

Selección de Elementos de Máquinas

Eugenia Mercedes Naranjo Vargas



2022



Selección de Elementos de Máquinas



©2022 Eugenia Mercedes Naranjo Vargas
<https://orcid.org/0000-0002-9658-6311>
eugenia.naranjo@epoch.edu.ec

Selección de Elementos de Máquinas



© 2022 Eugenia Mercedes Naranjo Vargas
<https://orcid.org/0000-0002-9658-6311>
eugenia.naranjo@epoch.edu.ec

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH)
Riobamba - Ecuador
Panamericana Sur Km. 1½
Teléfono: 593 (03) 2998-200
Código Postal EC0600155

2022

Publicado por acuerdo con los autores.

Este libro se sometió a arbitraje bajo el sistema de doble ciego (*peer review*)

Prohibido la reproducción de este libro, por cualquier medio,
sin la previa autorización por escrito de los propietarios del *Copyright*.

*El copyright estimula la creatividad, defiende la diversidad en el
ámbito de las ideas y el conocimiento, promueve la libre
expresión y favorece una cultura viva*

Corrección y diseño, respaldado por:

La Caracola Editores
Índice Científico Editorial

Selección de Elementos de Máquina

Riobamba, Ecuador

Dirección de Publicaciones Científicas, 2022

ISBN: 978-9942-42-227-9

Fecha de Publicación: 2022-04-27

DEDICATORIA

Quiero agradecer a Dios, quien ha permitido ser parte de esta vida llena de retos y metas que día a día se van plasmando. A mis padres, familiares y amigos que han sido mi soporte en buenos y malos momentos. A mi alma mater mi querida Escuela Superior Politécnica de Chimborazo quien me formó como profesional y a la vez me ha dado la oportunidad de continuar con la noble labor de ser docente. Un agradecimiento a las autoridades quienes mediante su gestión permiten seguir elevando a la institución hacia un mejor sitio.



Eugenia Naranjo

INTRODUCCIÓN

El texto abarca los fundamentos teóricos de cálculo y selección de piezas y conjuntos de máquinas, una parte esencial de la ingeniería, sin embargo, no se trata de un libro de diseño, de los cuales existen excelentes autores, más bien es un texto descriptivo, con el objetivo de servir de material de lectura complementaria de estudiantes de las carreras de Ingeniería Mecánica. Abarca siete temas: conceptos fundamentales; elementos de fijación; transmisiones por correa; transmisiones por cadena; engranajes; rodamientos; ejes, arboles, bandas transportadoras y conjuntos de máquinas.

El libro incluye los conceptos básicos, cuyo estudio ayudará a que los estudiantes de ingeniería dominen los principios del funcionamiento y el diseño de equipos mecánicos.

La sociedad moderna se diferencia de la primitiva en el uso de las máquinas. El uso de objetos que fortalecen las manos (palos, piedras) y, sobre todo, el dominio de fuentes de energía adicionales (fuego, caballo) no sólo permitieron a la humanidad sobrevivir, sino que le aseguraron la victoria posterior sobre las fuerzas superiores de la naturaleza.

La vida de los humanos, incluso de las tribus más atrasadas, es ahora impensable sin diversos dispositivos y artilugios mecánicos (en griego "mechana" - astucia). Aunque en el antiguo Egipto ya se utilizaron diversos artilugios mecánicos durante la construcción de las pirámides, sólo podemos hablar seriamente del uso de máquinas a partir de la revolución industrial del siglo XVIII, cuando la invención de la máquina de vapor dio un salto tecnológico gigantesco y configuró el mundo moderno en su forma actual. El aspecto energético del problema es importante aquí.

Desde entonces, se esbozaron las leyes básicas de la estructura y el funcionamiento de los mecanismos y las máquinas, se definieron las formas más racionales y convenientes de sus partes constituyentes - piezas. En el proceso de mecanización de la producción y el transporte, a medida que aumentaban las cargas y la complejidad de las estructuras, crecía la necesidad no sólo de un enfoque intuitivo, sino también científico de la creación y el funcionamiento de las máquinas.

El objetivo de la disciplina "Selección de elementos de máquinas" es la formación de los conocimientos de los estudiantes sobre la teoría, el cálculo y el diseño de las piezas, unidades de montaje y conjuntos de máquinas, cálculo y selección de estos.

El curso de "Selección de elementos de máquinas" constituye una de las bases para que el alumno tenga el conocimiento necesario, para su aplicación en las carreras de la Facultad de Mecánica y pueda hacer investigación y a la vez, desarrollar sus capacidades intelectuales y creativas.

Es parte fundamental del curso que el alumno se motive desde el comienzo, por medio de la trasmisión de conocimientos y experiencia de la vida real, y se sienta inmerso en el contenido del currículo y perfil de la carrera, tanto en los aspectos cognitivo y fundamento matemático.

Al finalizar el curso, el estudiante será capaz de:

- Estar en condiciones de determinar y calcular los efectos de las fuerzas y momentos en los diversos componentes de máquinas.
- Emplear los fundamentos de la mecánica de los materiales para llegar a solucionar los problemas de ingeniería.
- Desarrollar las aptitudes y habilidades en el manejo e interpretación de los resultados de los cálculos efectuados y poder efectuar un pre-dimensionamiento de los componentes mecánicos.

El texto abarca los fundamentos teóricos de cálculo y selección de piezas y conjuntos de máquinas, una parte esencial de la ingeniería, sin embargo, no se trata de un libro de diseño, de los cuales existen excelentes autores, más bien es un texto descriptivo, con el objetivo de servir de material de lectura complementaria de estudiantes de las carreras de la Facultad de Mecánica. Abarca siete temas: conceptos fundamentales; elementos de fijación; transmisiones por correa; transmisiones por cadena; engranajes; rodamientos; ejes, arboles, bandas transportadoras y conjuntos de máquinas. El libro incluye los conceptos básicos, cuyo estudio ayudará a que los estudiantes de ingeniería dominen los principios del funcionamiento y el diseño de equipos mecánicos.

El curso " Selección de elementos de máquinas " se basa directamente en los cursos "Resistencia de materiales" y "Mecánica teórica", por lo que se considera que poseen estos conocimientos. Además, un buen conocimiento de las normas y técnicas del curso de gráficos de ingeniería es esencial para la realización con éxito de los cálculos y gráficos del proyecto del curso.

ÍNDICE

DEDICATORIA
INTRODUCCIÓN

1. Conceptos fundamentales y definiciones	13
1.1. Conceptos básicos y definiciones	13
1.2. Clasificación de las piezas de la máquina.....	16
1.3. Importancia de las transmisiones en la ingeniería mecánica	16
1.4. Transmisiones de movimiento rotativo	18
1.5. Requisitos básicos para materiales de piezas.....	19
1.6. Bancadas y conjuntos de soporte	20
1.6.1. Diseño de piezas de fundición	21
1.7. Resistencia al calor	24
2. Tornillos, fijaciones y diseño de uniones no permanentes	29
2.1. Conexiones roscadas.....	29
2.1.1. Clasificación de las roscas.....	30
2.1.2. Características de los principales tipos de rosca.....	31
2.1.3. Representación de las roscas.....	37
2.1.4. Componentes de la fijación.....	39
2.1.5. Métodos de fabricación de las roscas	40
2.1.6. Cálculo de la resistencia del núcleo del tornillo (perno) en diferentes condiciones de carga	40
2.1.7. Transmisión por tornillos.....	44
2.2. Anillos de retención.....	47
3. Transmisiones por correa	55
3.1. Clasificación de las transmisiones por correa.....	56
3.2. Materiales y construcción de las correas	58
3.3. Relaciones geométricas básicas	60
3.4. Cinemática de las transmisiones por correa.....	61
3.5. Fuerzas que actúan en la transmisión por correa	63
3.6. Determinación de la longitud de la correa	66
3.7. Interacción de la correa con las poleas, criterios de cálculo de las transmisiones por correa.....	67
3.8. Secuencia de cálculo para las transmisiones por correa.....	72
3.9. Fallos de la transmisión por correa en servicio y su reparación	74
3.9.1. Defectos y métodos de reparación de las poleas.....	76
3.9.2. Fallos en la transmisión por correa y soluciones.....	76
4. Transmisiones por cadenas	81
4.1. Cálculo de las transmisiones por cadena	83
4.2. Causas de los fallos en las transmisiones por cadena y recomendaciones para subsanarlos	87

5. Engranajes	95
5.1. Conceptos de engranajes.....	95
5.2. Características de los engranajes helicoidales (cilíndricos de dientes inclinados)	102
5.3. Esfuerzos en los engranajes cilíndricos de dientes rectos.....	104
5.4. Esfuerzos en los engranajes cilíndricos de dientes inclinados	105
5.5. Trenes de engranajes	106
5.5.1. Tren de engranajes simple	106
5.5.2. Tren de engranajes compuesto	108
5.5.3. Tren de engranajes invertido.....	109
5.5.4. Tren de engranajes epicicloidal	110
5.6. Materiales para engranajes	111
5.7. Fallos en engranajes	112
6. Rodamientos	117
6.1. Generalidades.....	117
6.1.1. Sistema de designación de rodamientos.....	119
6.2. Distribución de la carga entre los cuerpos rodantes. Tensiones y deformaciones en rodamientos.....	120
6.3. Características de la cinemática de los rodamientos	121
6.4. Cálculo (selección) de rodamientos	122
6.5. Métodos de instalación de rodamientos.....	127
7. Ejes, arboles, bandas transportadoras y conjuntos de máquinas	131
7.1. Uniones de árboles a poleas y ruedas.....	135
7.1.1. Uniones por pines o pasadores.	135
7.1.2. Uniones por chavetas	136
7.1.3. Uniones estriadas.....	140
7.1.4. Conexiones embridadas	144
7.2. Determinación de las cargas que actúan sobre el eje	145
7.3. Cálculo de la resistencia del eje	147
7.4. Selección de bandas transportadoras.....	153
7.4.1. Finalidad y aplicación de las cintas transportadoras.....	153
7.4.2. Terminología básica	154
7.4.3. Parámetros a tener en cuenta al elegir una cinta transportadora .	155
Bibliografía	157

CAPÍTULO 1
Conceptos fundamentales y definiciones

1. Conceptos fundamentales y definiciones

1.1 Conceptos básicos y definiciones

Se denomina producto a cualquier artículo o conjunto de artículos de producción que vaya a fabricar una empresa.

Todas las máquinas o mecanismos están formados por piezas combinadas en conjuntos (bloques o conjuntos).

Una **pieza** es un producto fabricado a partir de un material homogéneo, sin recurrir a operaciones de ensamblaje, por ejemplo: un rodillo fabricado a partir de una sola pieza metálica; un cuerpo de fundición; una placa fabricada a partir de una chapa bimetálica, etc. Las piezas pueden ser simples (tuerca, llave, etc.) o complejas (cigüeñal, caja de cambios, carcasa de la máquina, etc.).

Un **producto** cuyas partes constitutivas deben unirse mediante una operación de ensamblaje (atornillado, unión, soldadura, engaste, etc.) se denomina unidad de ensamblaje.

Se denomina **unidad de ensamblaje** a aquella que puede ensamblarse por separado de los demás componentes del producto o del producto en su conjunto y que cumple una función específica en los productos con la misma finalidad únicamente junto con otros componentes.

Un **conjunto** es una unidad completa formada por varias piezas con una función común (rodamiento, acoplamiento, caja de cambios, etc.). Los conjuntos complejos pueden incluir varios conjuntos simples (subconjuntos); por ejemplo, una caja de cambios incluye rodamientos, ejes con engranajes acoplados, etc.

Entre la gran variedad de piezas y conjuntos de máquinas, hay algunos que se utilizan en casi todas las máquinas (pernos, ejes, acoplamientos, transmisiones mecánicas, etc.). Estas piezas (unidades) se denominan piezas de uso general y se estudian en el curso "Selección de elementos de máquinas". Las piezas de uso general se utilizan en ingeniería en cantidades muy grandes. Por lo tanto, cualquier mejora de los métodos de cálculo y diseño de estas piezas, que permita reducir los costes de material, reducir los costes de producción, aumentar la durabilidad, aporta un gran efecto económico.

Una **máquina** es un dispositivo mecánico que realiza movimientos mecánicos para transformar energía, materiales o información con el fin de sustituir o simplificar el trabajo físico y mental.

Según su función, las máquinas se dividen en diferentes clases. Aquí están algunos de ellos:

- máquinas de propulsión: máquinas de energía diseñadas para convertir energía de cualquier tipo en energía mecánica (motores de combustión interna, motores eléctricos, etc.)
- máquinas tecnológicas destinadas a modificar el tamaño, la forma, la propiedad o el estado de un objeto (máquinas para trabajar el metal, prensas, máquinas alimentarias y químicas, etc.)
- máquinas de transporte diseñadas para mover personas, mercancías, productos (grúas, transportadores, tornillos, etc.).

Una máquina (Fig. 1.1) es una combinación de un motor, mecanismos de transmisión y un actuador. Hay un sistema de control para coordinar el funcionamiento del motor y el actuador. En función de las condiciones de funcionamiento de la unidad de la máquina, el modo de control puede ser manual o automático.

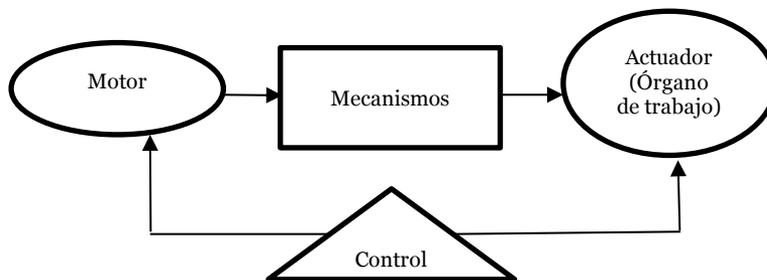


Figura 1.1. Máquina.

Estructuralmente, la máquina es un conjunto integrado de mecanismos que garantiza el desempeño de sus funciones inherentes.

Un **mecanismo** es un conjunto de eslabones conectados por pares cinemáticos diseñados para convertir un tipo de movimiento en otro. Los mecanismos que componen una máquina son muy variados.

Según su función, los mecanismos se dividen generalmente en los siguientes tipos:

- engranajes;
- actuadores;
- mecanismos de control, supervisión y regulación;
- mecanismos de alimentación, transporte y clasificación.

Un **eslabón** del mecanismo es una o varias piezas conectadas rígidamente que componen el mecanismo. La parte que se toma como estacionaria se denomina bastidor.

El eslabón de entrada es el que recibe el movimiento que el mecanismo convierte en el movimiento de los otros eslabones.

El eslabón de salida es el que completa el movimiento que debe realizar el mecanismo.

