3/4	5	2.4050	1.7450	17 450	21 800	30 520	18 040	24 050	13 080	17 440
1 7/8	5	2.7610	2.0490	20 490	25 610	35 860	20 710	27 610	15 370	20 490
2	4 1/2	3.1420	2.3000	23 000	28 750	40 250	23 560	31 420	17 250	23 000
2 1/4	4 1/2	3.9760	3.0210	30 210	37 770	52 870	29 820	39 760	22 660	30 210
2 1/2	4	4.9090	3.7160	37 160	46 450	65 040	36 820	49 090	27 870	37 160
2 3/4	4	5.9400	4.6200	46 200	57 750	80 840	44 580	59 400	34 650	46 200
3	3 1/2	7.0690	5.4280	54 280	67 850	94 930	53 020	70 690	40 710	54 280

Tabla 3.19A Cargas de seguridad para tornillos de rosca americana.

Diam. nominal pulg	Hilos por pulg	Resistencia última, lb/pulg <sup>2</sup>						
		20 000	40 000	50 000	60 000	65 000	80 000	95 000
1/4	20	57	115	143	172	186	229	272
5/16	18	99	198	247	297	322	396	478
3/8	16	150	301	376	451	489	601	714
7/16	14	207	415	519	623	675	830	986
1/2	13	282	564	704	845	915	1 125	1 340
9/16	12	365	730	912	1 095	1 186	1 460	1 738
5/8	11	456	913	1 140	1 370	1 480	1 820	2 170
3/4	10	690	1 380	1 725	2 070	2 240	2 760	3 280
7/8	9	964	1 930	2 410	2 900	3 140	3 860	4 580
1	8	1 265	2 530	3 170	3 800	4 120	5 060	6 010
1 1/8	7	1 595	3 190	3 990	4 790	5 160	6 380	7 570
1 1/4	7	2 070	4 140	5 180	6 210	6 730	8 280	9 830
1 3/8	6	2 440	4 890	6 110	7 330	7 940	9 780	11 600
1 1/2	6	3 020	6 040	7 540	9 060	9 800	12 050	14 300
1 5/8	5 1/2	3 530	7 060	8 820	10 600	11 500	14 100	16 750
1 3/4	5	4 060	8 120	10 150	12 200	13 200	16 200	19 250
1 7/8	5	4 800	9 600	12 000	14 400	15 600	19 200	22 800
2	4 1/2	5 360	10 750	13 400	16 100	17 400	21 500	25 500
2 1/4	4 1/2	7 120	14 200	17 600	21 400	23 100	28 500	33 800
2 1/2	4	8 750	17 500	21 900	26 300	28 400	35 000	41 500
2 3/4	4	11 000	22 200	27 500	33 000	35 700	44 000	52 200
3	4	13 400	26 800	33 500	40 200	43 600	53 600	63 600
3 1/4	4	16 100	32 200	40 200	48 400	52 400	64 400	76 400
3 1/2	4	19 000	38 000	47 600	57 200	61 900	76 200	90 400
3 3/4	4	22 200	44 500	55 600	66 700	72 300	89 000	105 500
4	4	25 700	51 400	64 200	77 000	83 400	102 800	122 000
4 1/4	4	29 350	58 700	73 400	88 100	95 400	117 400	139 300
4 1/2	4	33 300	66 600	83 200	100 000	108 000	133 000	158 000
4 3/4	4	37 400	75 000	93 700	112 000	122 000	150 000	178 000
5	4	41 900	83 800	105 000	126 000	136 000	167 500	199 000
5 1/4	4	46 600	93 200	116 500	140 000	151 000	186 000	221 000
5 1/2	4	51 500	103 000	129 000	154 500	167 000	206 000	244 500
5 3/4	4	56 700	113 500	142 000	170 000	184 000	227 000	269 000
6	4	62 000	124 000	155 000	186 000	202 000	248 000	295 000

Tabla 3.20 Diámetro de cabezas (máximo) en pulgadas.

