

TABLA 8-13

Capacidad (fuerza) de sujeción típica para tornillos prisioneros con extremo libre de casquillo\* (socket)

TAMAÑO in	MOMENTO DE ASENTAMIENTO lb · in	CAPACIDAD DE SUJECIÓN lb
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1000
$\frac{5}{16}$	165	1500
$\frac{3}{8}$	290	2000
$\frac{7}{16}$	430	2500
$\frac{1}{2}$	620	3000
$\frac{9}{16}$	620	3500
$\frac{5}{8}$	1325	4000
$\frac{3}{4}$	2400	5000
$\frac{7}{8}$	5200	6000
1	7200	7000

\*Con base en un tornillo de acero aleado aplicado contra eje de acero, de rosca fina o basta de clase 3A en agujeros de clase 2B, y tornillos prisioneros con extremo libre de casquillo y punta ahuecada.

Fuente: Unbrako Division, SPS Technologies, Jenkintown, Pa.

## 8-17 CUÑAS Y PASADORES

Estos elementos se usan por lo general para fijar sobre su eje piezas como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas (o chavetas) se usan para poder transmitir momento de rotación desde un eje hasta el elemento que soporta dicho árbol. Los pasadores se emplean para fijar la posición axial y para transferir momento de rotación o empuje, o bien para ambas cosas.

La figura 8-27 muestra varias cuñas o chavetas, y pasadores. Estos últimos son especialmente útiles cuando la carga principal es cortante y cuando existen rotación o torsión y empuje. Pasadores ahusados se especifican con el diámetro del extremo mayor. Algunos de los tamaños más útiles de éstos se muestran en la tabla 8-14. El diámetro en el extremo menor es

$$d = D - 0.0208L$$

(8-44)

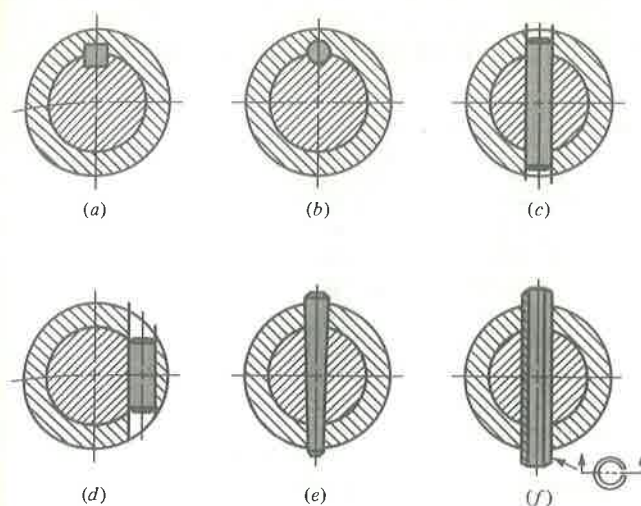


FIGURA 8-27

a) Chaveta cuadrada; b) chaveta redonda; c) y d) pasadores redondos; e) pasador cónico o ahusado; f) pasador elástico tubular partido. Los pasadores indicados en las partes e) y f) se representan con un largo exagerado para indicar el biselado en los extremos, pero su longitud debe mantenerse más pequeña que el diámetro del cubo sujetado, para prevenir daños o lesiones debido a las salientes en partes rotatorias.

donde  $d$  = diámetro en el extremo menor,  
 $D$  = diámetro en el extremo mayor,  
 $L$  = longitud,

En el caso de aplicaciones menos importantes se puede usar un pasador de espiga o uno de impulso. Una gran variedad de éstos se enlistan en los catálogos de los fabricantes.\*

Una chaveta como la de sección cuadrada, que se muestra en la figura 8-27a, está también disponible en sección rectangular. Los tamaños estándares de éstas, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se enlistan en la tabla 8-15. La longitud de la chaveta se basa en la longitud del cubo y la carga torsional por transmitir.

La cuña de talón, de la figura 8-28, tiene una forma tal que, cuando se instala con firmeza, actúa para impedir movimiento relativo axial. Esto también proporciona la ventaja de que la presión del cubo puede ajustarse para la mejor localización axial. El talón hace posible la extracción sin tener que requerir acceso al otro extremo, pero su parte saliente puede ser considerada peligrosa durante la rotación.

También se ve en la figura 8-28b la guía, cuñero o chavetero de resbalón. Este elemento tiene menos concentración de esfuerzo que un chavetero fresado de extremo.

La chaveta semicircular Woodruff, que se indica en la figura 8-28b, es de utilidad general, en especial cuando una rueda ha de colocarse contra un hombro de eje, puesto que la guía ranu-

(8-44)

\*Véase también Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", cap. 22, Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, Nueva York, 1986.

TABLA 8-14

Dimensiones en el extremo mayor de algunos pasadores cónico o ahusado de tipo estándar. Serie en pulgadas

TAMAÑO	COMERCIAL		DE PRECISIÓN	
	MÁXIMO	MÍNIMO	MÁXIMO	MÍNIMO
4/0	0.1103	0.1083	0.1100	0.1090
2/0	0.1423	0.1403	0.1420	0.1410
0	0.1573	0.1553	0.1570	0.1560
2	0.1943	0.1923	0.1940	0.1930
4	0.2513	0.2493	0.2510	0.2500
6	0.3423	0.3403	0.3420	0.3410
8	0.4933	0.4913	0.4930	0.4920

TABLA 8-15

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

DIÁMETRO DE EJE MÁS DE HASTA (INCL.)		TAMAÑO DE CHAVETA		PROFUNDIDAD DE CHAVETERO
		w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", Cap. 22, Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, Nueva York, 1986.