Puede haber enlaces intermedios entre los enlaces de entrada y salida.

En cada par de eslabones que trabajan conjuntamente se diferencian un eslabón maestro y uno esclavo en la dirección del flujo de la fuerza.

En la ingeniería mecánica moderna, los mecanismos compuestos por eslabones elásticos (muelles, etc.) y flexibles (correas, cadenas, cuerdas, etc.) son muy utilizados.

Un **par cinemático** es la conexión de dos eslabones en contacto que les permite moverse uno respecto al otro. Las superficies, líneas, puntos de un eslabón, en los que puede estar en contacto con otro eslabón, formando un par cinemático, se llaman elementos de un par cinemático. Según la característica funcional, los pares cinemáticos pueden ser rotativos, traslacionales, helicoidales, etc.

Un sistema conectado de eslabones que forman un par cinemático entre ellos se llama **cadena cinemática**. Así, todo mecanismo se basa en una cadena cinemática.

Toda la variedad de mecanismos utilizados en las máquinas y aparatos modernos se clasifican según sus propiedades cinemáticas básicas y sus características de diseño y, en algunos casos, según su finalidad funcional. Según esta clasificación, los mecanismos de transmisión pueden dividirse en los siguientes tipos:

- mecanismos de palanca;
- levas;
- fricción;
- de engranaje;
- tornillo;
- gusano;
- mecanismos con enlaces flexibles.

Además, hay un gran número de mecanismos compuestos o combinados que son alguna combinación de los tipos de mecanismos anteriores.

El dispositivo que acciona una máquina o un mecanismo se llama actuador. Un actuador se compone de:

- una fuente de energía;
- mecanismo de transmisión;
- equipo de control.

1.2 Clasificación de las piezas de la máquina

No existe una clasificación absoluta, completa y exhaustiva de todas las piezas de máquinas existentes, ya que los diseños de las máquinas son diversos y se desarrollan constantemente otras nuevas.

Para orientarse en la variedad infinita, las piezas de las máquinas se clasifican en grupos de tipos según su uso.

- La transmisión transmite el movimiento desde la fuente hasta el consumidor.
- Los ejes y los árboles llevan las partes giratorias de los engranajes.
- Los soportes se utilizan para montar los ejes y los árboles.
- Los embragues conectan los ejes y transmiten el par.
- Las piezas de conexión (conectores) conectan las piezas entre sí.
- Los elementos flexibles amortiguan las vibraciones y los choques, almacenan la energía y aseguran la compresión constante de las piezas.
- Los elementos estructurales crean un espacio dentro de la estructura para contener todas las demás partes y protegerlas.

Está fuera del alcance de este libro cubrir todos los tipos de piezas de máquinas y todos los matices de su diseño. Sin embargo, conocer al menos los tipos de componentes y los principios generales del diseño de máquinas proporciona al ingeniero una base sólida y una potente herramienta para seleccionar elementos de máquina para proyectos de casi cualquier complejidad.

En los siguientes capítulos veremos las técnicas de cálculo y selección de las piezas típicas de las máquinas.

1.3 Importancia de las transmisiones en la ingeniería mecánica

Las principales funciones de los mecanismos de transmisión son:

- transmisión y conversión del movimiento;
- cambio y ajuste de la velocidad;
- distribución de los flujos de potencia entre los distintos actuadores de una determinada máquina;

- movimientos de arranque, parada y marcha atrás.

Estas funciones deben poder realizarse de forma fiable con un grado determinado de precisión y rendimiento en un periodo de tiempo determinado. La máquina debe tener un tamaño pequeño, económico y seguro. En algunos casos, pueden imponerse otros requisitos a las transmisiones: funcionamiento fiable en un entorno contaminado o agresivo, a temperaturas altas o muy bajas, etc. La satisfacción de todos estos requisitos representa una tarea difícil y exige del diseñador la capacidad de guiarse bien en una variedad de mecanismos modernos, el conocimiento de los materiales de construcción, los métodos de cálculo de los elementos de la máquina, el conocimiento de la influencia de las técnicas de fabricación en su durabilidad, rentabilidad, etc.

La mayoría de las máquinas y dispositivos modernos se crean según el esquema motor - transmisión - órgano de trabajo (actuador) (Fig. 1.1). La necesidad de introducir una transmisión como enlace intermedio entre el motor y los elementos de trabajo de la máquina está relacionada con la resolución de una serie de tareas.

Por ejemplo, en los automóviles y otras máquinas de transporte es necesario cambiar el valor de la velocidad y la dirección del movimiento, en una colina y en el inicio del movimiento es necesario aumentar significativamente el momento de rotación en las ruedas motrices. El motor del vehículo no puede cumplir estos requisitos porque está diseñado para funcionar de forma estable dentro de un estrecho rango de par y velocidad angular. Si se supera este rango, el motor se detiene. Al igual que el motor del coche, muchos otros motores son poco regulables, incluidos la mayoría de los motores eléctricos.

En algunos casos, el control del motor es posible, pero no es económicamente viable porque, fuera del modo de funcionamiento nominal, la eficiencia de los motores disminuye considerablemente.

El peso y el coste de un motor con la misma potencia disminuyen a medida que aumenta la velocidad angular de su eje. El uso de estos motores con una transmisión que reduce la velocidad angular en lugar de motores con baja velocidad angular sin transmisión es más viable económicamente.

Con la creciente difusión de la mecanización y la automatización, la importancia de las transmisiones en las máquinas aumenta aún más. Los flujos de energía deben ramificarse y los movimientos con diferentes parámetros deben transmitirse a varios órganos de trabajo simultáneamente desde una fuente como es el motor. Esto hace que las transmisiones sean un elemento esencial de la mayoría de las máquinas y sistemas modernos.

1.4 Transmisiones de movimiento rotativo

La transferencia de energía de una máquina a otra, o dentro de una máquina de un eslabón a otro, se realiza mediante diversos mecanismos llamados transmisiones. Las más comunes son las transmisiones rotativas. Esto se debe a la considerable ventaja que tiene el movimiento giratorio sobre el movimiento alternativo. En el movimiento recíproco, hay una pérdida de tiempo en ralentí (hacia adelante y hacia atrás), así como mayores cargas dinámicas debidas a los cambios de sentido de giro, que restringen el aumento de la velocidad de trabajo de la máquina.

Las transmisiones mecánicas se clasifican de diferentes maneras por diversos criterios:

- en función de las condiciones físicas de transmisión del movimiento: por fricción (rozamiento, correa, cuerda); por encaje de un eslabón con otro (dentado, tornillo sin fin, cadena);
- por el método de conexión de los eslabones motriz y conducido: transmisiones con contacto directo de eslabones motriz y conducido (fricción, dentado, tornillo sin fin); transmisión con eslabón intermedio que une al motriz y conducido (correa, cuerda, cadena).

Relación de transmisión. La característica más importante de cualquier transmisión es la relación de transmisión i , que indica por cuántas veces la velocidad angular ω (o la frecuencia de rotación n) del eje motor es mayor o menor que la velocidad angular (o la frecuencia de rotación) del eje conducido. Si los parámetros del eslabón conductor se indican con el índice 1 y los del eslabón conducido con el índice 2, la relación de transmisión

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.1)$$

Las relaciones de transmisión en las transmisiones de diversos tipos (de fricción, de correa, de engranajes, de tornillo sin fin) se expresan mediante la relación de los diámetros de los discos (rodillos), las poleas y el número de dientes de los engranajes. En otras palabras, los parámetros respectivos de los eslabones de accionamiento y de los eslabones esclavos (elementos constructivos) de las transmisiones.

Conversión de pares en transmisiones.

Como ya se ha señalado, se requiere una transmisión mecánica entre el motor y el implemento u órgano de trabajo. Si no se tiene en cuenta la pérdida de energía en la transmisión (en este caso se denomina transmisión ideal) entonces las potencias de entrada y salida pueden considerarse iguales.

Asignando el índice 1 al eje motriz de la transmisión que está conectado al motor y el índice 2 al eje conducido que está conectado al implemento, podemos escribir esta igualdad como

$$M_1 \cdot w_1 = M_2 \cdot w_2 \text{ o } M_1 \cdot n_1 = M_2 \cdot n_2 \quad (1.2)$$

Donde:

M_1, M_2 - pares (momentos torsores).

w_1 y w_2 - velocidades angulares.

n_1 y n_2 - frecuencias de rotación.

Si $M_2 / M_1 = w_1 / w_2$ (o $M_1 / M_2 = w_2 / w_1$, y los lados derechos de las dos últimas expresiones son la relación de transmisión, podemos se puede concluir que:

$$i_{12} = \frac{M_2}{M_1} \quad (1.3)$$

Por lo tanto, en una transmisión ideal (sin pérdidas de energía) *la variación de la velocidad angular (o velocidad de giro) es inversamente proporcional a la variación de los pares e inversamente proporcional a la variación del par.*

Normalmente es necesario determinar el par en el eje de salida de una transmisión con un par conocido M_1 en el eje motriz y una relación de transmisión i_{12} . Obviamente, sin pérdida de potencia, $M_2 = M_1 \cdot i_{12}$. Teniendo en cuenta estas pérdidas, $M_2 = M_1 \cdot i_{12} \cdot \eta$, donde η es la eficiencia de la transmisión. Si $i_{12} > 1$, la transmisión se denomina de reducción (reductor). En este caso $w_2 < w_1$, $n_2 < n_1$, $M_2 > M_1$. Si $i_{12} < 1$, la transmisión se llama transmisión de multiplicación (multiplicador).

En este caso $w_2 > w_1$, $n_2 > n_1$, $M_2 < M_1$.

1.5 Requisitos básicos para materiales de piezas

Antes de calcular y diseñar la pieza, es necesario elegir material. Se trata de una tarea con múltiples opciones, ya que se puede seleccionar una amplia gama de materiales para fabricar una pieza, para adaptarse a los requisitos de un componente y a las condiciones de trabajo de este en un equipo determinado. Un factor importante en la selección del material es su coste.

La pieza debe ser capaz de soportar las cargas especificadas en las condiciones de funcionamiento especificadas durante la vida útil especificada.

La capacidad de un material en una estructura para resistir las influencias externas se evalúa por sus propiedades mecánicas. El mismo material puede tener diferentes propiedades mecánicas en diferentes condiciones de carga y condiciones ambientales (temperatura, corrosión, radiación y otros). Las

propiedades mecánicas de los materiales se cuantifican mediante el ensayo de probetas en máquinas de ensayo especiales en condiciones específicas. Los tamaños de las muestras, las formas y los procedimientos de ensayo están normalizados.

1.6 Bancadas y conjuntos de soporte

Las piezas de la estructura incluyen todas las denominadas piezas básicas de la máquina: bastidores, armazones, bloques de cilindros, carcasas, cajas, etc. Se utilizan principalmente para asegurar que las otras partes de la máquina se posicionen correctamente en relación con las demás. Estas piezas son, en la mayoría de los casos, las más fiables con respecto a la fatiga y el desgaste. El final de su vida útil suele coincidir con el desgaste total de toda la máquina. Por lo tanto, los criterios de rendimiento de las piezas de la carcasa de la máquina en relación con su función son la robustez, la rigidez, la estabilidad, la resistencia a las vibraciones, la resistencia a la temperatura, etc. Por ejemplo, se exige mucho a la rigidez y la resistencia a las vibraciones de las carcasas de las máquinas herramienta, a la resistencia térmica de las máquinas de forja, prensado; rigidez de los sistemas de grúa.

De los estados límite enumerados anteriormente, la primera y necesaria condición para la capacidad de servicio de las piezas del cuerpo de la máquina, así como de todas las demás piezas, es la resistencia bajo carga estática. Todas las demás condiciones deben considerarse auxiliares.

Los componentes de la carcasa de la máquina son los más complejos y los que requieren más tiempo de producción. El fallo de una pieza de la carcasa suele dejar la máquina fuera de servicio durante mucho tiempo. Las partes del cuerpo suelen representar una gran proporción del peso total de una máquina (por ejemplo, hasta el 90% en las máquinas herramienta). El éxito del esfuerzo por reducir el peso de la máquina depende de la elección de los materiales, la forma y las dimensiones de los componentes de la carcasa de la máquina. Por ello, el estudio de los cuerpos de las máquinas y, sobre todo, el desarrollo de su diseño es un reto importante.

Las partes de la estructura pueden dividirse en los siguientes grupos según diversas características:

- según su finalidad: bastidores o bancadas (incluidos los bastidores de las máquinas de transferencia, manipulación y cuerpos portantes); bases; cuerpos unitarios -carcasas, cajas-; soportes, ménsulas y otras piezas de soporte fijas; mesas, correderas, deslizadores y otras piezas de soporte móviles; tapas y cubiertas;
- por la forma: piezas en las que una dimensión es significativamente mayor que las otras dos (marcos, travesaños, correderas); piezas en las que una dimensión es significativamente menor que las otras dos

(placas, mesas planas); piezas en las que las tres dimensiones son del mismo orden (cajas, pedestales);

- según la presencia de un conector: entera, desmontable;
- en función de las condiciones de trabajo: fija, móvil;
- por método de fabricación: fundida, soldada, combinado.

Las carcasas de las máquinas se fabrican con hierro fundido, acero o aleaciones ligeras y las soldadas con acero laminado o con elementos fundidos y laminados. En los últimos años, se han fabricado piezas de maquinaria pesada a gran escala en hormigón armado. Las piezas pequeñas de la estructura suelen fundirse, mientras que las más grandes o pequeñas se funden o se sueldan. Ejemplos de piezas de fundición son los toboganes, las mesas, las correderas y las bancadas de las máquinas herramienta. Las piezas de estructura soldadas suelen ser bastidores de máquinas de transporte, bastidores de brochadoras, prensas, etc.

La preferencia por la estructura fundida o soldada de las partes estructurales de la máquina diseñada se decide teniendo en cuenta la totalidad de los indicadores técnicos y económicos de ambas opciones, así como las posibilidades del taller de fundición y soldadura de la planta, donde será fabricada la máquina. Para las piezas de la carcasa sometidas a una carga moderada, especialmente cuando se fabrican en grandes volúmenes o en serie, la fundición tiene ventajas. Las estructuras soldadas en ingeniería mecánica se utilizan para configuraciones grandes, pero sencillas, de piezas de carcasa muy cargadas, formadas por una combinación de las superficies geométricas más simples (plano, cilindro). En muchos casos, es ventajoso soldar una pieza, la más sencilla, y fundir o forjar la otra.

1.6.1 Diseño de piezas de fundición

Los componentes de la bancada sometidos a flexión y torsión deben diseñarse como estructuras de paredes finas, en las que el grosor de la pared viene determinado por las condiciones del proceso. Las piezas de torsión deben tener secciones transversales cerradas y las piezas de flexión deben tener un desplazamiento máximo del material con respecto al eje neutro. Si se requieren ventanillas de inspección, la holgura de la bancada debe compensarse con bridas o cubiertas rígidas.