TORNILLOS PARA MAQUINAS						
Tamaño nominal	Diámetro del tornillo	Cabeza plana	Cabeza redonda	Cabeza cilíndrica Fillister	Cabeza ovalada	Cabeza hexagonal de los planos
2	0.0850	0.172	0.162	0.140	0.172	0.125
3	0.0990	0.199	0.187	0.161	0.199	0.187
4	0.1112	0.225	0.211	0.183	0.222	0.187
5	0.1250	0.252	0.236	0.205	0.252	0.187
6	0.1380	0.279	0.250	0.226	0.279	0.250
8	0.1640	0.332	0.309	0.270	0.332	0.250
10	0.1900	0.385	0.359	0.313	0.385	0.312
12	0.2160	0.438	0.408	0.357	0.438	0.312
1/4	0.2500	0.507	0.472	0.414	0.507	0.375
5/16	0.3125	0.636	0.591	0.519	0.636	0.550
3/8	0.3750	0.762	0.708	0.622	0.762	0.562
TORNILLOS DE CABEZA A PRESION						
Tamaño nominal	Diámetro del tornillo	Cabeza plana	Cabeza de botón	Cabeza cilíndrica Fillister	Cabeza con caja	
1/4	0.2500	1/2	7/16	3/8	3/8	
5/16	0.3125	5/8	9/16	7/16	7/16	
3/8	0.3750	3/4	5/8	9/16	9/16	
7/16	0.4375	1 3/16	3/4	5/8	5/8	
1/2	0.5000	7/8	13/16	3/4	3/4	
9/16	0.5625	1	7/8	13/16	13/16	
5/8	0.6250	1 1/8	1	7/8	7/8	
3/4	0.7500	1 3/8	1 1/4	1	1	
7/8	.....	.....	.....	1 1/8	1 1/8	
1	.....	.....	.....	1 5/16	1 5/16	

Tabla 3.21 Ancho entre caras planas de cabezas de tornillos y tuercas.  
(Todas las dimensiones estan en pulgadas)

Tamaño nominal	Dimensiones de cabezas de tornillos regulares sin acabado, cuadrados y hexagonales		Dimensiones de cabezas de tornillo pesado, sin acabado, cuadrados y hexagonales		Dimensiones de cabezas de tornillos de cabeza hexagonal		Dimensiones de cabezas de prisioneros		Dimensiones de tuercas y contratuercas regulares, sin acabado, cuadrados y hexagonales (contratuercas solo hexagonales)		Dimensiones de tornillos de maquina y de estufa cuadrados y hexagonales		Dimensiones de tuercas pesadas y contratuercas pesadas sin acabado cuadrados y hexagonales (contratuercas solo hexagonales)	
NO. 0											0.1562	0.1500		
NO. 1											0.1562	0.1500		
NO. 2											0.1875	0.1800		
NO. 3											0.1875	0.1800		
NO. 4											0.2500	0.2410		
NO. 5											0.3125	0.3020		
NO. 6											0.3125	0.3020		
NO. 8											0.3438	0.3320		
NO. 10											0.3750	0.3620		
NO. 12											0.4375	0.4230		
1/4	0.3750	0.3620			0.4375	0.4260	0.2500	0.2410	0.4375	0.4250	0.4375	0.4230	0.5000	0.4880
5/16	0.5000	0.4840			0.5000	0.4890	0.3125	0.3020	0.5625	0.5470	0.5625	0.5450	0.5938	0.5780
3/8	0.5625	0.5440			0.5625	0.5510	0.3750	0.3620	0.6250	0.6080	0.6250	0.6070	0.6875	0.6690
7/16	0.6250	0.6030			0.6250	0.6120	0.4375	0.4230	0.7500	0.7260			0.7812	0.7590
1/2	0.7500	0.7250	0.8750	0.8500	0.7500	0.7360	0.5000	0.4840	0.8125	0.7880			0.8750	0.8500
9/16	0.8750	0.8470	0.9375	0.9090	0.8125	0.7980	0.5625	0.5450	0.8750	0.8470			0.9375	0.9090
5/8	0.9375	0.9060	1.0625	1.0310	0.8750	0.8600	0.6250	0.6060	1.0000	0.9690			1.0625	1.0310
3/4	1.1250	1.0880	1.2500	1.2120	1.0000	0.9830	0.7500	0.7290	1.1250	1.0880			1.2500	1.2120
7/8	1.3125	1.2690	1.4375	1.3940	1.1250	1.1060	0.8750	0.8520	1.3125	1.2690			1.4375	1.3940
1	1.5000	1.4500	1.6250	1.5750	1.3125	1.2920	1.0000	0.9740	1.5000	1.4500			1.6250	1.5750
1 1/8	1.6875	1.6310	1.8125	1.7560	1.5000	1.4770	1.1250	1.0960	1.6875	1.6310			1.8125	1.7560
1 1/4	1.8750	1.8120	2.0000	1.9380	1.6875	1.6630	1.2500	1.2190	1.8750	1.8120			2.0000	1.9380
1 3/8	2.0625	1.9940	2.1875	2.1190			1.3750	1.3420	2.0625	1.9940			2.1875	2.1190
1 1/2	2.2500	2.1750	2.3750	2.3000			1.5000	1.4640	2.2500	2.1750			2.3750	2.3000
1 5/8	2.4375	2.3560	2.5625	2.4810					2.4375	2.3560			2.5625	2.4810
1 3/4	2.6250	2.5380	2.7500	2.6620					2.6250	2.5380			2.7500	2.6620
1 7/8	2.8125	2.7190	2.9375	2.8440					2.8125	2.7190			2.9375	2.8440
2	3.0000	2.9000	3.1250	3.0250					3.0000	2.9000			3.1250	3.0250
2 1/4	3.3750	3.2620	3.5000	3.3880					3.3750	3.2620			3.5000	3.3880
2 1/2	3.7500	3.6250	3.8750	3.7500					3.7500	3.6250			3.8750	3.7500
2 3/4	4.1250	3.9880	4.2500	4.1120					4.1250	3.9880			4.2500	4.1120
3	4.5000	4.3500	4.6250	4.4750					4.5000	4.3500			4.6250	4.4750
3 1/4													5.0000	4.8380
3 1/2													5.3750	5.2000
3 3/4													5.7500	5.5620
4													6.1250	5.9250