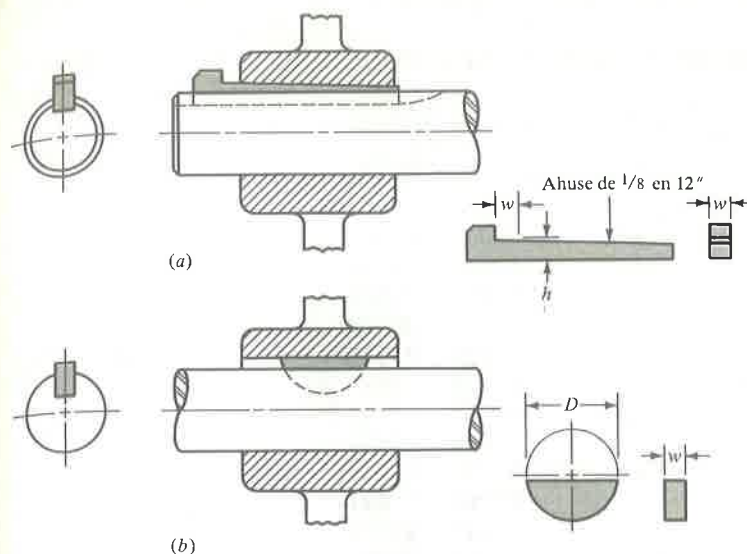


FIGURA 8-28

a) Chaveta (o cuña) con talón; b) chaveta Woodruff.

rada no necesita ser maquinada en la región de concentración de esfuerzo en el hombro. El uso de una chaveta Woodruff también produce mejor concentricidad después del ensamble de la rueda y su eje. Esto es especialmente importante a altas velocidades, como, por ejemplo, en el caso de un rodete de turbina de vapor y su eje. Las dimensiones para algunos tamaños de chaveta Woodruff estándares pueden hallarse en las tablas 8-16 y 8-17, que dan los diámetros del eje para el cual son apropiados los distintos anchos de guía de chaveta.

Los factores de concentración de esfuerzo para chaveteros, dependen de sus valores sobre el radio de entalle en el fondo y en los extremos del chavetero, según Peterson.\* Para entalles cortados por fresas de máquina fresadora estándar, los diagramas de Peterson dan  $K_f = 2.14$  para flexión y  $K_{ts} = 2.62$  para torsión. Éstos corresponden a chaveteros fresados en extremo, lo cual permite una localización de la chaveta bien definida longitudinalmente. En la flexión, el asiento de resbalón (o de patín de trineo) se basa en los valores totales de  $I$  y  $J$  para los ejes de transmisión; o sea, los segundos momentos no se reducen por las dimensiones de las ranuras. Otros resultados indicados son 1.79 para un chavetero fresado en extremo, y 1.38 para el tipo de resbalón.

El uso de ajustes por contracción elimina el empleo de chavetas para transmitir el momento de rotación. Éstos se describieron en la sección 4-8, y corresponden a los datos enlistados en las tablas A-11 a A-14. Peterson informa de un  $K_f = 2.0$  para flexión en cada extremo de un collarín con ajuste por prensado. Las pruebas parecen indicar que la presión en la superficie intermedia tiene poco efecto sobre  $K_f$ . Sin embargo, la corrosión por rozadura introduce una complicación.

Con frecuencia se usa un anillo de retención en vez de un hombro de eje o un manguito para fijar axialmente en un eje o en un agujero de alojamiento. Como se ve en la figura 8-29, se corta

\*R. E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, Wiley, Nueva York, 1974, págs. 245, 266, 267.



TABLA 8-16  
Dimensiones de chavetas Woodruff. Serie en pulgadas

TAMAÑO		ALTURA <i>b</i>	CORRIMIENTO <i>e</i>	PROF. DE RANURA	
<i>w</i>	<i>D</i>			EJE	CUBO
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.109	$\frac{1}{64}$	0.0728	0.0372
$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	0.172	$\frac{1}{64}$	0.1358	0.0372
$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{8}$	0.172	$\frac{1}{64}$	0.1202	0.0529
$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{2}$	0.203	$\frac{3}{64}$	0.1511	0.0529
$\frac{3}{32}$	$\frac{5}{8}$	0.250	$\frac{1}{16}$	0.1981	0.0529
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.203	$\frac{3}{64}$	0.1355	0.0685
$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8}$	0.250	$\frac{1}{16}$	0.1825	0.0685
$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	0.313	$\frac{1}{16}$	0.2455	0.0685
$\frac{5}{32}$	$\frac{5}{8}$	0.250	$\frac{1}{16}$	0.1669	0.0841
$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{4}$	0.313	$\frac{1}{16}$	0.2299	0.0841
$\frac{5}{32}$	$\frac{7}{8}$	0.375	$\frac{1}{16}$	0.2919	0.0841
$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{4}$	0.313	$\frac{1}{16}$	0.2143	0.0997
$\frac{3}{16}$	$\frac{7}{8}$	0.375	$\frac{1}{16}$	0.2763	0.0997
$\frac{3}{16}$	1	0.438	$\frac{1}{16}$	0.3393	0.0997
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$	0.375	$\frac{1}{16}$	0.2450	0.1310
$\frac{1}{4}$	1	0.438	$\frac{1}{16}$	0.3080	0.1310
$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	0.547	$\frac{5}{64}$	0.4170	0.1310
$\frac{5}{16}$	1	0.438	$\frac{1}{16}$	0.2768	0.1622
$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{4}$	0.547	$\frac{5}{64}$	0.3858	0.1622
$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{2}$	0.641	$\frac{7}{64}$	0.4798	0.1622
$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$	0.547	$\frac{5}{64}$	0.3545	0.1935
$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	0.641	$\frac{7}{64}$	0.4485	0.1935

TABLA 8-17  
Tamaños de chavetas Woodruff apropiados para diversos diámetros de eje

ANCHO DE ASIENTO, in	DIÁMETRO DE EJE, in	
	DESDE	HASTA (INCL.)
$\frac{1}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$
$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$
$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$
$\frac{5}{32}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$
$\frac{3}{16}$	$\frac{9}{16}$	2
$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{1}{4}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{8}$
$\frac{3}{8}$	1	$2\frac{5}{8}$