Hay que tener en cuenta que la reducción de los espesores de las paredes es la forma más eficaz para reducir la intensidad de material de los componentes de la bancada. Si se reduce el grosor de la pared en un factor k , manteniendo la rigidez constante y la similitud del contorno, se puede reducir la masa en un factor $k^{2/3}$. En este caso, la rigidez necesaria de las paredes la proporcionan las aletas o nervios.

Los espesores de pared exterior d recomendados para las piezas fundidas de hierro se eligen en función del tamaño de la pieza fundida N (Tabla 1.1), teniendo en cuenta la resistencia a la tracción según ISO 185 [1]:

Tabla 1.1. Espesores recomendados para las piezas fundidas de hierro [2].

N, m	0,05	0,15	0,30	0,70	1,00	1,50	2,00	3,00
d, mm	4	5	6	8	10	12	15	20

La dimensión reducida N se calcula mediante la fórmula:

$$N = \frac{2L+B+H}{3} \quad (1.4)$$

donde L, B, H son la longitud, la anchura y la altura de la fundición en metros, respectivamente.

Las paredes interiores y las nervaduras se enfrían más lentamente que las exteriores. Por ello, se recomienda que su grosor sea aproximadamente 0,8 veces el de las paredes exteriores. La altura de las nervaduras no debe ser superior a cinco veces su grosor. Las paredes de las piezas fundidas de acero se seleccionan para que sean un 20...40% más gruesas que las de hierro fundido. Las aleaciones de fundición no ferrosas permiten espesores de pared mucho menores que los del hierro fundido.

En la fig. 1.2 muestra el diseño de una carcasa de caja de cambios partida de fundición.

Al diseñar, la forma y las dimensiones de la carcasa deben seleccionarse según el tipo de transmisión, el número y las dimensiones de las piezas instaladas en él, la ubicación del plano de partición (si corresponde) y la ubicación relativa de los ejes del eje. El diseño debe ser tal que garantice un ensamblaje rápido y conveniente de las piezas y cumpla con los requisitos para su fabricación.

La carcasa se compone de la parte inferior - la base (1) y la parte superior - la tapa (2). En el plano de división (3) se encuentran los ejes de las flechas. Este plano suele ser horizontal. En algunos casos, se utiliza un tabique inclinado para reducir el volumen del baño de aceite, para garantizar que las ruedas estén igualmente sumergidas en aceite, y para reducir las pérdidas por fricción. El tabique inclinado también reduce la pérdida de potencia debida a la fricción en el aceite.

No se admiten juntas entre el alojamiento y la tapa, ya que pueden interferir con el asiento del rodamiento.

Cuando los ejes están ubicados en varios planos o verticales, se utilizan diseños de carcasa más complejos con varios conectores.

A veces, las carcasas se fabrican en una sola pieza (por ejemplo, las carcasas de las cajas de cambios). En estos casos, el orificio de montaje en la carcasa debe

estar dimensionado para que los ejes con las piezas montadas puedan introducirse libremente.

Aunque los diseños de las carcasas varían mucho, hay elementos de diseño comunes:

- paredes (4);
- los resaltes (5) para los agujeros de los cojinetes;
- bridas (6) para fijar la tapa y el cuerpo;
- rebajes o bridas (7) para fijar el cuerpo a la placa o al marco;
- nervaduras de refuerzo (8);
- superficies de fijación; superficies de alineación para tuercas y cabezas de tornillos;
- escotilla de inspección (9);
- saliente (10) con orificio roscado para encajar el tapón (11) con anillo de sellado (12) en el orificio de drenaje de aceite;
- saliente (13) con orificio roscado para el indicador de aceite (14);
- orificios roscados (15) para los pernos de empuje (16);
- agujeros (17) para los pasadores cónicos (cilíndricos) (18), utilizado para asegurar la cubierta y el cuerpo;
- agujeros (19-21) para la fijación de los pasadores (24-25) utilizados para la fijación de la tapa a la caja y de la caja al marco (placa)
- orificios (22) para instalación de las tapas de los cojinetes;
- orejetas (23) o cáncamos (26) para el transporte de base y tapa, etc.

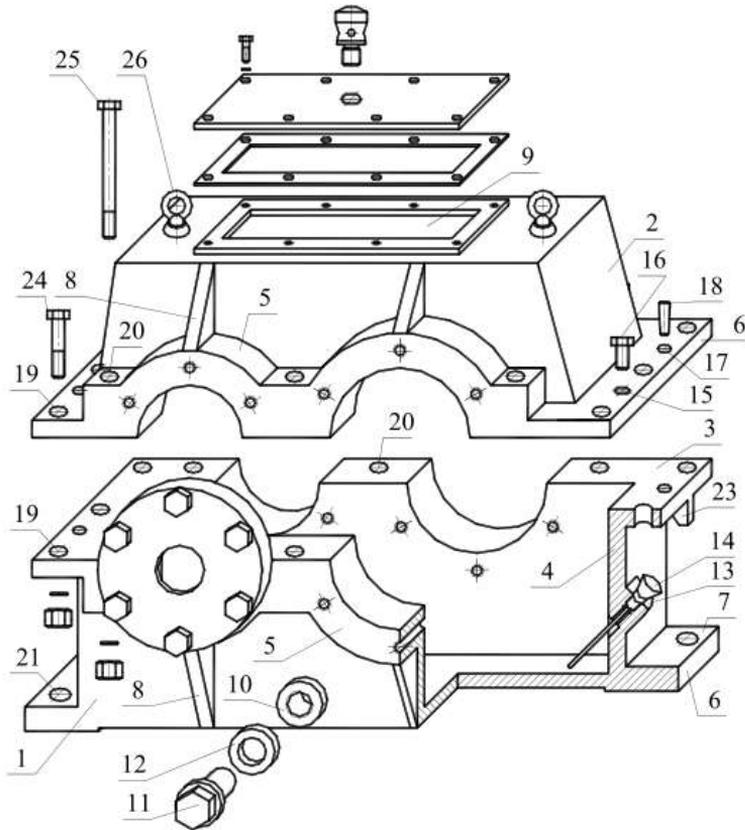


Figura 1.2. Despiece de unidad ensamblada o conjunto.

1.7 Resistencia al calor

La resistencia al calor es la capacidad de un producto para funcionar a una temperatura determinada y mantener los valores de todos los parámetros dentro del tiempo de funcionamiento especificado.

El funcionamiento de las máquinas va acompañado de una emisión de calor causada por el proceso de trabajo de las máquinas y la fricción en sus mecanismos. Las pérdidas de calor asociadas al proceso de trabajo son especialmente elevadas en los motores térmicos, las máquinas eléctricas, las máquinas de fundición y las máquinas de tratamiento de materiales en caliente. Como consecuencia del calentamiento, pueden producirse los siguientes fenómenos perjudiciales para el funcionamiento de las máquinas:

- se observa una reducción de la capacidad de carga de las piezas en las piezas de acero a temperaturas superiores a 300-400 °C y en la mayoría de las piezas de plástico a temperaturas superiores a 100-150 °C. Esto

se asocia con una reducción de las características mecánicas fundamentales de los materiales, especialmente la resistencia a la tracción y el límite de resistencia, con la fragilidad - la pérdida de plasticidad con el tiempo y, finalmente, la aparición de la fluencia. La fluencia, es decir, la pequeña deformación plástica continua bajo una carga duradera se convierte en el principal criterio de rendimiento para algunas piezas de máquinas: palas y discos de turbinas, elementos de calderas de vapor de alta presión, etc.;

- en las piezas con una determinada deformación permanente (tornillos de fijación apretados, piezas en ajustes de interferencia, etc.) se produce una disminución gradual espontánea de las tensiones, es decir, una relajación del estrés;
- la capa de aceite que separa las piezas de la máquina se debilita, lo que provoca un mayor desgaste o agarrotamiento;
- cambios en las holguras de las juntas móviles debido a la deformación reversible de la temperatura. El fallo de los rodamientos y otras piezas móviles cerradas suele deberse a por el agarrotamiento del cuello del eje o la corredera debido a la reducción del espacio a cero;
- cambios en las propiedades de las superficies de roce, por ejemplo, el coeficiente de fricción de los frenos se reduce;
- disminución de la precisión de la máquina debido a deformaciones térmicas reversibles.

Los cálculos de resistencia a temperaturas elevadas y los cálculos de deformación térmica deben estar precedidos o combinados por los cálculos térmicos reales: la determinación de las temperaturas de funcionamiento.

Las temperaturas promedio en estado estable están determinadas por la ecuación de balance de calor: la liberación de calor por unidad de tiempo se equipará a la transferencia de calor. Al calcular la transferencia de calor, se utilizan sus coeficientes promediados.

Para reducir la temperatura de funcionamiento se utiliza el aleteo de la superficie emisora de calor, soplando o enfriando el baño de aceite introduciendo tubos con refrigerante.

CAPÍTULO 2
Tornillos, fijaciones y diseño de uniones no permanentes

2. Tornillos, fijaciones y diseño de uniones no permanentes

Las conexiones o juntas desmontables o no permanentes son conexiones que pueden montarse y desmontarse repetidamente sin dañar las piezas. Las conexiones desmontables se dividen en móviles y fijas. Las conexiones móviles permiten desplazar las piezas entre sí de una manera determinada. Estos incluyen varios soportes y guías. Las conexiones fijas proporcionan un posicionamiento fijo de las piezas entre sí, de un componente en relación con el otro.

Las conexiones desmontables incluyen las conexiones roscadas, las conexiones con chaveta, las conexiones estriadas y otras. La elección del tipo de conexión depende de los requisitos: constructivos, tecnológicos y económicos.

2.1 Conexiones roscadas

La unión de piezas mediante roscas es una de las más antiguas y el tipo más común de conexión desmontable.

La unión roscada está formada por dos partes. Una de las roscas tiene protuberancias en la superficie exterior y la otra en la superficie interior: roscas macho y hembra, respectivamente. La fiabilidad de la conexión roscada se deriva de la fuerza de fricción de las roscas macho y hembra. El coeficiente de fricción debe ser mayor que el coeficiente de desplazamiento de las piezas principales. El coeficiente de fricción depende del par de apriete de la unión atornillada, de las dimensiones y de las propiedades del par atornillado. Los componentes más comunes de las conexiones roscadas son pernos, tornillos, espárragos, tuercas (Fig. 2.1).

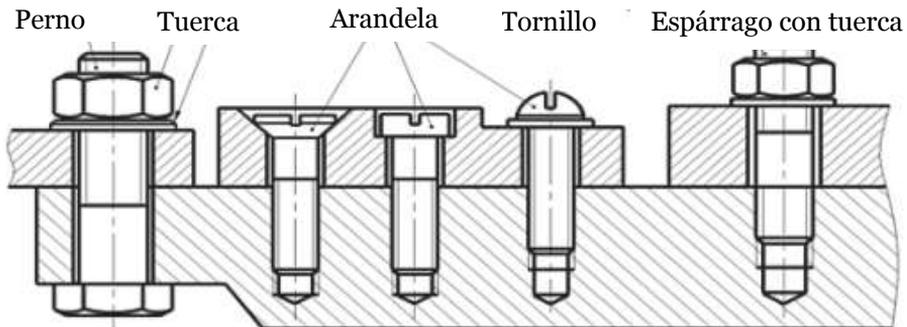


Figura 2.1. Piezas de la conexión roscada.

Las piezas roscadas en forma de tornillos, pernos y espárragos con tuercas se utilizan para la fijación, es decir, para conectar varias piezas en una sola. El cuerpo puede utilizarse como tuerca. Ejemplos de conexiones mediante piezas roscadas:

- montaje (unión) de secciones individuales de puentes y grúas;
- fijación de componentes (tapa de la carcasa de la caja de cambios; tapas de rodamientos a la carcasa de la caja de cambios; fijación de componentes a la base (caja de cambios a la placa; placa al suelo del taller).

Las roscas cónicas garantizan la estanqueidad requerida de la conexión sin necesidad de juntas, debido a la tensión. Se utilizan para accesorios de tuberías, tapones, conectores, conectores hidráulicos y boquillas de engrase.

Además de las conexiones, también se utilizan piezas roscadas:

- en las transmisiones de tornillo - tuerca para convertir el movimiento de rotación en movimiento de traslación;
- para regular los juegos axiales en los rodamientos, para regular los engranajes cónicos, los engranajes helicoidales, etc.
- Las ventajas de las conexiones roscadas incluyen:
 - gran capacidad de carga y fiabilidad;
 - gran variedad de piezas roscadas;
 - fácil montaje y desmontaje;
 - coste relativamente bajo
 - diseño sencillo y posibilidades de fabricación con precisión;
 - pequeñas dimensiones en relación con las piezas a unir.
- Desventajas:
 - gran número de concentradores de tensión en las superficies de las piezas roscadas;
 - la carga de las roscas de los tornillos se distribuye de forma desigual (la primera rosca suele soportar hasta el 55% de la carga axial).

2.1.1 Clasificación de las roscas

Las roscas se forman en superficies cilíndricas o cónicas. Las roscas cilíndricas son las más comunes.

Las roscas se clasifican según diferentes características (Figura 2.2):

- Según la dirección de la línea del tornillo: a la derecha, a la izquierda.
- Según la forma del perfil: triangular, trapezoidal, rectangular, redondo, métrico, pulgadas.
- Según la ubicación en la pieza: externa, interna.
- Por la característica de la superficie: cilíndrico, cónico.
- Por su finalidad: sujeción, fijación y sellado, transmisión (para transmisión de movimiento), especial (incluyendo: en el sentido de las

agujas del reloj (derecha), para piezas plásticas, oculares, redondas para objetivos de microscopio, etc.).

- Según el número de entradas: entrada simple, entrada múltiple.