Tabla 3.22 Tornillos de ojo para tuerca regular, a tamaños seleccionados.  
(Thomas Laughlin Co., Portland, Me)  
(Todas las dimensiones están en pulgadas)

Diam. y long. de espiga	Longitud de la rosca	Dimensiones de ojo		Resistencia de rotura aprox., lb	Diam. y long. de espiga	Longitud de la rosca	Dimensiones de ojo		Resistencia de rotura aprox., lb
		Diam. int.	Diam. ext.				Diam. int.	Diam. ext.	
1/4 X 2	1 1/2	1/2	1	2 200	3/4 X 6	3	1 1/2	3	23 400
5/16 X 2 1/2	1 1/2	5/8	1 1/4	3 600	3/4 X 10	3	1 1/2	3	23 400
3/8 X 1/2	2 1/2	3/4	1 1/2	5 200	3/4 X 15	5	1 1/2	3	23 400
1/2 X 3 1/4	1 1/2	1	2	9 800	7/8 X 8	4	1 3/4	3 1/2	32 400
1 X 6	3	1	2	9 800	1 X 6	3	2	4	42 400
1/2 X 10	3	1	2	9 800	1 X 9	4	2	4	42 400
5/8 X 4	2	1 1/4	2 1/2	15 800	1 X 18	7	2	4	42 400
5/8 X 6	3	1 1/4	2 1/2	15 800	1 1/4 X 8	4	2 1/2	5	67 800
5/8 X 10	3	1 1/4	2 1/2	15 600	1 1/4 X 20	6	2 1/2	5	67 800

Tabla 3.23 Tornillos de ojo para tuerca con respaldo, tamaños seleccionados.  
(Thomas Laughlin Co., Portland, Me.)  
(Todas las dimensiones están en pulgadas)

Diam. y long. de espiga	Longitud de la rosca	Dimensiones de ojo		Resistencia de rotura aprox., lb	Diam. y long. de espiga	Longitud de la rosca	Dimensiones de ojo		Resistencia de rotura aprox., lb
		Diam. int.	Diam. ext.				Diam. int.	Diam. ext.	
1/4 X 2	1 1/2	1/2	7/8	2 200	3/4 X 6	3	1 1/2	2 3/4	23 400
5/16 X 2 1/4	1 1/2	5/8	1 1/8	3 600	7/8 X 5	2 1/2	1 3/4	3 1/4	32 400
3/8 X 4 1/2	2 1/2	3/4	1 3/8	5 200	1 X 9	4	2	3 3/4	42 400
1/2 X 6	3	1	1 3/4	9 800	1 1/4 X 8	4	2 1/2	4 1/2	67 800
5/8 X 4	2	1 1/4	2 1/4	15 800	1 1/2 X 15	6	3	5 1/2	98 400



Tabla 3.24 Fuerza de sujeción de prisioneros con punta de copa.