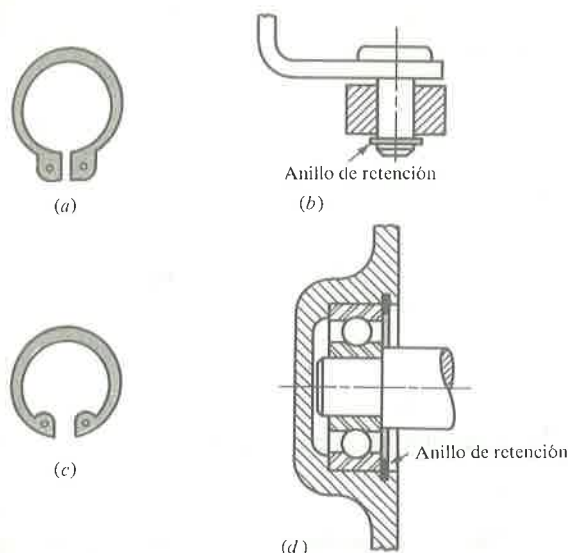


FIGURA 8-29

Usos comunes de los anillos de retención. a) Anillo exterior, y b) su aplicación; c) anillo interior, y d) su aplicación.

una ranura o muesca circular en el eje o hueco para recibir el retenedor elástico. El diseño ahuecado de los anillos externos e internos asegura una presión uniforme contra el fondo de la ranura. En el caso de requerir los tamaños, dimensiones y capacidades, se deben consultar los catálogos de los fabricantes.

## EJEMPLO 8-5

Un eje de acero UNS G10350, con tratamiento térmico para una resistencia de fluencia mínima de 75 kpsi, tiene un diámetro de  $1\frac{7}{16}$  in. El árbol gira a 600 rev/min y transmite 40 hp a través de un engrane. Seleccione una chaveta apropiada para fijar la rueda dentada.

## Solución

Se escoge una chaveta cuadrada de  $\frac{3}{8}$  in usando como material acero UNS G10200 estirado en frío. El diseño se basará en una resistencia de fluencia de 65 kpsi. Se utilizará un factor de seguridad de 2.80 porque no se dispone de información exacta acerca de la naturaleza de la carga.

El momento de rotación  $T$  se obtiene de la ecuación de la potencia de transmisión:

$$T = \frac{63\,000H}{n} = \frac{(63\,000)(40)}{600} = 4200 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

En relación con la figura 8-30, la fuerza tangencial  $F$  en la superficie del eje es

$$F = \frac{T}{r} = \frac{4200}{0.719} = 5850 \text{ lb}$$



11

## Cojinetes de contacto rodante

Los nombres *cojinete de rodamiento* (o simplemente, rodamiento) y *cojinete antifricción* se emplean para describir la clase de soporte de eje en el que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante. En un cojinete de rodadura la fricción inicial es aproximadamente igual a dos veces la fricción en marcha y resulta despreciable en comparación con el rozamiento inicial en un cojinete de casquillo o chumacera. La carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante afectan las características friccionales de un cojinete de rodamiento. Aunque no es muy correcto el nombre de "cojinete antifricción", se usa comúnmente en la industria.

Desde el punto de vista del diseñador mecánico, el estudio de los cojinetes de rodamiento difiere en varios aspectos cuando se compara con el estudio de otros elementos, debido a que los cojinetes por especificar ya han sido diseñados y fabricados. El especialista en diseño de cojinetes antifricción se enfrenta al problema de diseñar un grupo de elementos que componen un cojinete de rodamiento; dichos elementos deben diseñarse para adaptarlos a un espacio cuyas dimensiones se especifiquen; también deben estar diseñados para resistir una carga que tenga ciertas características; y finalmente, tales elementos deben estar diseñados para tener una duración o vida útil satisfactoria cuando la operación se realice según las condiciones especificadas. Por consiguiente, los especialistas en cojinetes deben considerar factores como carga de fatiga, fricción, calentamiento, resistencia a la corrosión, problemas cinemáticos, propiedades de los materiales, lubricación, tolerancias de maquinado, ensamble uso y costo. A partir de la consideración de todos estos factores, los especialistas en cojinetes llegan a una elección, la cual a su juicio es una solución idónea para el problema en cuestión.

### 11-1

#### TIPOS DE COJINETES DE RODAMIENTO

Los cojinetes rodantes se fabrican para soportar cargas puramente radiales, cargas de empuje axial puro, o una combinación de ambas cargas. La nomenclatura de un cojinete rodante del ti-

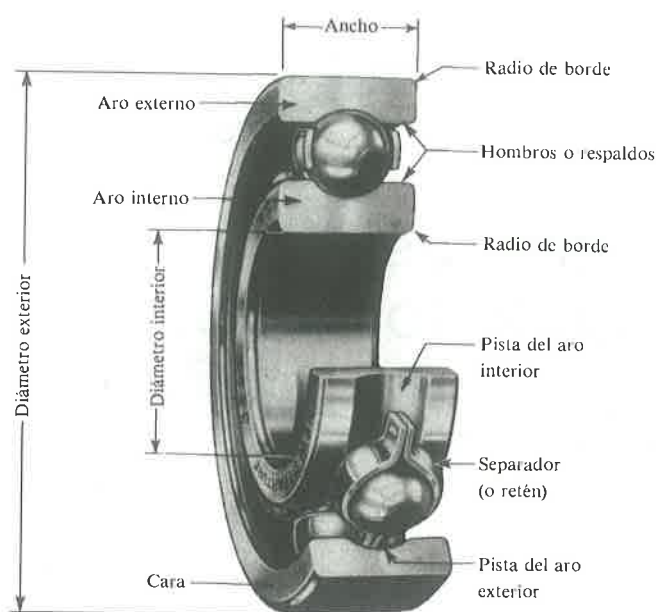


FIGURA 11-1

Nomenclatura de un cojinete de bolas. (Cortesía de New Departure-Hyatt Division, General Motors Corporation.)

po de bolas se ilustra en la figura 11-1, la cual también muestra las cuatro partes esenciales de un cojinete de rodamiento. Dichas partes son: *aro externo*, *aro interno*, *elementos rodantes* (o bolas) y *separador*. En cojinetes de costo relativamente bajo algunas veces se omite el separador, pero éste tiene la función importante de evitar el contacto de los elementos rodantes a fin de que no ocurra rozamiento entre ellos.