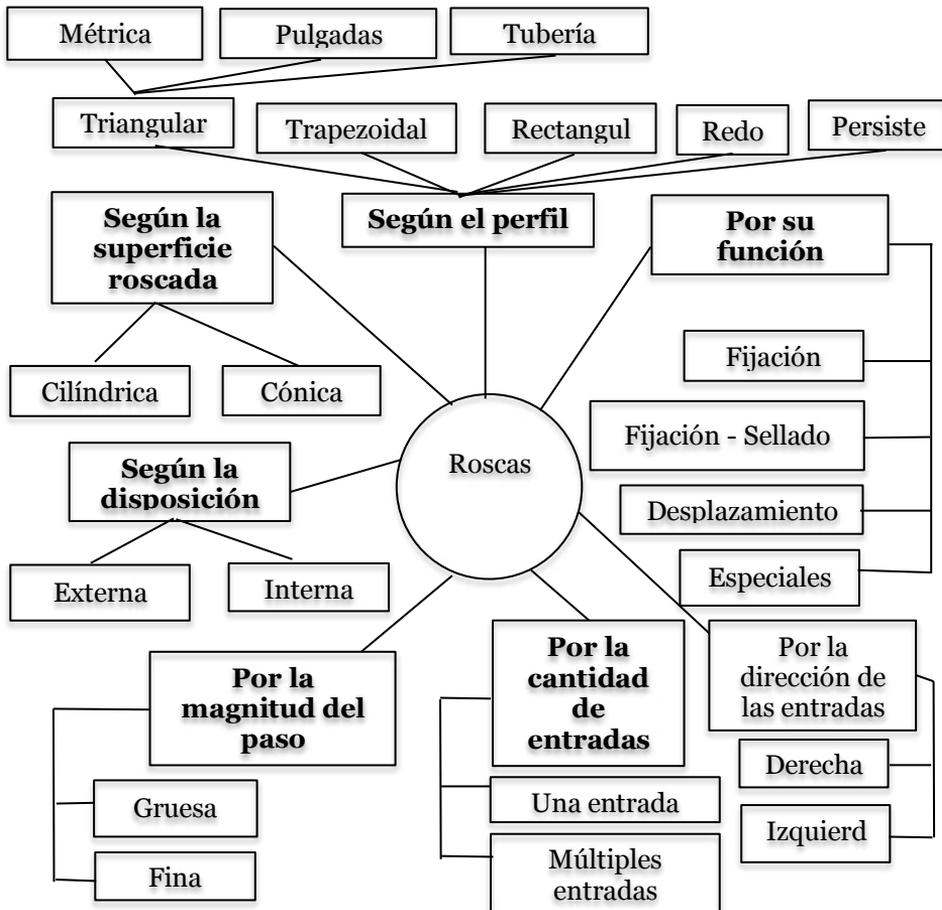


Figura 2.2. Clasificación de las roscas.

2.1.2 Características de los principales tipos de rosca

El paso (p) es la distancia entre los mismos lados de un perfil, medida en fracciones de metro, fracciones de pulgada o el número de hilos por pulgada - es el denominador de una fracción ordinaria, cuyo numerador es una pulgada. Se expresa mediante un número natural (por ejemplo, 28, 19, 14, 11).

Diámetro exterior (D, d), diámetro de un cilindro circunscrito alrededor de las cimas de la rosca exterior (d) o de las cimas de la rosca interior (D). Igual al diámetro de la pieza bruta del tornillo antes del roscado.

Diámetro medio (D_2, d_2), es el diámetro de un cilindro cuya forma atraviesa el perfil de la rosca de tal manera que sus segmentos formados en la intersección con la ranura son iguales a la mitad del paso nominal de la rosca.

Diámetro interior (D_1, d_1), el diámetro de un cilindro inscrito en el interior de la rosca exterior (d_1) o en la punta de la rosca interior (D_1). Igual al diámetro del orificio de la tuerca en bruto antes del roscado:

Rosca métrica

La rosca métrica es el tipo básico de rosca de fijación. El perfil de la rosca según ISO es un triángulo equilátero con ángulo de perfil $\alpha = 60^\circ$. El perfil de la rosca en un vástago difiere del perfil de la rosca en un orificio por el grado de embotamiento de sus cimas y valles.

Parámetros geométricos básicos de las roscas métricas

La Fig. 2.3 muestra los parámetros geométricos básicos de la métrica de acuerdo con ISO 724:1993/Cor.1:2009 [3]:

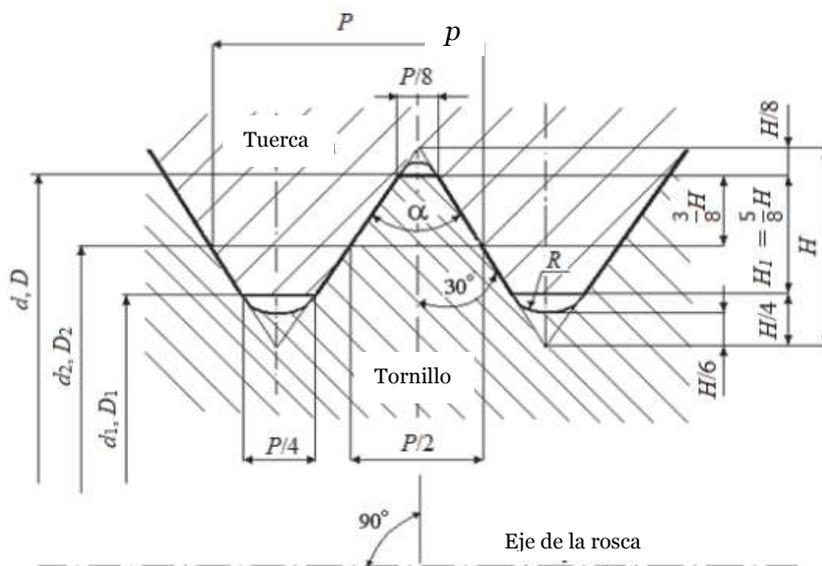


Figura 2.3. Parámetros fundamentales de las roscas.

D - diámetro exterior de la rosca exterior (diámetro nominal);
 d - diámetro exterior de la rosca interior (diámetro nominal);
 d_1 - diámetro interior de la rosca exterior;
 d_2 - diámetro medio (la anchura del canal es igual a la anchura del saliente);
 d_3 - diámetro interior de la rosca exterior en el canal;
 α - ángulo del perfil
 p - paso de rosca
 H - altura del triángulo inicial: $H = 0,5 p \sqrt{3}$;
 H_1 - altura de trabajo del perfil: $H_1 = 5 H / 8 = 0,541 p$;
 D, D_1 y D_2 - diámetros exterior, interior y medio de la rosca interior, respectivamente.

Dado que el ángulo de elevación helicoidal depende del diámetro del cilindro (y el ángulo de elevación es mayor en el diámetro más pequeño), es habitual determinar el ángulo de elevación de la rosca ψ en el diámetro medio d_2 :

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{n \cdot p}{\pi d^2} \quad (2.1)$$

Las roscas del mismo diámetro nominal pueden tener diferentes pasos. Por ejemplo, las roscas M64 tienen un paso grueso de 6 mm, y pasos finos de 4; 3; 2; 1,5; 1 mm. Un paso menor corresponde a un diámetro interior mayor d_1 (Tabla 2.1). Es preferible utilizar roscas de paso grueso para las fijaciones. Un paso de rosca fino provoca una menor holgura y se caracteriza por una mayor autorretención, ya que el ángulo de elevación de la línea helicoidal es pequeño para un paso pequeño. Estos tienen un mayor efecto de autobloqueo, debido al menor paso de rosca y al menor ángulo de inclinación de la línea del tornillo. Las roscas finas se utilizan en las roscas de los tornillos que están expuestos a fuerzas alternas (fijación de ruedas en vehículos, bujías en motores de combustión, etc.), así como en las paredes finas y piezas pequeñas, dispositivos de ajuste para la mecánica y la óptica de precisión y para aumentar la resistencia de las piezas al auto aflojamiento.

Tabla 2.1. Pasos básicos para las roscas métricas [4].

Diámetro de la rosca $d=D$	Paso de rosca p	Diámetro medio $d_2=D_2$ <i>mm</i>	Diámetro interior $d_1=D_1$, <i>mm</i>	Altura de trabajo del perfil de la rosca H_1 , <i>mm</i>
6	1	5,351	4,918	0,541
8	1,25	7,188	6,647	0,677
10	1,5	9,026	8,376	0,812
12	1,75	10,863	10,106	0,947
16	2	14,701	13,835	1,083
20	2,5	18,376	17,294	1,353
24	3	22,051	20,752	1,624
30	3,5	27,727	26,211	1,894

36	4	33,402	31,67	2,165
42	4,5	39,077	37,129	2,436
48	5	44,752	42,587	2,706
56	5,5	52,428	50,046	2,977
64	6	60,103	57,505	3,248

Rosca americana en pulgadas

El estándar de rosca unificado (UTS), en inglés, *Unified Thread Standard* (UNC (*Unified National Coarse Thread*), UNF (*Unified National Fine Thread*) y UNEF (*Unified Extra Fine Thread*)) están muy extendidas en países como Estados Unidos y Canadá, donde se aplica el sistema de medición en pulgadas. En estos países, esta norma es la básica para pernos, tornillos, tuercas y muchos otros elementos de fijación utilizados en la ingeniería y la industria del armamento. Su fabricación está regulada y controlada por ASME y ANSI.

La rosca americana tiene el mismo perfil con un ángulo de vértice de 60° que la norma métrica ISO, pero sus parámetros básicos se expresan en pulgadas en lugar de en milímetros. En función de la frecuencia de los hilos, estas roscas también se conocen como UNC grueso (básico) (Tabla 2.2), UNF fino (Tabla 2.3) y UNEF extrafino. El número de hilos por pulgada se denomina TPI, mientras que en términos métricos el paso se refiere a la distancia entre puntas de rosca vecinas p (mm). Estos parámetros están relacionados por la relación: $p = 1" / \text{TPI}$ (recuerde que 1" = 2,54 mm).

La designación de la rosca indica el diámetro exterior - D , seguido del paso - TPI (número de hilos por pulgada) y su tipo - UNC o UNF. Para los diámetros inferiores a 1/4", el tamaño se indica con un número entero del 0 al 12 a continuación del símbolo # o n°. Cada número corresponde a un D exterior específico, cuyo valor exacto puede verse en la tabla de referencia. Para todos los demás diámetros superiores a 1/4" este valor se expresa en pulgadas.

Tabla 2.2. Rosca gruesa UNC [5].

Rosca gruesa uniforme UNC					
Designación de la rosca	Diámetro exterior, en pulgadas	Diámetro exterior, mm	Diámetro del taladro de rosca, mm	Número de hilos por pulgada	Paso de rosca, mm
N 1 - 64 UNC	0,073	1,854	1,5	64	0,397
N 2 - 56 UNC	0,086	2,184	1,8	56	0,453
N 3 - 48 UNC	0,099	2,515	2,1	48	0,529
N 4 - 40 UNC	0,112	2,845	2,35	40	0,635
N 5 - 40 UNC	0,125	3,175	2,65	40	0,635
N 6 - 32 UNC	0,138	3,505	2,85	32	0,794
N 8 - 32 UNC	0,164	4,166	3,5	32	0,794

N 10 - 24 UNC	0,19	4,826	4	24	1,058
N 12 - 24 UNC	0,216	5,486	4,65	24	1,058
1/4" - 20 UNC	0,25	6,35	5,35	20	1,27
5/16" - 18 UNC	0,313	7,938	6,8	18	1,411
3/8" - 16 UNC	0,375	9,525	8,25	16	1,587
7/16" - 14 UNC	0,438	11,112	9,65	14	1,814
1/2" - 13 UNC	0,5	12,7	11,15	13	1,954
9/16" - 12 UNC	0,563	14,288	12,6	12	2,117
5/8" - 11 UNC	0,625	15,875	14,05	11	2,309
3/4" - 10 UNC	0,75	19,05	17	10	2,54
7/8" - 9 UNC	0,875	22,225	20	9	2,822
1" - 8 UNC	1	25,4	22,25	8	3,175
1 1/8" - 7 UNC	1,125	28,575	25,65	7	3,628
1 1/4" - 7 UNC	1,25	31,75	28,85	7	3,628
1 3/8" - 6 UNC	1,375	34,925	31,55	6	4,233
1 1/2" - 6 UNC	1,5	38,1	34,7	6	4,233
1 3/4" - 5 UNC	1,75	44,45	40,4	5	5,08
2" - 4 1/2 UNC	2	50,8	46,3	4,5	5,644
2 1/4" - 4 1/2 UNC	2,25	57,15	52,65	4,5	5,644
2 1/2" - 4 UNC	2,5	63,5	58,5	4	6,35
2 3/4" - 4 UNC	2,75	69,85	64,75	4	6,35
3" - 4 UNC	3	76,2	71,1	4	6,35
3 1/4" - 4 UNC	3,25	82,55	77,45	4	6,35
3 1/2" - 4 UNC	3,5	88,9	83,8	4	6,35
3 3/4" - 4 UNC	3,75	95,25	90,15	4	6,35
4" - 4 UNC	4	101,6	96,5	4	6,35

Tabla 2.3. Rosca fina UNF [6].

Rosca fina uniforme UNF					
Designación de la rosca	Diámetro exterior, pulgadas	Diámetro exterior, mm	Diámetro del taladro de rosca, mm	Número de hilos por pulgada	Paso de rosca, mm
N 0 - 80 UNF	0,06	1,524	1,25	80	0,317
N 1 - 72 UNF	0,073	1,854	1,55	72	0,353
N 2 - 64 UNF	0,068	2,184	1,9	64	0,397
N 3 - 56 UNF	0,099	2,515	2,15	56	0,453
N 4 - 48 UNF	0,112	2,845	2,4	48	0,529
N 5 - 44 UNF	0,125	3,175	2,7	44	0,577
N 6 - 40 UNF	0,138	3,505	2,95	40	0,635
N 8 - 36 UNF	0,164	4,166	3,5	36	0,705
N 10 - 32 UNF	0,19	4,826	4,1	32	0,794
N 12 - 28 UNF	0,216	5,486	4,7	28	0,907
1/4" - 28 UNF	0,25	6,35	5,5	28	0,907
5/16" - 24 UNF	0,313	7,938	6,9	24	1,058
3/8" - 24 UNF	0,375	9,525	8,5	24	1,058
7/16" - 20 UNF	0,438	11,112	9,9	20	1,27

1/2" - 20 UNF	0,5	12,7	11,5	20	1,27
9/16" - 18 UNF	0,563	14,288	12,9	18	1,411
5/8" - 18 UNF	0,625	15,875	14,5	18	1,411
3/4" - 16 UNF	0,75	19,05	17,5	16	1,587
7/8" - 14 UNF	0,875	22,225	20,4	14	1,814
1" - 12 UNF	1	25,4	23,25	12	2,117
1 1/8" - 12UNF	1,125	28,575	26,5	12	2,117
1 1/4" - 12 UNF	1,25	31,75	29,5	12	2,117
1 3/8" - 12 UNF	1,375	34,925	32,75	12	2,117
1 1/2" - 12 UNF	1,5	38,1	36	12	2,117

Rosca de tubo cilíndrica (Whitworth o gas)

La rosca cilíndrica para tubos (Fig. 2.4) se utiliza como rosca de fijación y sellado. Según ISO 228-1 [7] (Estas roscas no son adecuadas para uniones con estanquidad en la rosca. Si las uniones con estas roscas tienen que ser estancas, esto se debería conseguir mediante la compresión de dos superficies estancas en el exterior de las roscas e interponiendo un elemento adecuado de sellado o utilizando roscas según ISO 7-1 [8]), la rosca cilíndrica de los tubos tiene un perfil de rosca en pulgadas, es decir, un triángulo isósceles con un ángulo α en el vértice igual a 55° . Las roscas tienen un perfil triangular redondeado sin huecos en los salientes y en los valles para mejorar la estanquidad. La designación de una rosca viene dada por el diámetro interior (en pulgadas) del tubo en el que se rosca. Las roscas deberán estar normalizadas. El tamaño nominal de rosca se ha aplicado convencionalmente al diámetro interior de la tubería (o al tamaño del orificio).