Tamaño nominal del prisionero	Par de asentamiento (to lb-pulg)	Fuerza de sujeción axial, lb
No. 0	0.5	50
No. 1	1.5	65
No. 2	1.5	85
No. 3	5	120
No. 4	5	160
No. 5	5	200
No. 6	9	250
No. 8	20	385
No. 10	33	540
1/4 pulg	87	1 000
5/16 pulg	165	1 500
3/8 pulg	290	2 000
7/16 pulg	430	2 500
1/2 pulg	620	3 000
9/16 pulg	620	3 500
5/8 pulg	1 225	4 000
3/4 pulg	2 125	5 000
7/8 pulg	5 000	6 000
1 pulg	7 000	7 000

1. La fuerza de sujeción torsional en libras-pulg es igual que la mitad de la fuerza de sujeción axial multiplicado por el diámetro del eje en pulgadas.
2. Los datos experimentales se obtuvieron al asentar un prisionero de aleación contra un eje de acero de una dureza Rockwell C 15. Las roscas del tornillo fueron de clase 3A, los agujeros roscados fueron de clase 2B. La fuerza de sujeción fue definido como la mínima carga necesaria para producir movimiento relativo de 0.01 pulg. entre el eje y el collar.
3. Las puntas cónicas revelan una fuerza de sujeción ligeramente mayor, ligeramente menor las puntas planas, de perro y ovaladas.
4. La dureza del eje debe ser, por lo menos 10 puntos Rockwell C menor que la punta del tornillo prisionero.
5. La fuerza de sujeción es proporcional al par de asentamiento. La fuerza de sujeción torsional se aumenta como en 6% utilizando una parte plana en el eje.
6. Datos de F.R. Kull, "Fasteners Book Issue", Machine Design 11 de marzo 1965.

Tabla 3.25 Tornillos de coche y de pija.

Diám. del tornillo, pulg.	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4	7/8
Hilos por pulg.	10	9	7	7	6	5	4 1/2	4
A entre caras de cabezas hexagonales y cuadradas, pulg.	3/8	15/32	9/16	21/32	3/4	15/16	1 1/8	15/16
Espesor de cabezas hexagonales y cuadradas, pulg.	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	17/32	5/8	3/4

Longitud de roscas para tornillos de todos los diámetros

Longitud del tornillo, pulg.	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2
Longitud de la rosca, pulg.	Hasta la cabeza	1 1/2	2	2 1/4	2 1/2	3	3 1/2
Longitud del tornillo, pulg.	5	5 1/2	6	7	8	9	10-12
Longitud de la rosca, pulg.	4	4	4 1/2	5	6	6	7

Tabla 3.26 Tornillos para madera y de norma americana.

Número .....	0	1	2	4	5	6	7	8
Hilos por pulg. ....	32	28	26	22	20	18	16	15
Díametro, pulg. ....	0.060	0.073	0.086	0.112	0.125	0.138	0.1510	0.164
Número .....	9	10	11	14	16	18	20	24
Hilos por pulg. ....	14	13	12	10	9	8	8	7
Díametro, pulg. ....	0.177	0.190	0.203	0.242	0.268	0.294	0.320	0.372

Tabla 3.27 Dimensiones de roldanas de acero, pulg.

Tamaño del tornillo	Roldana plana			Roldana de seguridad		
	Díam. agujero	Díam. exterior	Espesor	Díam. agujero	Díam. exterior	Espesor
3/16	1/4	9/16	3/64	0.1940	0.3370	0.0470
1/4	5/16	3/4	1/16	0.2550	0.4930	0.0620
5/16	3/8	7/8	1/16	0.3190	0.5910	0.0780
3/8	7/16	1	5/64	0.3820	0.6880	0.0940
7/16	1/2	1 1/4	5/64	0.4460	0.7840	0.1090
1/2	9/16	1 3/8	3/32	0.5090	0.8790	0.1250
9/16	5/8	1 1/2	3/32	0.5730	0.9790	0.1410
5/8	11/16	1 3/4	1/8	0.6360	1.0660	0.1560
3/4	13/16	2	1/8	0.7630	1.2790	0.1880
7/8	15/16	2 1/4	5/32	0.8900	1.4740	0.2190
1	1 1/16	2 1/2	5/32	1.0170	1.6720	0.2500
1 1/8	1 1/4	2 3/4	5/32	1.1440	1.8650	0.2810
1 1/4	1 3/8	3	5/32	1.2710	2.0580	0.3120
1 3/8	1 1/2	3 1/4	11/64	1.3980	2.2530	0.3440
1 1/2	1 5/8	3 1/2	11/64	1.5250	2.4460	0.3750
1 5/8	1 3/4	3 8/4	11/64			
1 3/4	1 7/8	4	11/64			
1 7/8	2	4 1/4	11/64			
2	2 1/8	4 1/2	11/64			
2 1/4	2 3/8	4 3/4	3/16			
2 1/2	2 5/8	5.0000	7/32			