En esta sección se presenta una selección de los diversos tipos de cojinetes estandarizados que se fabrican. La mayoría de los fabricantes de cojinetes proporcionan manuales de ingeniería y folletos técnicos que contienen descripciones profusas de los diversos tipos disponibles. En el pequeño espacio de que se dispone en este libro, sólo se hará un pequeño esbozo de algunos de los tipos más comunes. El lector debe incluir un examen de la información técnica de los fabricantes de cojinetes mientras estudia esta sección.

Algunos de los tipos de cojinetes estandarizados que se emplean en la práctica se muestran en la figura 11-2. El *cojinete de bolas* (o *balero*) con una sola y profunda ranura, soporta carga radial así como alguna carga axial o de empuje. Las bolas se introducen en las ranuras desplazando el aro interno lateralmente a una posición excéntrica. Las bolas se separan después de su introducción y luego se inserta el separador. El uso de una muesca de llenado (Fig. 11-2b) en los aros (o anillos) interior y exterior permite insertar un mayor número de bolas, por lo tanto, aumenta la capacidad de carga. Sin embargo, la capacidad axial o de empuje disminuye debido al golpeteo de las bolas contra el borde de la muesca cuando se presentan cargas de tipo axial. El cojinete de contacto angular (Fig. 11-2c) proporciona una mayor capacidad de resistencia al empuje.



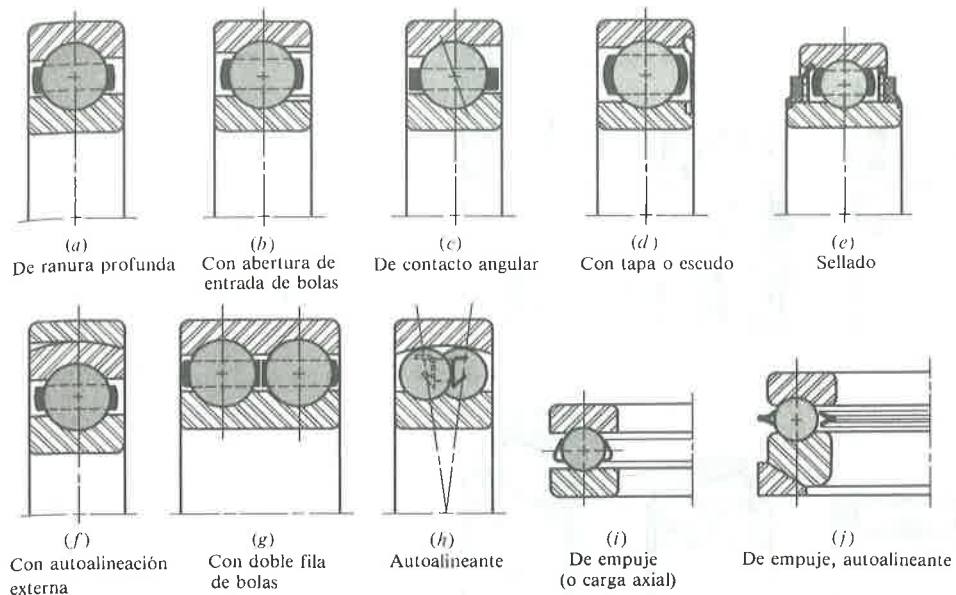


FIGURA 11-2

Diversos tipos de cojinetes de bolas.

Todos estos cojinetes pueden obtenerse con cubiertas o protectores en uno o en ambos lados. Las cubiertas no proporcionan un cierre completo, pero sí ofrecen protección contra la entrada de polvo y suciedad. Una variedad de cojinetes se fabrica con sellos herméticos en uno o en ambos lados. Cuando los sellos están en ambos lados, los cojinetes se lubrican en la fábrica. Aunque se supone que un cojinete sellado tiene lubricación por toda la vida, algunas veces se proporciona un medio para su relubricación.

Los cojinetes de bolas de una fila soportan un pequeño desalineamiento o deflexión del eje, pero donde lo anterior puede ser grave, es posible utilizar cojinetes autoalineantes. Los cojinetes de bolas de doble fila se fabrican en una amplia variedad de tipos y tamaños para soportar cargas radiales y axiales más intensas. Algunas veces dos cojinetes de una fila se utilizan conjuntamente por la misma razón, aunque un cojinete de doble fila generalmente requerirá menor número de piezas y ocupará menos espacio. Los cojinetes de empuje simple del tipo balero (Fig. 11-2i) se fabrican en muchos tipos y tamaños.

Algunos de la gran variedad de cojinetes de rodillos de tipo estándar disponibles se ilustran en la figura 11-3. Los *cojinetes de rodillos cilíndricos* (Fig. 11-3a) soportan una carga mayor que los de bolas del mismo tamaño debido a su mayor área de contacto. Sin embargo, tienen la desventaja de requerir casi una perfecta configuración geométrica de pistas y rodillos. Un ligero desalineamiento originará que los rodillos se desvíen y se salgan de alineación. Por esta razón, el retén debe ser grueso y resistente. Desde luego, los rodillos cilíndricos no soportarán cargas de empuje.

Los *rodillos helicoidales* se fabrican de material de sección rectangular enrollado a la forma de rodillos, después de lo cual se temple y se rectifica o esmerila. Debido a la flexibilidad inherente al empuje.

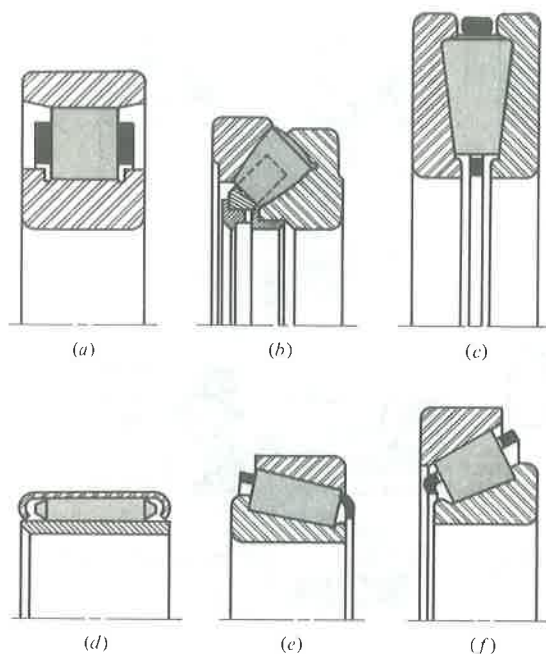


FIGURA 11-3

Tipos de cojinetes de rodillos (a) cilíndricos; (b) esféricos, de empuje; (c) cónicos, de empuje; (d) de agujas; (e) cónicos, ordinarios; (f) cónicos, de amplio contacto angular. (Cortesía de The Timken Company.)

rente pueden soportar un considerable desalineamiento. Si es necesario, el eje y el alojamiento pueden usarse como pistas de rodadura en vez de elementos específicos exterior e interior. Esto es especialmente importante si el espacio radial es limitado.