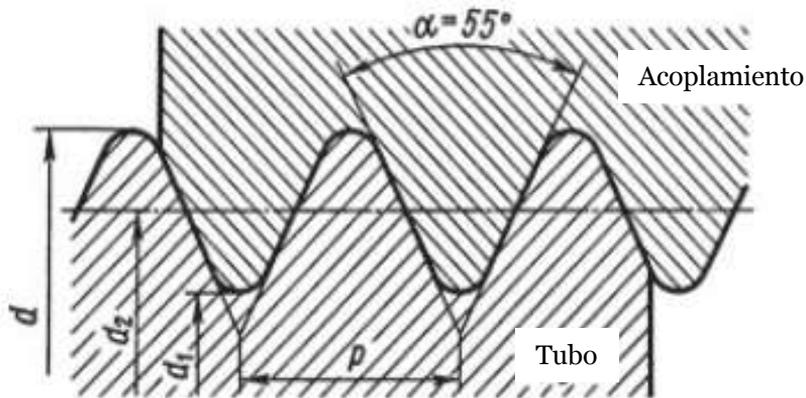


Figura 2.4. Rosca de tubería.

2.1.3 Representación de las roscas

Las normas ISO 6410-1 [9] e ISO 6410-3 [10] definen los métodos de representación y acotación de las roscas y elementos roscados en los dibujos técnicos.

Las roscas de la varilla se muestran con líneas de base sólidas en el diámetro exterior de la rosca y con líneas finas sólidas en el diámetro interior.

En las vistas obtenidas por proyección sobre un plano paralelo al eje de la varilla, se dibuja una línea fina y continua a lo largo del diámetro interior del hilo sin escurrimiento, mientras que, en las vistas obtenidos por proyección sobre un plano perpendicular al eje de la varilla, se dibuja un arco aproximadamente igual a 3/4 de círculo a lo largo del diámetro interior del hilo, abierto en cualquier punto (Figura 2.5).

Se considera que la distancia entre la línea fina y la línea principal sólida es de al menos 0,8 mm y no mayor que el paso de rosca p .

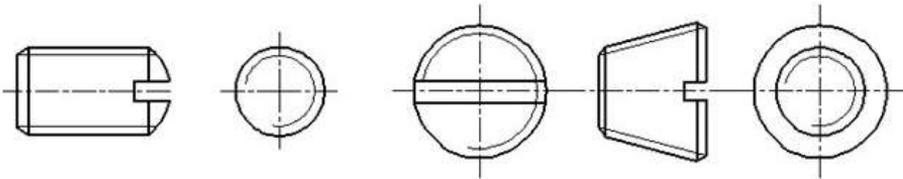


Figura 2.5. Imagen de la rosca en la varilla.

Las roscas en los agujeros (Figura 2.6) se muestran con líneas de base sólidas en el diámetro interior de la rosca y con líneas finas sólidas en el diámetro exterior.

En las secciones paralelas al eje del orificio, se trazará una línea fina y continua sobre el diámetro exterior del hilo en toda su longitud sin que se produzca un corrimiento, y en las vistas obtenidas proyectando sobre un plano perpendicular al eje del orificio, se trazará un arco aproximadamente igual a 3/4 del círculo sobre el diámetro exterior del hilo, abierto en cualquier punto.

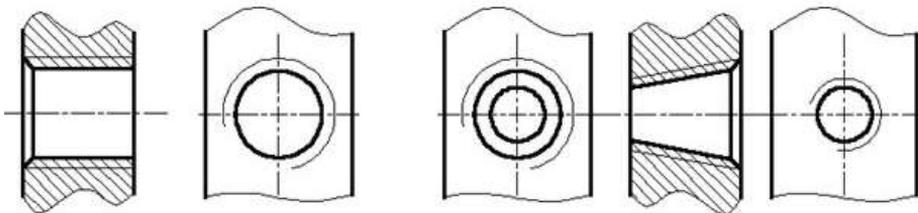


Figura 2.6. Imagen de la rosca en el orificio.

Se traza una línea fina continua a una distancia de al menos 0,8 mm de la línea principal y a un máximo del paso de rosca. Los hilos que aparecen como invisibles se muestran con líneas discontinuas del mismo grosor en el diámetro exterior y en el interior (Fig. 2.7).

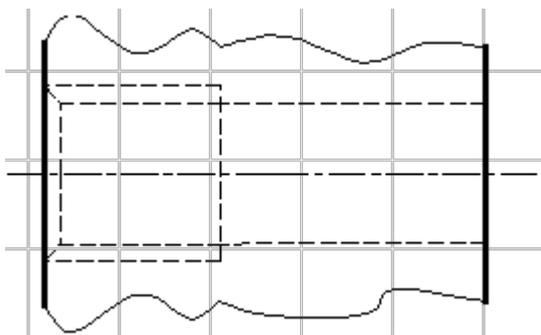


Figura 2.7. Imagen de una rosca invisible.

La línea que define las roscas se dibuja en el vástago roscado y en el orificio roscado al final del perfil de rosca completo (antes del inicio del escurrimiento). El límite de la rosca se dibuja hasta la línea del diámetro exterior de la rosca y se muestra mediante una línea sólida o mediante una línea discontinua, si la rosca se muestra como invisible (Fig. 2.8, 2.9 y 2.10).

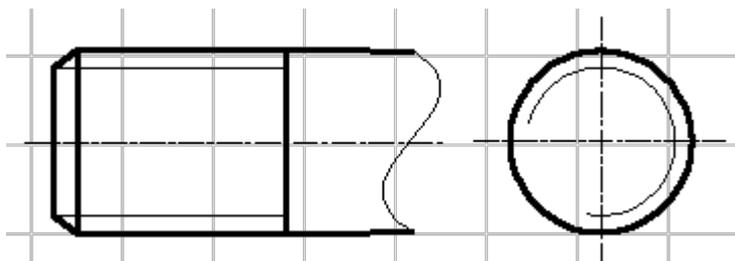


Figura 2.8. Representación del límite de la rosca cilíndrica en una varilla.

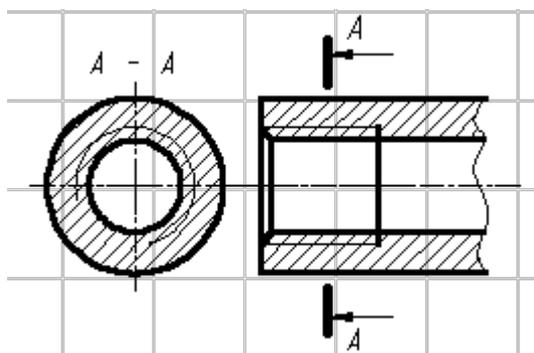


Figura 2.9. Ejemplo de una rosca en una perforación en una sección.

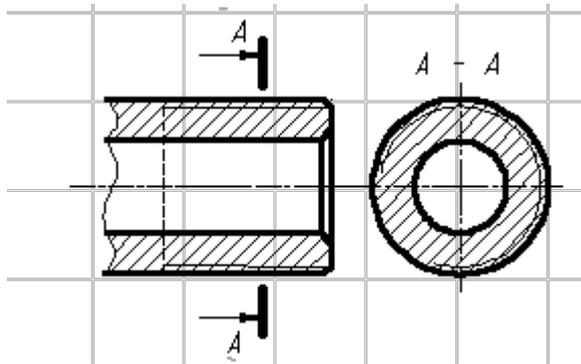


Figura 2.10. Ejemplo de una rosca en una varilla en vista seccional.

El sombreado en los tramos y secciones se dibuja hasta la línea del diámetro exterior de la rosca en las barras y hasta la línea del diámetro interior en el agujero, es decir, en ambos casos hasta una línea principal sólida (véanse las figuras 2.6, 2.9 y 2.10).

2.1.4 Componentes de la fijación

Un perno (Fig. 2.11 a) requiere mucho espacio para alojar la tuerca, lo que aumenta el tamaño y el peso de la estructura. Sin embargo, es fácil de sustituir en caso de rotura.

El tornillo (Fig. 2.11 b) puede tener diferentes formas de cabeza, en particular la cabeza hexagonal. El tornillo se atornilla a la carcasa y, por tanto, requiere poco espacio para su colocación, lo que reduce el tamaño y el peso de la estructura. Sin embargo, durante el montaje, las roscas de la carcasa (especialmente de hierro fundido o aluminio) pueden resultar dañadas. Si se rompe, es difícil retirar la parte del tornillo que queda en la rosca.

El espárrago (Fig. 2.11 c) también se enrosca en la carcasa, para lo cual está bien enroscado en este lado. Al desmontar, sólo se desenrosca la tuerca y no se daña la rosca apretada de la carcasa. Los espárragos se recomiendan para carcasas de hierro fundido o aluminio.

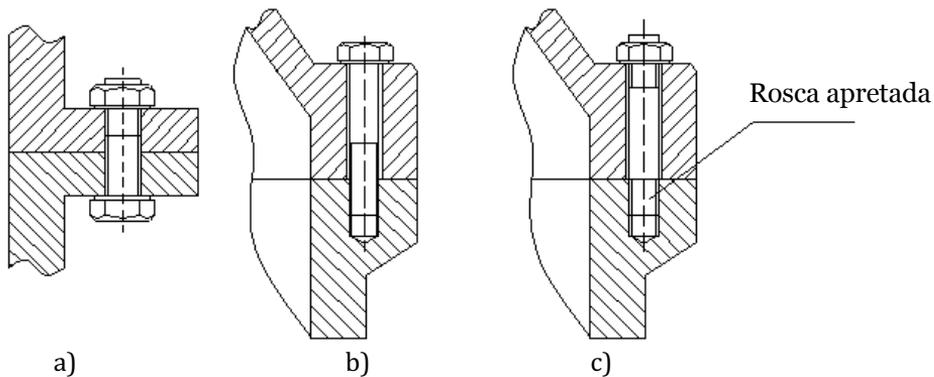


Figura 2.11. Ejemplos de fijaciones mediante uniones roscadas.

2.1.5 Métodos de fabricación de las roscas

1. Cortando a mano con machos o terrajas. Este es un método de baja productividad. Se utiliza en la producción individual y en los trabajos de reparación.
2. Corte en máquinas de torneado o especiales.
3. Fresado de roscas en fresadoras de roscas especiales. Se utiliza para el roscado de tornillos de grandes diámetros con requisitos de alta precisión (tornillos de engranajes roscados, roscas en ejes, etc.).
4. Laminado en máquinas automáticas especiales para el laminado de roscas. La mayoría de las roscas de los elementos de fijación estándar (espárragos, tornillos, etc.) se producen con este método de gran capacidad y bajo coste. El laminado endurece considerablemente las piezas roscadas.
5. Fundición en piezas de vidrio, plástico, cerámica-metal, etc.
6. Por extrusión de piezas prensadas y estampadas de paredes finas de chapa, plástico, etc.

2.1.6 Cálculo de la resistencia del núcleo del tornillo (perno) en diferentes condiciones de carga

Las condiciones de tensión peligrosas para un tornillo o perno pueden ser las siguientes:

- a) Vástago de tornillo - para el desgarre en la sección transversal interna de la rosca;
- b) la rosca de una tuerca: al pandeo, al cizallamiento o a la flexión;
- c) la cabeza del tornillo - para el cizallamiento.

En los pernos estándar se calcula la varilla para el cizallamiento. Por esta razón, la altura de la cabeza $h=0,7 d$, la altura de la tuerca $H=0,8 d$.

Se distinguen los siguientes tipos de conexiones roscadas:

- Sin tensión, que sólo absorben la carga;
- Tensada, que, además de la carga existente, absorbe la fuerza del apriete adicional.

El eje del tornillo sólo se carga con una fuerza de tracción externa.

Un ejemplo es la sección roscada de un gancho para suspender una carga (Fig. 2.12). La sección debilitada por el hilo es peligrosa. El área de esta sección se estima aproximadamente a partir del diámetro interno d_1 de la rosca.

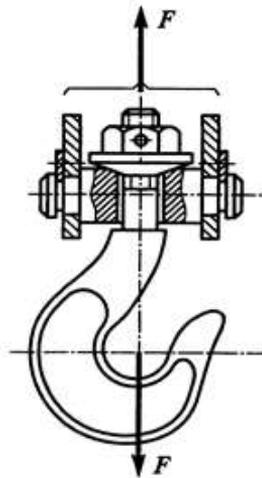


Figura 2.12. Gancho para colgar la carga.

Condición de resistencia a la tracción en la varilla.

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (2.2)$$

F - carga axial.

$[\sigma]$ - tensión permisible de tracción del material.

Las tensiones admisibles $[\sigma]$ pueden encontrarse en los manuales de resistencia de materiales.

Perno apretado, sin carga externa

Un ejemplo son los pernos para la fijación de tapas y escotillas selladas sin carga de las carcasas de las máquinas (Fig. 2.13). En este caso, el vástago del tornillo está sometido a la tracción del esfuerzo de apretadura y a la torsión por el momento en la rosca. Cuando actúan simultáneamente la fuerza axial y el

momento torsor que se produce al apretar al tornillo la resistencia de este se debe calcular por la tensión equivalente. Se estira por la fuerza axial F_{ax} derivada del apriete del tornillo y se aprieta por el momento de las fuerzas de fricción en la rosca T_p , donde F es igual a F_{ax}].

De esta forma en vez de calcular la unión a rosca por la tracción y la torsión se puede calcular solo por la tracción, pero en vez de tomar el esfuerzo de apriete dado se tomará uno que sea 1,3 veces mayor, es decir

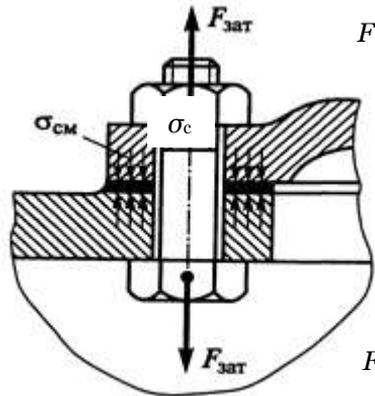


Figura 2.13. Perno de fijación.