Tabla 3.28 Tornillos autorroscantes.

Tamaño del tornillo	Diámetro mayor básico pulg.	Hilos por pulgada					Tipo U	
		AB	B, BP	C	D, F, G, T	BF, BT	Diámetro exterior máximo pulg.	Número de entradas de rosca
00	.....	...	...	.....	.....	...	0.060	6
0	0.060	40	48	.....	.....	48	0.075	6
1	0.073	32	42	.....	.....	42	.....	.....
2	0.086	32	32	56 y 64	56 y 64	32	0.100	8
3	0.099	28	28	48 y 56	48 y 56	28	.....	.....
4	0.112	24	24	40 y 48	40 y 48	24	0.116	7
5	0.125	20	20	40 y 44	40 y 44	20	.....	.....
6	0.138	18	20	32 y 40	32 y 40	20	0.140	7
7	0.151	16	19	.....	.....	19	0.154	8
8	0.164	15	18	32 y 36	32 y 36	18	0.167	8
10	0.190	12	15	24 y 32	24 y 32	15	0.192	8
12	0.216	11	14	24 y 28	24 y 28	14	0.212	8
14	0.242	10	.....	.....	.....	.....	0.242	9
1/4	0.250	.....	14	20 y 28	20 y 28	14	.....	.....
16	0.268	10	.....	.....	.....	.....	.....	.....
18	0.294	9	.....	.....	.....	.....	.....	.....
5/16	0.3125	.....	12	18 y 24	18 y 24	12	0.315	11
20	0.320	9	.....	.....	.....	.....	.....	.....
24	0.372	9	.....	.....	.....	.....	.....	.....
3/8	0.375	.....	12	16 y 24	16 y 24	12	0.378	12
7/16	0.4375	.....	10	.....	.....	10	.....	.....
1/2	0.500	.....	10	.....	.....	10	.....	.....

Tabla 3.29 Tornillos de estufa.

Diám. del tornillo, pulg. ....	1/8	5/32	3/16	7/32
Hilos por pulg. ....	32	28	24	22

Tabla 3.30 Requisitos físicos para sujetadores roscados.  
(Tornillos pasantes y tornillos de presión)  
(Adaptada con permiso de Machine Design, 11 de marzo de 1965).

Grado SAE	Tamaño del tornillo diam., pulg	Carga de prueba lb/pulg <sup>2</sup>	Mín. resistencia tracción lb/pulg <sup>2</sup>	Dureza	
				Brinell	Rockwell
0	Todos los tamaños				
1	Todos los tamaños	.....	55 000	207 max	95 B max.
2	Hasta 1/2 pulg.	55 000	69 000	241 max	100 B max
	De mas de 1/2 a 3/4 pulg	52 000	64 000		
3	De mas de 3/4 a 1 1/2 pulg	28 000	55 000	207 max	
	Hasta 1/2 pulg	85 000	110 000	207-269	95-104 B
5	De mas de 1/2 a 5/8 pulg	80 000	100 000		
	Hasta 3/4 pulg	85 000	120 000	241-302	23-32 C
	De mas de 3/4 a 1 pulg	78 000	115 000	235-302	22-32 C
	De mas de 1 a 1 1/2 pulg	74 000	105 000	223-268	19-30 C
5.1	Hasta 3/8 pulg	85 000	120 000	241-375	23-40 C
7	Hasta 1 1/2 pulg	105 000	133 000	269-321	28-34 C
8	Hasta 1 1/2 pulg	120 000	150 000	302-352	32-38 C

Tabla 3.31 Profundidades para barrenar y hacer rosca de hierro en fundición para espárragos.