El *cojinete de empuje de rodillos esféricos* (Fig. 11-3b) es útil donde se tienen fuertes cargas y desalineamientos. Los elementos esféricos tienen la ventaja de ampliar su área de contacto a medida que la carga aumenta.

Los *cojinetes de agujas* (Fig. 11-3d) son muy útiles donde el espacio radial es limitado. Tienen una capacidad de carga elevada cuando se utilizan separadores, pero pueden obtenerse sin éstos. Se surten con pistas de rodamiento o sin ellas.

Los *cojinetes de rodillos cónicos* (Fig. 11-3e, f) combinan las ventajas de los cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos puesto que pueden soportar las cargas radial y axial, o cualquier combinación de las dos, y además tienen la capacidad de carga elevada de los cojinetes de rodillos cilíndricos. Se diseñan de manera que todos los elementos de la superficie de los rodillos y las pistas se intersequen en un punto común en el eje del cojinete.

Los cojinetes descritos aquí representan sólo una pequeña parte de la amplia gama disponible para selección. Se fabrican muchos cojinetes para uso especial, y se manufacturan también cojinetes para clases particulares de máquinas. Típicos de éstos son:

- Cojinetes para instrumento, que son de alta precisión y se hacen con acero inoxidable y materiales resistentes a alta temperatura.

- Los cojinetes que no son de precisión, generalmente se elaboran sin separador, y a veces tienen pistas hechas por estampado de lámina metálica y de construcción partida.
- Bujes de bolas, que permiten movimiento de rotación o deslizamiento, o de ambas formas.
- Cojinetes con rodillos flexibles.

## 11-2 DURACIÓN O VIDA ÚTIL DE UN COJINETE

Cuando el elemento rodante de un cojinete antifricción entra en la zona de carga, se originan esfuerzos hertzianos en el aro interno, el propio elemento rodante y aro externo. Debido a que la curvatura de los elementos de contacto es diferente en la dirección axial respecto de la dirección radial, las fórmulas para estos esfuerzos son mucho más complicadas que las ecuaciones hertzianas presentadas en la sección 2-21. Si un cojinete se mantiene limpio y bien lubricado, se monta y se sella contra la entrada de suciedad o polvo, se conserva en esta condición y es operado a temperaturas razonables, entonces la fatiga del metal será la única causa de falla. Puesto que esto corresponde a muchos millones de aplicaciones de esfuerzo, se aplica a tal consideración el término duración o vida del cojinete.

La *duración o vida útil* de un cojinete en particular se define como el número total de revoluciones, o el número de horas de giro a una velocidad constante dada, de operación del cojinete para que se desarrolle el tipo de falla considerado. En condiciones ideales la falla por fatiga consistirá en una astilladura o descascarado de las superficies que soportan la carga. La norma de la Anti-Friction Bearing Manufacturers Association (AFBMA) indica que el criterio de falla es la primera evidencia de aparición de la fatiga. Sin embargo, se observa que la *duración efectiva* con frecuencia se usa como definición de la duración a la fatiga. El criterio de falla utilizado por los laboratorios de la compañía Timken es el descascarado o picadura en una zona de  $0.01 \text{ in}^2$ . Pero Timken señala que la vida útil o efectiva puede extenderse considerablemente más allá de este punto.

La *duración nominal* es un término autorizado por la AFBMA y lo emplean la mayoría de los fabricantes de cojinetes. La duración nominal de un grupo de cojinetes de bolas o de rodillos evidentemente idénticos se define como el número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que 90% de un grupo de cojinetes completará o excederá antes de desarrollar el criterio de falla. Los términos *duración mínima*, *duración  $L_{10}$*  y *duración  $B_{10}$*  también se emplean para designar la vida nominal.

Los términos *duración promedio* y *duración mediana* se usan en sentido muy general al describir la longevidad de cojinetes. Se considera que ambos términos tienen el mismo significado. Cuando grupos que constan de grandes números de cojinetes se prueban hasta la falla, las vidas medianas de los grupos se promedian. Por tanto, estos términos realmente designan la *vida mediana promedio*. En este libro se usará el término *vida mediana* con el significado de promedio de duraciones medianas.

Al probar grupos de cojinetes, el objetivo es determinar la vida mediana y la vida  $L_{10}$ , o nominal. Cuando se prueban muchos grupos de cojinetes, se halla que la vida mediana está entre 4 y 5 veces  $L_{10}$ . La gráfica de la figura 11-4 muestra aproximadamente cómo se distribuyen las fallas. Esta curva es sólo aproximada, y no debe utilizarse para pronósticos o análisis.

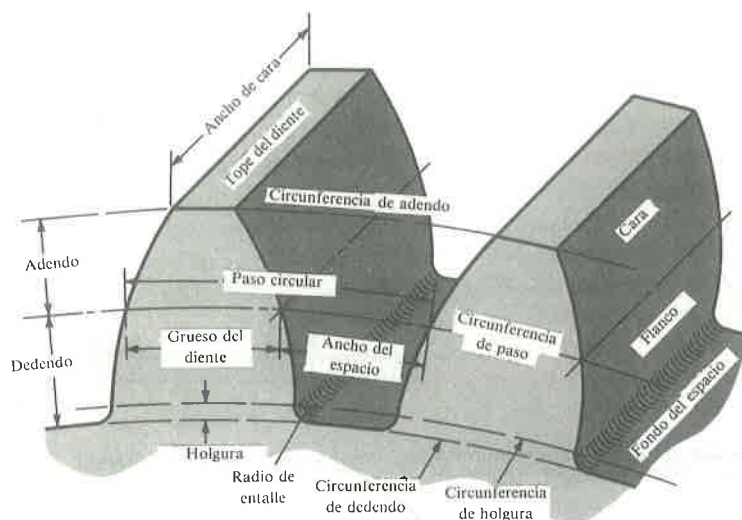


FIGURA 13-5

Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.