Esfuerzo de tracción de la fuerza

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi d_t^2}{4}} \quad (2.3)$$

$$F_0 = 1,3 F_{ax} \quad (2.4)$$

Fuerza de apriete necesaria

$$F_{ax} = A \sigma_a, \quad (2.5)$$

Unión atornillada cargada con fuerzas que cizallan las piezas en la unión

Un requisito previo para una unión segura es que no haya deslizamiento de las piezas en la unión. En este caso son posibles las siguientes opciones de cálculo (Fig. 2.14):

Opción A: pernos estándar con un hueco (a).

El cálculo se realiza tensando la unión con una fuerza axial P_{ax} de forma que la fuerza de rozamiento - F que surge en la unión contrarreste y sea igual a la acción de la carga lateral - P .

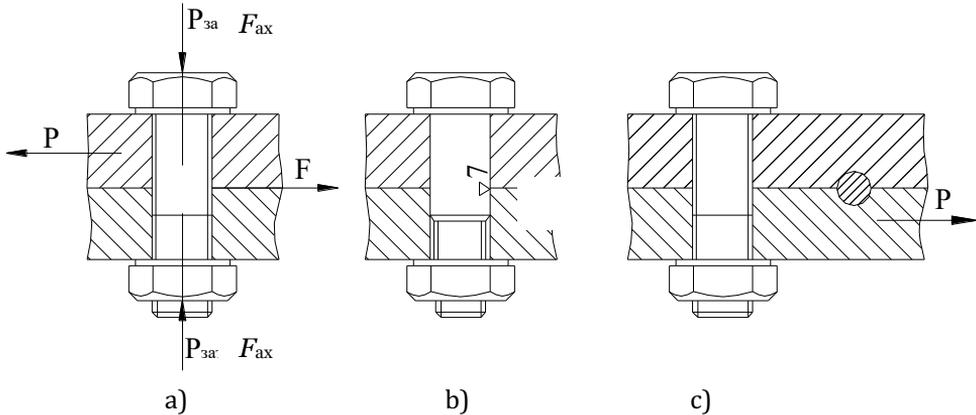


Figura 2.14. Pernos con carga transversal.

$$F = P = F_{ax} f \quad (2.6)$$

$$\sigma = \frac{1,3F_{ax}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (2.7)$$

Donde:

f - es el coeficiente de fricción en la junta; se puede tomar $f = 0,2$;

Z - número de tornillos;

1,3 - coeficiente que tiene en cuenta la influencia de las tensiones tangenciales de torsión que se producen durante el apriete en el núcleo del tornillo.

Opción B: - pernos o pasadores sin holgura (apretados), casquillos (Fig. 2.14 b), chavetas (Fig. 2.14 c).

En este caso, todos los agujeros de fijación deben ser mecanizados como un conjunto y los tornillos en los agujeros deben ser ajustados. Esta es la única manera de garantizar que todos los pernos puedan soportar la carga de cizallamiento.

Tensión de cizallamiento tangencial:

$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau] \quad (2.8)$$

Puede tomar $[\tau] = 0,7[\sigma]$

La ventaja de la opción A es que los tornillos utilizados son estándar y la intercambiabilidad de la conexión está garantizada; la desventaja es la necesidad de un gran número de tornillos, que no siempre pueden ser acomodados.

La ventaja de la opción B es el reducido número de tornillos necesarios para transferir la carga; la desventaja es la pérdida de intercambiabilidad al sustituir una de las piezas conectadas (por ejemplo, debido al desgaste). Para reconstruir la conexión, los agujeros deben ser mecanizados juntos en un tamaño más grande para tornillos de mayor diámetro.

Las condiciones en que trabaja el tornillo apretado bajo la acción de la carga exterior perpendicular a su eje son desfavorables, por eso se procura descargar el tornillo de los esfuerzos transversales, colocando entre las piezas que ajustan, chavetas de perfil redondo o rectangular (Fig. 2.14 c).

Carga de apriete

En función de los factores enumerados, que son difíciles de tener en cuenta, y en vista del riesgo de apertura de la unión de los componentes, es aconsejable aplicar un par de apriete elevado a las uniones, especialmente con cargas alternas. La práctica lo confirma en el funcionamiento de las conexiones roscadas. En la práctica, se recomienda aceptar

$$F_a = K_a F, \quad (2.9)$$

donde

K_a es el factor de ajuste y F es la carga soportada.

Según la condición de no apertura de la unión: con carga constante $K_a = 1,25-2$, con carga variable $K_a = 2,5-4$.

Para la estanqueidad: con una junta blanda $K_a = 1,3-2,5$, con una arandela metálica $K_a = 2-3,5$.

2.1.7 Transmisión por tornillos

Sirve para convertir el movimiento de rotación en movimiento de traslación y se utiliza en gatos, polipastos, prensas de tornillo, dispositivos de tensión y hélices.

Entre las ventajas de la transmisión (Fig. 2.15) se encuentran la posibilidad de obtener relaciones de transmisión significativas, un tamaño reducido y un funcionamiento silencioso; la desventaja es una eficiencia relativamente baja debido a las elevadas pérdidas por fricción en los hilos de la rosca. Para reducir la fricción, se utiliza una rosca trapezoidal o de empuje; la tuerca es de material antifricción (normalmente bronce), el tornillo debe tener una superficie roscada mecanizada dura y limpia.

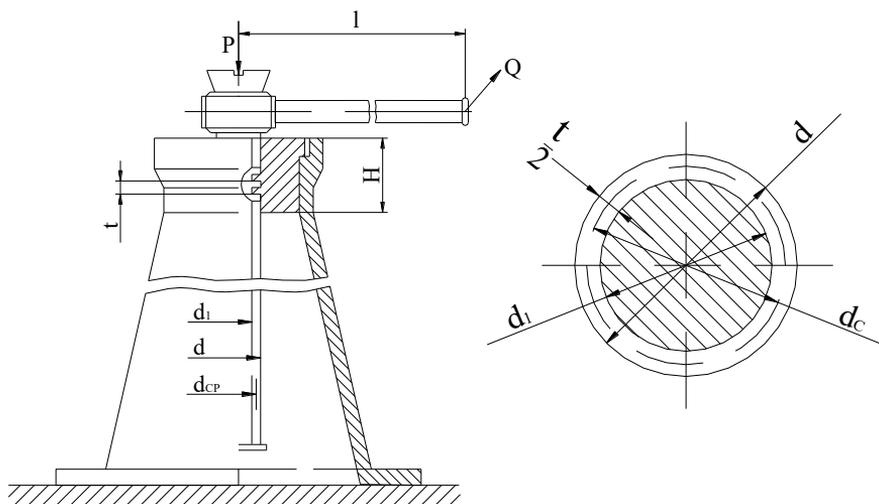


Figura 2.15. Transmisión por tornillo.

$$Mk = Q l - \text{par del eje del tornillo;} \quad (2.10)$$

Donde:

P - fuerza axial;

$d, dc, d1$ - diámetro exterior, medio e interior del tornillo;

H - altura de la tuerca;

t - altura de trabajo de la rosca, $t = d-d1$;

$[\sigma]c$ - tensión de aplastamiento admisible en la rosca de la tuerca (según tablas).

El diámetro del tornillo se determina en función de la resistencia al desgaste, con lo cual se garantiza la resistencia al aplastamiento de la rosca de la tuerca. Esto se verifica mediante la comprobación de la presión específica media en la rosca por la fórmula

$$p_m = \frac{P}{\pi d_c \frac{tH}{p}} \leq [p]_{adm} \quad (2.11)$$

Al denotar $\psi = \frac{H}{d_c}$ la altura relativa de la tuerca, obtenemos

$$p_m = \frac{P p}{\pi \varphi d_c^2 t} \leq [p]_{adm} \quad (2.12)$$

Para la rosca cuadrada o trapezoidal que se emplea con frecuencia en este tipo de transmisiones $t = p/2$, sustituyendo esto en la última fórmula

$$p_m = \frac{2P}{\pi \psi d_c^2}; \quad d_c = \sqrt{\frac{2P}{\pi \psi [p]_{adm}}}; \quad \psi = 1,8 - 2,5 \quad (2.13)$$

El valor resultante se redondea al valor superior más cercano según las tablas de roscas cuadrada o Acme.

$[\sigma]_c$ - 12 a 20 MPa (tornillo de acero y tuerca de bronce), 80 MPa (tornillo de acero y tuerca de hierro fundido).

A continuación, se realiza la comprobación de la resistencia del tornillo a compresión y torsión conjunta:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_k^2} - \text{por la teoría de la resistencia III} \quad (2.14)$$

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \quad \tau_k = \frac{M_k}{0,2 d_1^3} \quad (2.15)$$

Donde:

σ - esfuerzo de compresión producto a la carga axial.

τ - esfuerzo de cizallamiento producido por el par de torsión.

Los tornillos largos con una esbeltez de $\lambda > 70$ se someten a pruebas de flexión longitudinal (cálculo de estabilidad) según la fórmula:

$$\sigma_f = \frac{F_{ax}}{A_1} \leq \varphi [\sigma]_f \quad (2.16)$$

Donde:

φ - es el factor de reducción de la tensión en función de la esbeltez de la varilla;

A_1 - es el área de la sección transversal del tornillo en el diámetro interior;

σ_f - el esfuerzo de compresión admisible.

$$\text{Flexibilidad del vástago } \lambda = \frac{\mu l}{i} \quad (2.17)$$

Donde:

l - longitud de la sección del tornillo cargado (sin apoyo), mm; como posición de cálculo se toma la posición de la tuerca en la que el tornillo se somete a la compresión en su longitud máxima. Para tornillos en los que el segundo soporte es una tuerca, l es igual a la distancia entre el soporte y el centro de la tuerca;

μl - es la longitud reducida del eje de la hélice;

μ - es el coeficiente de acoplamiento de los extremos del tornillo; para gatos y elevadores (Fig. 2.16 a) = 2; para tornillos de arrastre (Fig. 2.16 b) = 1;

i - radio de inercia de la sección transversal del tornillo en el diámetro interior de la rosca;

J - momento de inercia mínimo de la sección transversal

$$i = \sqrt{\frac{J_1}{A_1}} \quad (2.18)$$

Para la sección circular

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}; \quad A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad i = \frac{d_1}{4}. \quad (2.19)$$

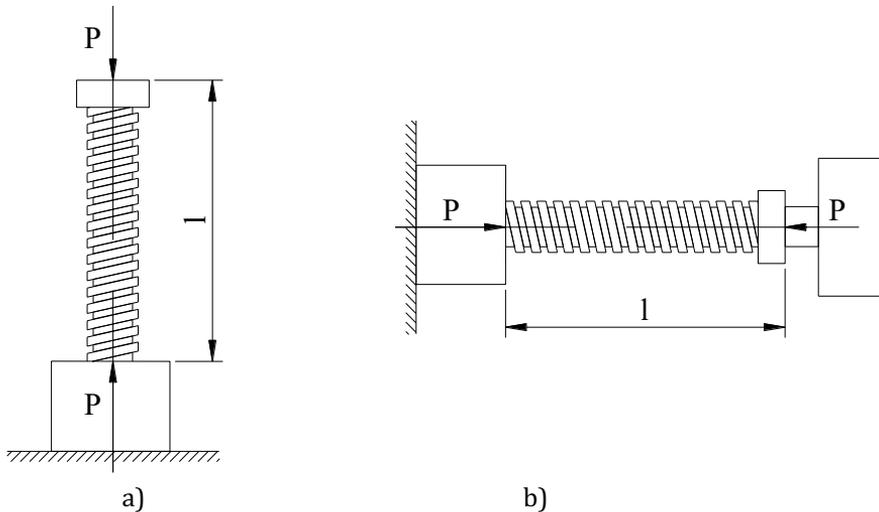


Figura 2.16. Ejemplos de transmisiones por tornillo.

2.2 Anillos de retención

Un anillo de retención es un anillo cerrado de acero al carbono para fijar piezas y conjuntos en un eje o en un agujero. Los anillos de retención se utilizan ampliamente en los conjuntos mecánicos para asegurar rodamientos, ejes, palancas y varillas. Se montan en ranuras (acanaladuras, muescas), de modo que

la parte que sobresale actúa como un resalto, fijando la pieza en la posición de montaje.

Según el método de fijación, los anillos de retención se dividen en anillos externos para fijar las piezas al eje y anillos internos para montar los mecanismos en los orificios.

La forma de los anillos se divide en concéntrica y excéntrica. Los tamaños se regulan según:

- DIN 471 - para la fijación en el eje;
- DIN 472 - para la fijación en un agujero.

Los anillos también se distinguen por su revestimiento anticorrosivo:

- oxidación química por aceitado;
- zinc
- revestimiento de cadmio
- fosfatado.

En función del entorno de funcionamiento, se elige un revestimiento adecuado. La figura 2.17 muestra las dimensiones fundamentales de los anillos de retención para ejes según DIN 471 y un extracto de la norma en la tabla 2.4.

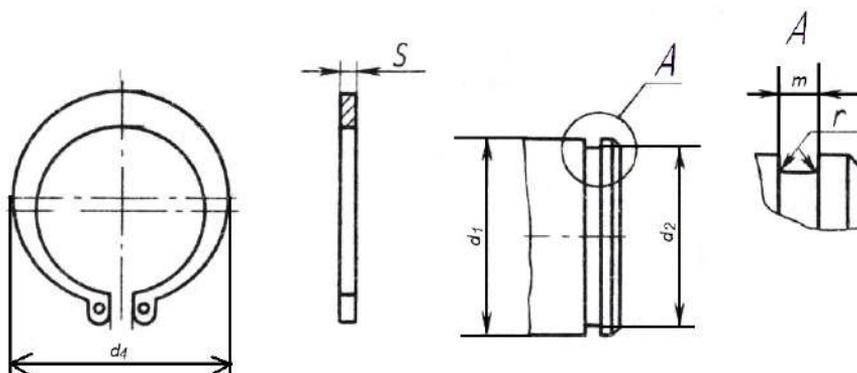


Figura 2.17. Anillo de retención externo.

Tabla 2.4. Dimensiones de los anillos de retención externo para diámetros de eje de 3 a 100 mm [11].