Diam. del espárrago, pulg	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1
Diam. de barreno, pulg	3/64	17/64	5/16	3/8	27/64	31/64	17/32	41/64	3/4	55/64
Profundidad de rosca, pulg	3/8	15/32	9/16	21/32	3/4	27/32	15/16	1 1/8	1 5/16	1 1/2
Profundidad de barreno, pulg	7/16	17/32	5/8	23/32	27/32	15/16	1 1/32	1 1/4	1 7/16	1 5/8

Tabla 3.32 Longitudes de inserto para rosca de tornillo.  
(Heli-Coli Corp.)

Resistencia de ruptura en tracción del material del tornillo, lb/pulg <sup>2</sup>	Resistencia de corte del material receptor del inserto, lb/pulg <sup>2</sup>				
	60 000	90 000	125 000	170 000	220 000
	Longitud en terminos del diámetro nominal del inserto				
15 000	1 1/2	2	2 1/2	3	
20 000	1	1 1/2	2	2 1/2	3
25 000	1	1 1/2	2	2	2 1/2
30 000	1	1	1 1/2	2	2
40 000	1	1	1 1/2	1 1/2	2
50 000	1	1	1	1 1/2	1 1/2

Tabla 3.33 Tamaño del barreno para hacer rosca para tornillo de norma americana  
(Los tamaños de la lista son brocas comerciales que producen aprox. 75 % de rosca completa)

Tamaño	Serie de rosca gruesa		Serie de rosca fina		Tamaño	Serie de rosca gruesa		Serie de rosca fina	
	Hilos por pulg	Tamaño barreno	Hilos por pulg	Tamaño barreno		Hilos por pulg	Tamaño barreno	Hilos por pulg	Tamaño barreno
		p' rosca		p' rosca			p' rosca		p' rosca
No. 0		.....	80	3/64	3/4	10	2 1/32	16	1 1/16
No. 1	64	No. 53	72	No. 53	7/8	9	4 9/64	14	1 3/16
No. 2	56	No. 50	64	No. 50	1	8	7/8	14	1 5/16
No. 3	48	No. 47	56	No. 45	1 1/8	7	6 3/64	12	1 3/64
No. 4	40	No. 43	48	No. 42	1 1/4	7	1 7/64	12	1 11/64
No. 5	40	No. 38	44	No. 37	1 3/8	6	1 7/32	12	1 19/64
No. 6	32	No. 36	40	No. 33	1 1/2	5	1 21/64	12	1 27/64
No. 8	32	No. 29	36	No. 29	1 3/4	5	1 35/64		
No. 10	24	No. 25	32	No. 21	2	4 1/2	1 25/32		
No. 12	24	No. 16	28	No. 14	2 1/4	4 1/2	2 1/32		
1/4	20	No. 7	28	No. 3	2 1/2	4	2 1/4		
5/16	18	F	24	I	2 3/4	4	2 1/2		
3/8	16	5/16	24	Q	3	4	2 3/4		
7/16	14	U	20	2 5/64	3 1/4	4	3		
1/2	13	2 7/64	20	2 9/64	3 1/2	4	3 1/4		
9/16	12	3 1/64	18	3 3/64	3 3/4	4	3 1/2		
5/8	11	1 7/32	18	3 7/64	4	4	3 3/4		

## BIBLIOGRAFIA

1. DISEÑO DE INGENIERIA MECANICA  
Shigley Mitchell  
4ª edición 3ª en español  
Editorial Mc. Graw Hill
2. INTRODUCCION A LA METALURGIA FISICA  
Sydney H Avener  
Editorial Mc Graw Hill
3. MATERIALES DE INGENIERIA Y SUS APLICACIONES  
Richard a Flinn  
Paul K. Trojase  
Editorial Mc Graw Hill
4. ENSAYO DE FATIGA DEL ACERO 1045  
TESIS PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO M.E.  
Julio Avendaño Garcia  
Ranulfo Pedro Pérez Orozco
5. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS  
Virgil Moring Feires  
Editorial Montaner Y Simon S.A.
6. ENSAYO E INSPECCION DE MATERIALES EN INGENIERIA  
David Troscell  
Editorial CICSA.
7. CINEMATICA DE LAS MAQUINAS  
GUILLET  
Editorial C.E.C.S.A.
8. LECTURA DE DIBUJOS TECNICOS  
Heinz Graff  
Edition Lelezig
9. MACHINE DESIGN  
Black & Adams
10. CATALOGOS INSTRON, MONSANTO.