El *adendo*  $a$  es la distancia radial entre el *tope del diente* (o la circunferencia de adendo) y la circunferencia de paso. El *dedendo*  $b$  es la distancia radial entre el fondo del espacio (o la circunferencia de dedendo) y la circunferencia de paso. La *altura total*  $h_t$  de un diente es la suma del adendo y el dedendo.

La *circunferencia de holgura* de un engrane es la circunferencia tangente a la de adendo del otro engrane conectado. La *holgura*  $c$  (o *claro*) es la diferencia entre el dedendo de un engrane dado que excede al adendo del engrane conectado. El *juego* es la diferencia del espacio entre dos dientes consecutivos y el grueso del diente del otro engrane, medidos sobre las circunferencias de paso.

El lector debe demostrar la validez de las siguientes relaciones:

$$P = \frac{N}{d} \quad (13-1)$$

donde  $P$  = paso diametral, dientes por pulgada (dte/in)

$N$  = número de dientes

$d$  = diámetro de paso, in

$$m = \frac{d}{N} \quad (13-2)$$

donde  $m$  = módulo, mm

$d$  = diámetro de paso, mm

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (13-3)$$

donde  $p$  = paso circular

$$pP = \pi \quad (13-4)$$





Los elementos de máquina de estructura flexible como bandas, cables o cadenas se utilizan en sistemas de transporte y en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes. Con frecuencia estos elementos se utilizan para sustituir engranes, ejes, coples y otros dispositivos mecánicos de transmisión relativamente rígidos. En muchos casos su aplicación simplifica el diseño de un mecanismo o una máquina y reduce notablemente el costo.

Además, puesto que estos elementos suelen ser elásticos y de gran longitud, desempeñan un papel importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento y separación de los efectos de las vibraciones. Ésta es una importante ventaja en lo que concierne a la duración de una máquina.

Los elementos sumamente flexibles no tienen duración infinita. Cuando se utilizan, es importante establecer un programa de inspecciones para prevenir el desgaste, el envejecimiento y la pérdida de elasticidad. Los elementos deben reemplazarse a la primera señal de deterioro.



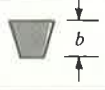
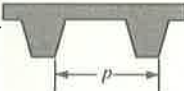
## 17-1 BANDAS (O CORREAS) DE TRANSMISIÓN

Se muestran en la tabla 17-1 los cuatro tipos principales de bandas de transmisión, con algunas de sus características. Las *poleas abombadas* se usan con bandas planas, y las *ranuradas* (que se denominan también *roldanas* o *garruchas*) se emplean con elementos de sección redonda o trapezoidal (en V). Las bandas sincronizadoras o las cadenas requieren *poleas dentadas* o *ruedas catarinas*, respectivamente. En todos los casos los ejes de las poleas deben estar separados una cierta distancia mínima, la que depende del tipo y tamaño de la banda, a fin de tener un buen funcionamiento. Otras características de las bandas son:

- Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
- Excepto para las bandas de sincronización, existe un cierto deslizamiento y cedencia o estirado permanente, y por tanto no es constante la relación entre las velocidades angulares de los ejes, ni exactamente igual a la relación entre los diámetros de las poleas.



TABLA 17-1  
Características de algunos tipos comunes de bandas

TIPO DE BANDA	FIGURA	JUNTA	INTERVALO DE TAMAÑOS	DISTANCIA ENTRE CENTROS
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ in}$	No hay límite superior
Trapezoidal o en V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
Reguladora		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

- En algunos casos, una polea guía o *tensora*, puede utilizarse para evitar ajustes en la distancia entre centros, que generalmente son necesarios para compensar el desgaste o en la instalación de bandas nuevas.

La figura 17-1 ilustra la transmisión usual de banda abierta (*directa* o no inversora). En el caso de un mecanismo con banda plana la tensión en la misma es tal que es visible la flojedad o colgadura, como se indica, cuando la banda está en movimiento. Aunque se prefiere la parte superior para el lado flojo de la banda, en el caso de otros tipos de correas puede utilizarse la parte superior o la inferior, debido a que su tensión de instalación generalmente es mayor.

Dos tipos de transmisiones *inversoras* se muestran en la figura 17-2. Obsérvese que ambas caras o lados de la banda hacen contacto con las poleas en los croquis de ambas figuras, de modo que estas transmisiones no pueden emplearse con bandas en V o reguladoras (o de sincronización).

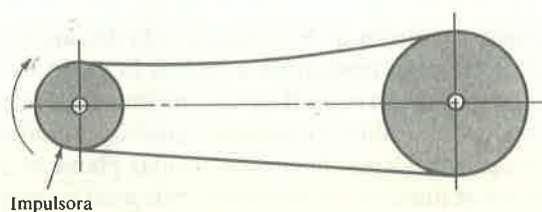


FIGURA 17-1

Transmisión común de banda abierta (directa); el lado flojo debe quedar arriba.

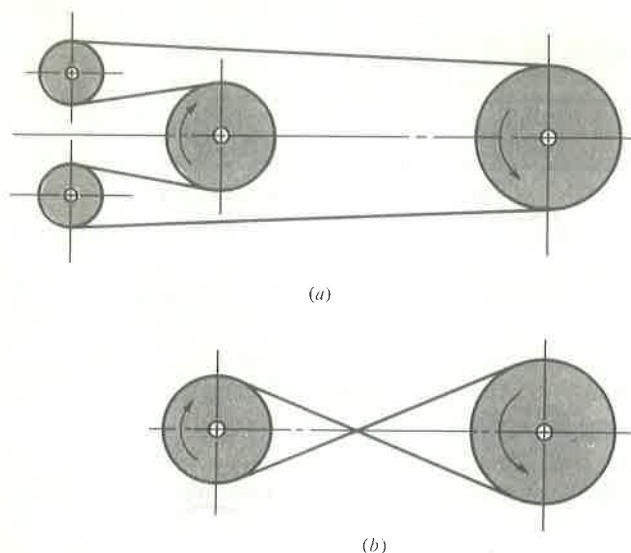


FIGURA 17-2

Transmisiones inversoras: (a) de banda abierta; (b) de banda cruzada. Las correas cruzadas deben quedar separadas o sin hacer contacto, para evitar rozadura si se usan materiales de alta fricción.