Medida Nominal	Anillo			Ranura		
	s	d_3	d_5	d_2	m	d_4
3	0,4	2,7	1	2,8	0,5	7
4	0,4	3,7	1	3,8	0,5	8,6

5	0,6	4,7	1	4,8	0,7	10,3
6	0,7	5,6	1,2	5,7	0,8	11,7
7	0,8	6,5	1,2	6,7	0,9	13,5
8	0,8	7,4	1,2	7,6	0,9	14,7
9	1	8,4	1,2	8,6	1,1	16
10	1	9,3	1,5	9,6	1,1	17
11	1	10,2	1,5	10,5	1,1	18
12	1	11	1,7	11,5	1,1	19
13	1	11,9	1,7	12,4	1,1	20,2
14	1	12,9	1,7	13,4	1,1	21,4
15	1	13,8	1,7	14,3	1,1	22,6
16	1	14,7	1,7	15,2	1,1	23,8
17	1	15,7	1,7	16,2	1,1	25
18	1,2	16,5	2	17	1,3	26,2
19	1,2	17,5	2	18	1,3	27,2
20	1,2	18,5	2	19	1,3	28,4
21	1,2	19,5	2	20	1,3	29,6
22	1,2	20,5	2	21	1,3	30,8
24	1,2	22,2	2	22,9	1,3	33,2
25	1,2	23,2	2	23,9	1,3	34,2
26	1,2	24,2	2	24,9	1,3	35,5
28	1,5	25,9	2	26,6	1,6	37,9
29	1,5	26,9	2	27,6	1,6	39,1
30	1,5	27,9	2	28,6	1,6	40,5
32	1,5	29,6	2,5	30,3	1,6	43
34	1,5	31,5	2,5	32,3	1,6	45,4
35	1,5	32,2	2,5	33	1,6	46,8
36	1,75	33,2	2,5	34	1,85	47,8
38	1,75	35,2	2,5	36	1,85	50,2
40	1,75	36,5	2,5	37,5	1,85	52,6
42	1,75	38,5	2,5	39,5	1,85	55,7
45	1,75	41,5	2,5	42,5	1,85	59,1
48	1,75	44,5	2,5	45,5	1,85	62,5
50	2	45,8	2,5	47	2,15	64,5
52	2	47,8	2,5	49	2,15	66,7
55	2	50,8	2,5	52	2,15	70,2
56	2	51,8	2,5	53	2,15	71,6
58	2	53,8	2,5	55	2,15	73,6
60	2	55,8	2,5	57	2,15	75,6
62	2	57,8	2,5	59	2,15	77,8
63	2	58,8	2,5	60	2,15	79
65	2,5	60,8	3	62	2,65	81,4
68	2,5	63,5	3	65	2,65	84,8
70	2,5	65,5	3	67	2,65	87
72	2,5	67,5	3	69	2,65	89,2
75	2,5	70,5	3	72	2,65	92,7
78	2,5	73,5	3	75	2,65	96,1
80	2,5	74,5	3	76,5	2,65	98,1
82	2,5	76,5	3	78,5	2,65	100,3
85	3	79,5	3,5	81,5	3,15	103,3
88	3	82,5	3,5	84,5	3,15	106,5

90	3	84,5	3,5	86,5	3,15	108,5
100	3	94,5	3,5	96,5	3,15	120,2

La figura 2.18 muestra las dimensiones fundamentales de los anillos de retención para orificios según DIN 472 y un extracto de la norma en la tabla 2.5.

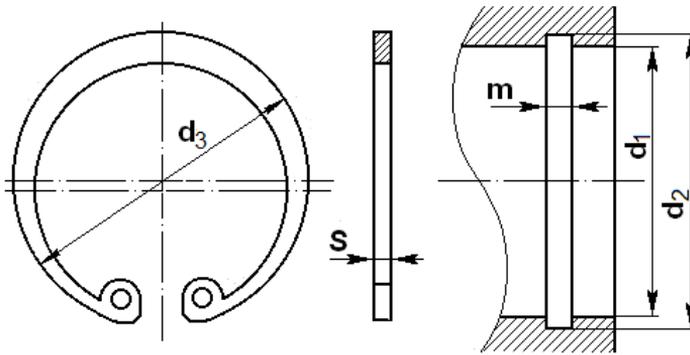


Figura 2.18. Anillo de retención interno.

Tabla 2.5. Dimensiones de los anillos de retención externo para diámetros de orificios de 3 a 100 mm [12].

Medida Nominal	Anillo		Ranura		
	s	d ₃	d ₂	m	n
8	0,8	8,7	8,4	0,9	0,6
9	0,8	9,8	9,4	0,9	0,6
10	1	10,8	10,4	1,1	0,6
11	1	11,8	11,4	1,1	0,6
12	1	13	12,5	1,1	0,8
13	1	14,1	13,6	1,1	0,9
14	1	15,1	14,6	1,1	0,9
15	1	16,2	15,7	1,1	1,1
16	1	17,3	16,8	1,1	1,2
17	1	18,3	17,8	1,1	1,2
18	1	19,5	19	1,1	1,5
19	1	20,5	20	1,1	1,5
20	1	21,5	21	1,1	1,5
21	1	22,5	22	1,1	1,5
22	1	23,5	23	1,1	1,5
24	1,2	25,9	25,2	1,3	1,8
25	1,2	26,9	26,2	1,3	1,8
26	1,2	27,9	27,2	1,3	1,8
28	1,2	30,1	29,4	1,3	2,1
30	1,2	32,1	31,4	1,3	2,1
31	1,2	33,4	32,7	1,3	2,6
32	1,2	34,4	33,7	1,3	2,6

34	1,5	35,5	35,7	1,6	2,6
35	1,5	37,8	37	1,6	3
36	1,5	38,8	38	1,6	3
37	1,5	39,8	39	1,6	3
38	1,5	40,8	40	1,6	3
40	1,75	43,5	42,5	1,85	3,8
42	1,75	45,5	44,5	1,85	3,8
45	1,75	48,5	47,5	1,85	3,8
47	1,75	50,5	49,5	1,85	3,8
48	1,75	51,5	50,5	1,85	3,8
50	2	54,2	53	2,15	4,5
52	2	56,2	55	2,15	4,5
55	2	59,2	58	2,15	4,5
56	2	60,2	59	2,15	4,5
58	2	62,2	61	2,15	4,5
60	2	64,2	63	2,15	4,5
62	2	66,2	65	2,15	4,5
63	2	67,2	66	2,15	4,5
65	2,5	69,2	68	2,65	4,5
68	2,5	72,5	71	2,65	4,5
70	2,5	74,5	73	2,65	4,5
72	2,5	76,5	75	2,65	4,5
75	2,5	79,5	78	2,65	4,5
78	2,5	82,5	81	2,65	4,5
80	2,5	82,5	83,5	2,65	5,3
82	2,5	87,5	85,5	2,65	5,3
85	3	90,5	88,5	3,15	5,3
88	3	93,5	91,5	3,15	5,3
90	3	95,5	93,5	3,15	5,3
92	3	97,5	95,5	3,15	5,3
95	3	100,5	98,5	3,15	5,3
98	3	103,5	101,5	3,15	5,3
100	3	105,5	103,5	3,15	5,3

CAPÍTULO 3
Transmisiones por correa

3. Transmisiones por correa

Una transmisión por correa es una transmisión por acoplamiento flexible (Fig. 3.1) que consta de una polea motriz 1 y una polea conducida 2 y una correa 3 montada en la polea. La transmisión también puede incluir tensores y protectores. Es posible utilizar varias correas y varias poleas motrices. El objetivo principal es transferir la potencia mecánica del motor a la transmisión y los actuadores, normalmente con una reducción de la velocidad.

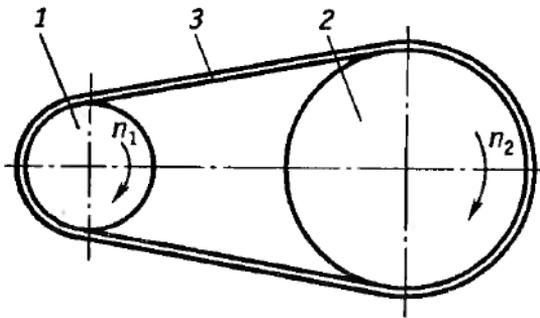


Figura 3.1. Transmisión por correa.

Se utilizan para transmitir la rotación entre ejes paralelos distantes. El campo de aplicación de estos accionamientos se ha reducido mucho en la actualidad, pero siguen siendo muy utilizados como accionamiento primario del motor, así como el accionamiento de mecanismos con masas giratorias de alto par, al arrancar y en caso de sobrecarga repentina las correas se deslizan, salvando los mecanismos de la rotura.

Las correas trapezoidales tienen ventaja sobre las planas por su mayor capacidad de tracción, pero las correas planas dentadas y las correas planas de banda ancha están empezando a desplazar a las correas trapezoidales en las transmisiones primarias.

Las ventajas de las transmisiones por correa son:

- la capacidad de transmitir el movimiento a largas distancias;
- altas velocidades; funcionamiento suave y poco ruidoso;
- protección de los mecanismos contra las fluctuaciones bruscas de la carga y los choques;
- protección contra la sobrecarga por el deslizamiento de la correa sobre la polea;
- diseño sencillo; sin sistema de lubricación;
- bajo coste.

Las desventajas son:

- a) dimensiones significativas;
- b) fuerzas considerables que actúan sobre los ejes y los soportes;
- c) variabilidad en las relaciones de transmisión; escasa duración de la correa en las cajas de cambios de alta velocidad; necesidad de proteger la correa de la entrada de aceite.

Las correas trapezoidales, las correas polivalentes, las correas dentadas y las correas planas de marcha rápida se fabrican como correas cerradas sin fin. Las correas planas se fabrican principalmente como correas de extremo. Los extremos de estas correas están pegados, cosidos o unidos con soportes metálicos. Las juntas de la correa provocan tensiones dinámicas que limitan la velocidad de la correa. El fallo de estas correas suele producirse en la articulación.

3.1 Clasificación de las transmisiones por correa

Las transmisiones por correa se clasifican según diversos criterios, como la forma de la sección transversal de la correa, la posición relativa de los ejes y la correa, el número y el tipo de poleas, el número de poleas cubiertas por la correa y el método de ajuste de la tensión de la correa (con polea auxiliar o con poleas móviles).

1. Los siguientes tipos de transmisiones por correa se distinguen según la forma de la sección transversal de la correa:
 - Correa plana (la sección transversal de la correa tiene la forma de un rectángulo plano y alargado, figura 3.5 a);
 - Correas en V (la sección transversal de la correa tiene forma de trapecio, figura 3.5 b)
 - Correa trapezoidal múltiple (Poly V) (la superficie exterior de la correa es plana, mientras que la superficie interior que interactúa con las poleas tiene crestas longitudinales (Fig. 3.5 c);
 - Correa redonda (la sección transversal de la correa es redonda u ovalada, figura 3.5 d);
 - Correas dentadas (en el interior, en contacto con las poleas, la superficie plana de la correa está provista de protuberancias transversales, que entran en el en las ranuras correspondientes de las poleas (Fig. 3.2).

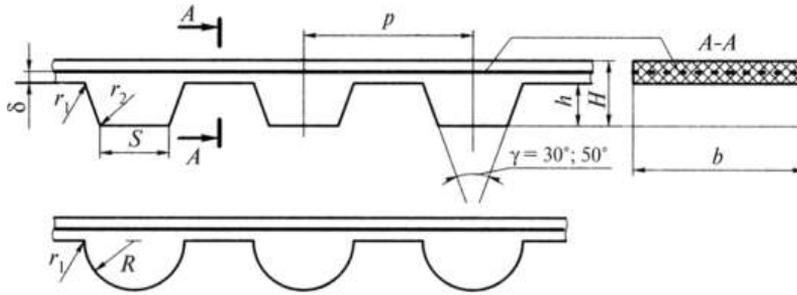


Figura 3.2. Correa dentada.

2. Según la disposición mutua de los ejes y la correa:

- con ejes geométricos paralelos de los ejes y correa que cubre las poleas en una dirección - transmisión abierta (poleas giran en una dirección, Fig. 3.3 a);
- ejes que se cruzan en ángulo (normalmente 90°, figura 3.3 b) - transmisión semi-cruzada; los ejes del engranaje se cruzan, por lo que la dirección del flujo de potencia se invierte mediante una polea o polea intermedia;
- con ejes paralelos y correa que abraza las poleas en direcciones opuestas - transmisión cruzada (las poleas van en direcciones opuestas, Fig. 3.3 c);

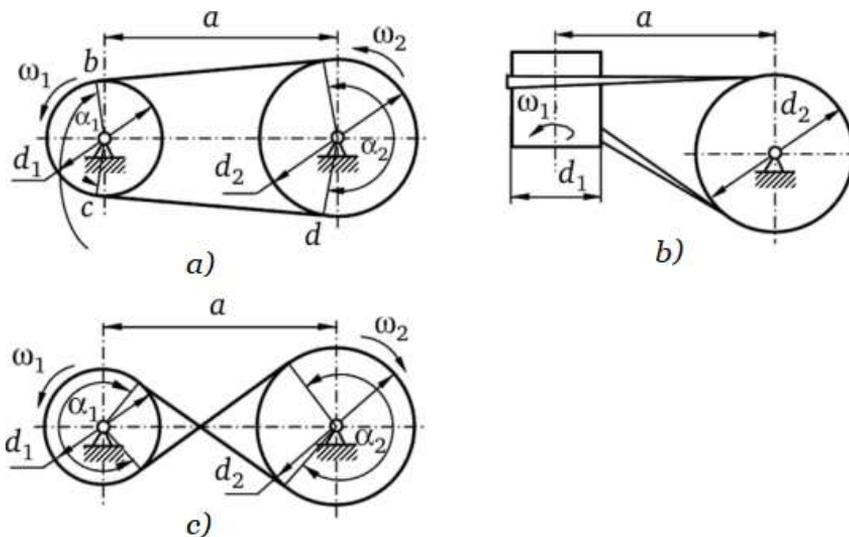


Figura 3.3. Disposiciones de las transmisiones por correa.

3. Según el número y el tipo de poleas utilizadas en la transmisión: con ejes de polea simple; con eje de polea doble, con ejes con poleas utilizadas para variar la relación (para el ajuste de la velocidad variable del eje motriz).
4. Según el número de ejes cubiertos por una correa: de uno o varios ejes.
5. Según la presencia de rodillos auxiliares: sin rodillos auxiliares, con rodillos tensores (Fig. 3.4 b); con rodillos guía (Fig. 3.4 a).

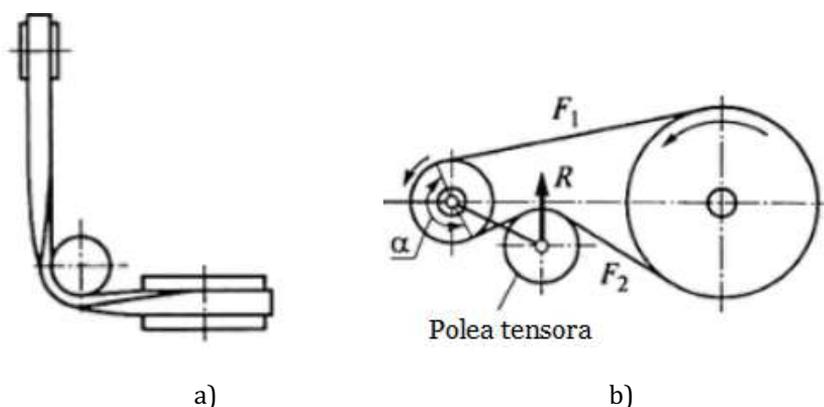


Figura 3.4. Disposiciones de las transmisiones por correa.