La figura 17-3 muestra una transmisión de banda plana con poleas fuera de plano. Los ejes no necesitan estar justo en ángulo recto como en este caso. Considérese la vista superior de la transmisión en la figura 17-3. Las poleas deben estar colocadas de modo que la banda salga de cada polea en el plano medio de la otra cara de polea. Otras disposiciones pueden requerir poleas guías para lograr tal condición.

Otra ventaja de las bandas planas se ilustra en la figura 17-4, donde la acción de embrague se obtiene desplazando lateralmente la correa móvil desde una polea local o libre hasta una polea impulsada.

La figura 17-5 muestra dos transmisiones de velocidad variable. La de la figura 17-5a, con poleas cónicas, por lo general se usa sólo con bandas planas. La de la figura 17-5b, con poleas escalonadas, también puede emplearse con bandas de sección en V o redondas, pero utilizando poleas ranuradas.

Las *bandas planas* se fabrican de uretano y también de tela impregnada de caucho (o hule) reforzada con alambres de acero o cuerdas de nilón (*nylon*) para resistir la carga de tensión. Una o ambas superficies pueden tener un revestimiento superficial con material de fricción. Las bandas planas son silenciosas, eficientes a altas velocidades y pueden transmitir grandes valores de potencia sobre grandes distancias entre centros. Generalmente las bandas planas se compran por material en rollo, se cortan a la medida y se unen en los extremos utilizando sujetadores especiales proporcionados por el fabricante. Dos o más bandas planas en movimiento lado a lado, en vez de una sola banda ancha, se emplean con frecuencia para formar un sistema transportador.

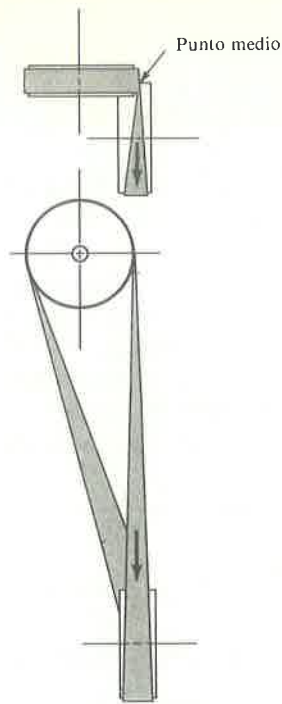


FIGURA 17-3

Transmisión de banda semicruzada (con un cuarto de vuelta); una polea guía o libre debe utilizarse si el movimiento ha de ser en uno u otro sentidos.

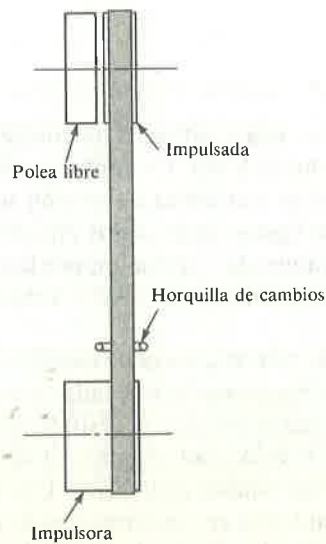


FIGURA 17-4

Esta transmisión elimina la necesidad de un embrague. La banda plana puede ser desplazada a la izquierda o a la derecha utilizando un cambiador de horquilla.

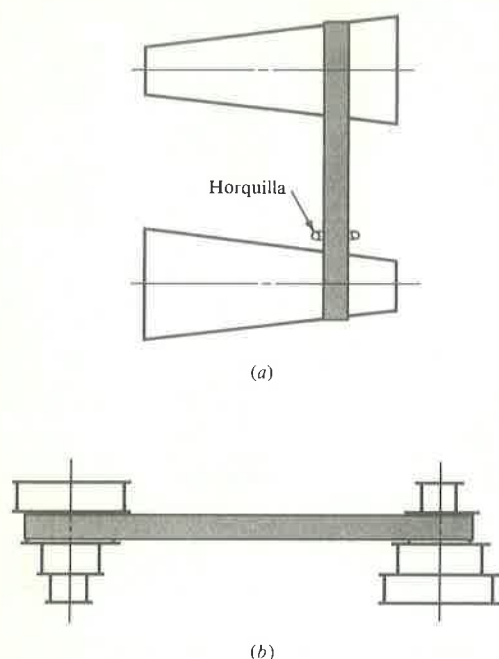


FIGURA 17-5

Transmisiones de banda para velocidad variable.

Una *banda en V* (o de sección *trapezoidal*) está hecha de tela y refuerzo de cordón, generalmente de algodón, rayón o nilón, y se impregna de caucho (o hule). En contraste con las bandas planas, las bandas en V o trapeziales se usan con poleas ranuradas de sección similar y en distancias entre centros más cortos. Las bandas en V son ligeramente menos eficientes que las planas, pero varias pueden montarse paralelas en poleas ranuradas especiales; por tanto, constituyen así una transmisión múltiple. Las bandas en V se fabrican sólo en ciertas longitudes y no tienen juntas.

Las *bandas reguladoras* o *de sincronización* se hacen de tela recubierta de caucho (ahulada) y alambre de acero, y tienen dientes que entran en ranuras transversales formadas en la periferia de poleas especiales (dentadas). Las bandas reguladoras no se alargan o deslizan y, en consecuencia, transmiten potencia con una relación constante de velocidad angular. El hecho de que la banda esté dentada proporciona varias ventajas sobre las bandas ordinarias. Una de ellas es que no se necesita tensión inicial, de modo que pueden emplearse en transmisiones de centros fijos. Otra es la eliminación de la restricción de las velocidades; los dientes hacen posible que operen aproximadamente a cualquier velocidad, alta o baja. Los inconvenientes son el costo inicial de la banda, la necesidad de usar poleas dentadas o ranuradas y las fluctuaciones dinámicas concurrentes originadas por la frecuencia de embone o endentado de la banda y la polea.

17-2 TR

En las tra  
co fuerte  
sobre las  
una eficie  
Por otra  
96%.\* L  
ción tors  
Cuan  
los de co

$$\theta_d = \pi -$$

$$\theta_D = \pi +$$

donde  $D$

$d$

$C$

$\theta$

La longit  
entre el p

$$L = [4C^2$$

Un conju  
como la c  
leas y val

$$\theta = \pi +$$

La longit

$$L = [4C^2$$

El inv  
forma. U  
polea, oc

\*A. W. Wa  
Institute of

†T. C. Firb



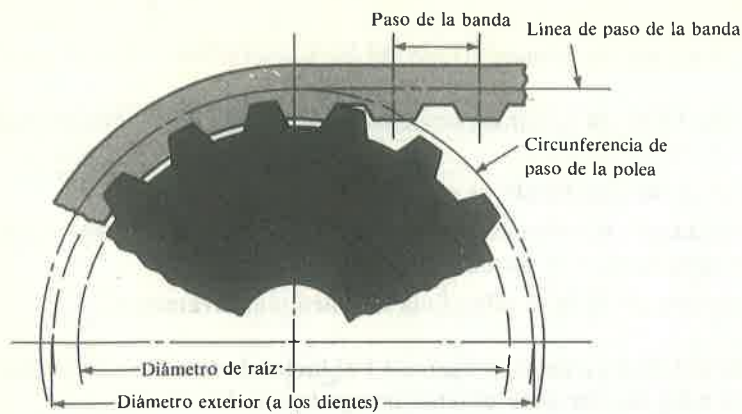


FIGURA 17-8

Transmisión de banda reguladora que muestra partes de la polea y la banda. Obsérvese que el diámetro de paso de la polea es mayor que la distancia diametral entre topes de dientes opuestos.

y así el número de bandas requerido es

$$N = \frac{13}{4.85} = 2.69$$

Por consiguiente, 3 bandas de sección B serán lo que se especifique.

## 17-4 BANDAS REGULADORAS O DE SINCRONIZACIÓN

Una banda del tipo de regulación se hace de tela revestida de caucho (o ahulada) y con refuerzo de alambre de acero para resistir la carga de tensión. Tiene dientes en su parte interior que entran en ranuras axiales formadas en dirección axial en la periferia de las poleas (Fig. 17-8); éstas se hallan recubiertas con tela de nilón (*nylon*). Una banda reguladora no se estira o desliza y, en consecuencia, transmite potencia según una relación de velocidad angular constante. No se necesita tensión inicial. Tales bandas pueden operar con una variedad de velocidades muy amplia, tienen eficiencias en el intervalo de 97 a 99%, no requieren lubricación y son más sencillas que las transmisiones de cadena. No existe variación cordal de velocidad, como en las transmisiones mencionadas (véase la sección 17-5), y por tal motivo son una solución adecuada para los requisitos de una transmisión de precisión.

El alambre de acero, o elemento de tensión, de una banda reguladora se localiza en la línea de paso de la banda (Fig. 17-8). Por tanto, la longitud efectiva es la misma, indiferentemente del espesor del respaldo.

TABLA 17-4  
Pasos está

SER  
Ext  
Lig  
Pes  
Ext  
Dol

in.  
ran  
das  
can  
sist

17-5

Las  
tan  
imp

17-

Ancho de to

FIGURA 1  
Po



TABLA 17-12  
pasos estándares de bandas reguladoras

SERVICIO	DESIGNACIÓN	PASO, in
Extra-ligero	XL	$\frac{1}{5}$
Ligero	L	$\frac{3}{8}$
Pesado	H	$\frac{1}{2}$
Extra-pesado	XH	$\frac{7}{8}$
Doble extra-pesado	XXH	$1\frac{1}{4}$

Los cinco pasos estándares de la serie en pulgadas están disponibles en tamaños de 6 a 180 in. Las poleas vienen para valores del diámetro de paso de 0.60 in a 35.8 in, y con números de ranura de 10 a 120 (tabla 17-12.)

El proceso de diseño y selección de las bandas de regulación es tan semejante al de las bandas trapeciales que no se expondrá. Como en el caso de otras transmisiones de banda, los fabricantes proporcionan una amplia cantidad de información técnica y detalles sobre tamaños y resistencias.

## 17-5 TRANSMISIONES DE CADENA DE RODILLOS

Las características básicas de las transmisiones de cadena son una relación de velocidad constante (puesto que no hay deslizamiento ni distensión), larga duración o vida útil, y la aptitud de impulsar varios ejes desde una misma fuente de potencia.

Las cadenas de rodillos han sido estandarizadas por la ANSI en cuanto a tamaños. La figura 17-9 muestra la nomenclatura. El *paso* es la distancia lineal entre centros de dos rodillos. El

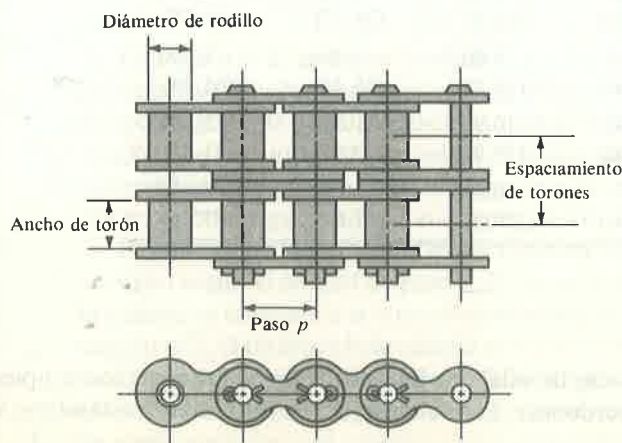


FIGURA 17-9

Porción de una cadena de rodillos con dos torones.