3.2 Materiales y construcción de las correas

Las correas deben tener una alta resistencia a las tensiones alternas, resistencia al desgaste, máximo coeficiente de fricción en las superficies de trabajo, mínima rigidez a la flexión. El diseño de la correa se caracteriza por una capa portadora de alta resistencia cerca de la línea neutra de la sección. Se garantiza un alto coeficiente de fricción impregnando la correa o utilizando cubiertas. Las correas planas (Fig. 3.5 a) son muy flexibles debido a la pequeña relación entre el grosor y el ancho de la correa. Las correas sintéticas son las más prometedoras por su gran resistencia y durabilidad. La capa portadora de estas correas está hecha de tejidos de nylon, filamentos de poliéster. La capa de fricción es de poliamida o caucho. Las correas sintéticas se utilizan generalmente a velocidades superiores a 30 m/s. A velocidades más bajas, se pueden utilizar cordones finos de goma y correas textiles.

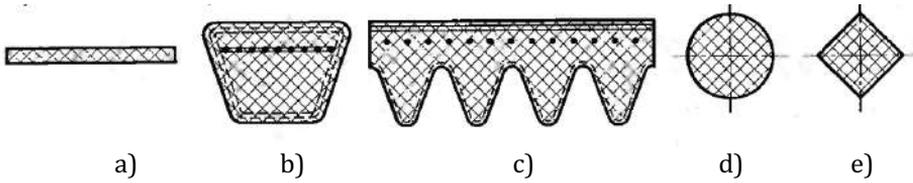


Figura 3.5. Diseños de correas.

Las correas trapezoidales (figura 3.5, b) tienen una sección transversal trapezoidal con los lados de trabajo en contacto con las ranuras de las poleas. Debido a la acción de cuña, las correas de este tipo tienen un mayor agarre en las poleas. Consideremos una pequeña sección de la correa con una longitud dl ; para esta sección se puede suponer que la fuerza de tensión es aproximadamente constante. De la figura 3.6 se deduce que la fuerza dF_n normal a la ranura de la polea es mucho mayor que la fuerza de tensión dF :

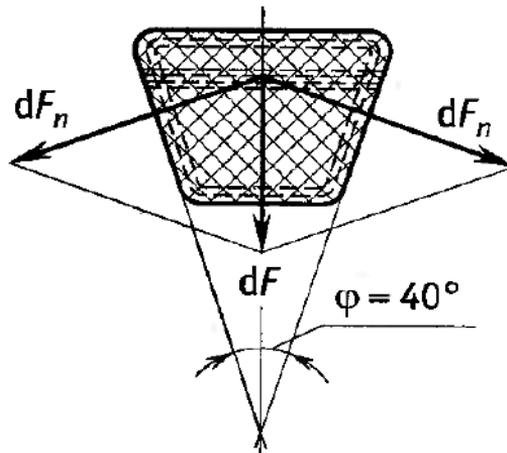


Figura 3.6. Acción de las fuerzas en una correa trapezoidal.

$$dF_n = \frac{dF}{2 \operatorname{sen} \frac{\varphi}{2}} \quad (3.1)$$

entonces la fuerza de fricción

$$F_f = 2 dF_n f = \frac{dF f}{\operatorname{sen} 20^\circ} \quad (3.2)$$

Por lo tanto, las correas trapezoidales proporcionan aproximadamente el triple de fricción en comparación con las correas planas para la misma tensión. Sin embargo, debido a la gran altura de la sección transversal de las correas

trapezoidales, se crean tensiones considerables cuando la correa se dobla en las poleas. Estas tensiones son variables y provocan el fallo por fatiga de la correa.

Las correas trapezoidales están disponibles en tres tipos: de sección normal, estrecha y ancha. Las correas estrechas permiten una mayor tensión y velocidades más altas (hasta 40 m/s) y transmiten entre 1,5 y 2 veces más potencia que las correas de sección normal.

Las correas acanaladas o trapezoidales múltiples (Fig. 3.5, c) son correas planas con nervaduras longitudinales en forma de cuña en la superficie interior. Estas correas combinan la flexibilidad de las correas planas y la mayor tracción en las poleas característica de las correas trapezoidales.

Las correas multicanal están formadas por entre 2 y 4 correas trapezoidales unidas por una capa de tejido y se utilizan en lugar de conjuntos de correas trapezoidales. Las correas redondas (normalmente correas de caucho con un diámetro de 3 a 12 mm, Fig. 3.2, d) se utilizan para la transmisión de pequeñas potencias en aparatos y electrodomésticos. Las correas de sección cuadrada (Fig. 3.5, e) se utilizan para transmitir pequeñas potencias en aparatos.

3.3 Relaciones geométricas básicas

Al diseñar las transmisiones por correa, se determina el ángulo γ entre las ramas de la correa, el ángulo α_1 de cobertura de la correa en la polea pequeña, la longitud L de la correa y, la distancia a entre centros (Fig 3.7). Los diámetros de las poleas y las longitudes de las correas calculadas se determinan a partir de la capa neutra de la sección transversal de la correa.

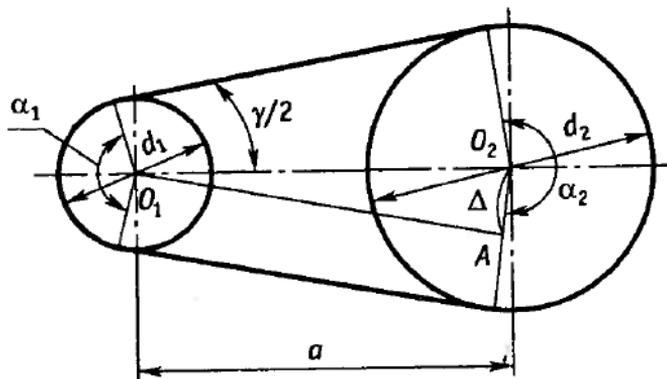


Figura 3.7. Acción de las fuerzas en una correa trapezoidal.

α_1, α_2 - ángulos de contacto;
 d_1, d_2 - diámetros de las poleas;
 a - distancia entre centros;

El ángulo entre las ramas de la correa se encuentra desde el triángulo

$$O_1A O_2: \operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a} \quad (3.3)$$

Donde $\Delta = (d_2 - d_1)^2$

entonces el ángulo entre las ramas de la correa en radianes

$$\gamma = 2 \operatorname{arcsen} \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a} \quad (3.4)$$

Ángulo de circunferencia de la correa en la polea pequeña en grados

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} \cdot 57,3^\circ \quad (3.5)$$

El ángulo mínimo de cobertura (contacto) $\alpha_{1\min}$ debe ser para la transmisión de correa plana — 150° , para transmisión de correa trapezoidal- 120° . La longitud de la correa (excluyendo su deformación en las poleas) se define como la suma de las longitudes de las secciones rectilíneas y las longitudes de arco de la cobertura de la correa de las poleas pequeña y grande

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \gamma \frac{d_2-d_1}{2} \quad (3.6)$$

Usando la relación aproximada $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2$ y tomando $\frac{(d_2+d_1)}{2} = d_m$, obtenemos la dependencia para determinar la longitud de la correa

$$L \approx 2a + \pi d_m + \frac{\Delta^2}{a} \quad (3.7)$$

3.4 Cinemática de las transmisiones por correa

Velocidades circunferenciales en las poleas (véase la figura 3.1), en m/s:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000} \text{ y } v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60\,000} \quad (3.8)$$

donde d_1 y d_2 son los diámetros de las poleas maestra y esclava, en mm; n_1 y n_2 son las velocidades de las poleas, en min^{-1} . La velocidad circunferencial en la polea conducida v_2 es menor que la velocidad en la polea conducida v_1 debido al deslizamiento:

$$v_2 = (1 - \xi)v_1 \quad (3.9)$$

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \quad (3.10)$$

El deslizamiento elástico está normalmente en el rango de 0,01...0,02 y aumenta con el aumento de la carga, lo que da lugar a una relación de transmisión de la correa no variable.

Diámetro de las poleas:

para correas planas

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad d_2 = d_1 i (1 - \xi); \quad (3.11)$$

para las correas trapezoidales d_1 se selecciona en las tablas en función del tipo de correa; d_2 se especifica como para las correas planas;

Para correas trapezoidales

$$d_1 = a \sqrt[b]{T_1}, \quad (3.12)$$

donde a y b son los coeficientes de diámetro d_1 ; $a = 65, b = 3$ cuando $T_1 \leq 25$ N·m; $a = 45, b = 2$ cuando $T_1 \geq 26-90$ N·m;

Para las correas dentadas d_1 se selecciona en las tablas en función del módulo de acoplamiento. El módulo m se calcula a partir de la resistencia a la fatiga de los dientes de la correa:

$$m = k \sqrt[3]{\frac{P_1 c_p}{n_1}} \quad (3.13)$$

donde k es un factor que tiene en cuenta la forma del diente; $k = 35$ para correas con forma de diente trapezoidal, $k = 25$ para correas con forma de diente semicircular;

P_1 - potencia nominal en el eje motriz, kW; c_p - factor de dinamismo y modo de funcionamiento, $c_p = 1,3-2,4$.

Diámetro de la polea motriz:

$$d_2 = mZ_2 \quad (3.14)$$

La distancia entre ejes debe elegirse de forma que se pueda conseguir el ángulo de contacto necesario en la polea pequeña (Fig. 3.8): para correas planas $\alpha > 150^\circ$, para correas trapezoidales $\alpha > 120^\circ$.

Para correas planas

$$a_{min.} = 2(d_1 + d_2) \quad (3.15)$$

Para correas trapezoidales

$$a_{min.} = 0,5(d_1 + d_2) + h \quad (3.16)$$

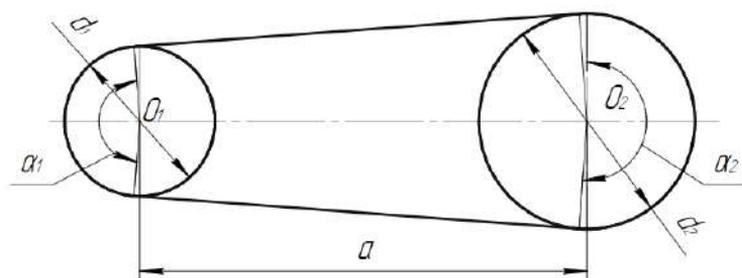


Figura 3.8. Ángulos de contacto en la transmisión por correa.

La distancia máxima entre ejes a_{max} está limitada por las dimensiones totales y el coste de la transmisión. Las poleas más pequeñas reducen la durabilidad de la transmisión al aumentar los esfuerzos de flexión.

La longitud calculada de la correa se ajusta a la norma correspondiente o catálogos de fabricantes y, a continuación, se especifica la distancia de centro a centro a partir de la longitud final de la correa.

Valor ajustado de la distancia entre centros

$$a = 0,25(2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2l - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}) \quad (3.17)$$

3.5 Fuerzas que actúan en la transmisión por correa

La **fuerza circunferencial** se calcula mediante la fórmula

$$F_t = \frac{K_d P_1}{v_1} \quad (3.18)$$

Donde:

K_d - coeficiente que tiene en cuenta la carga dinámica y el modo de funcionamiento (determinado a partir de la tabla en función de la naturaleza de la carga);

$K_d > 1$;

P_1 - potencia en la polea motriz.

Fuerza de pretensión. Tensión inicial de la correa F_0 debe elegirse de forma que la correa mantenga esta tensión durante un periodo suficientemente largo sin estirarse y proporcionando suficiente agarre entre la correa y las poleas:

$$F_0 = A\sigma_0 \quad (3.19)$$

Donde:

A - es el área de la sección transversal de la correa;

σ_0 - es el esfuerzo de pretensión; $\sigma_0 = 1,8$ MPa para correas planas sin dispositivo de tensión; $\sigma_0 = 2,0$ MPa para correas planas con dispositivo de tensado automático; $\sigma_0 = 1,2-1,5$ MPa para correas trapezoidales; $\sigma_0 = 3-4$ MPa para las correas de poliamida.

Las fuerzas en las ramas de la correa. Las fuerzas en la conductora F_1 y la conducida F_2 vienen dadas por la condición de equilibrio del momento de la polea motriz, que se escribe en la forma

$$T_1 = 0,5 d_1 (F_1 - F_2) = 0,5 d_1 F_t \quad (3.20)$$

A partir de aquí encontramos

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (3.21)$$

Por otro lado, considerando el pretensado

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (3.22)$$

Resolviendo las dos últimas ecuaciones conjuntamente, encontramos

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + 0,5 F_t, \\ F_2 &= F_0 - 0,5 F_t \end{aligned} \quad (3.23)$$

La relación de las tensiones del conductor F_1 y el conducido F_2 cuando se trabaja sin fuerzas centrífugas está determinada por la conocida ecuación de Euler, derivada para un hilo no tensado que se desliza sobre un cilindro:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta} \quad (3.24)$$

Donde:

e - es la base del logaritmo natural; f es el coeficiente de fricción;

β - es el ángulo de ángulo de deslizamiento, aproximadamente igual a 0,7 del ángulo de contacto α .

La fórmula muestra que la relación F_1/F_2 depende del coeficiente de fricción y del ángulo de deslizamiento. Resolviendo la ecuación resultante teniendo en cuenta las fuerzas determinadas anteriormente en las ramas, podemos escribir

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1}, \quad (3.25)$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{q-1} \quad (3.26)$$

Donde $q = e^{f\beta}$.

Las fuerzas que se ejercen sobre la correa dan lugar a las siguientes tensiones:

Tensión de tracción:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad (3.27)$$

Tensión por las fuerzas centrífugas:

$$\sigma_c = \frac{\rho v^2}{q} \quad (3.28)$$

Donde:

ρ - densidad del material de la cinta, en kg/m³;

v - velocidad de la cinta, en m/s;

Tensiones de flexión en las poleas:

$$\sigma_{f1} = E \frac{\delta}{d_1}; \quad \sigma_{f2} = E \frac{\delta}{d_2} \quad (3.29)$$

Donde:

E - es el módulo de elasticidad del material de la correa, en MPa;

δ - es el espesor de la correa, en mm;

d_1 y d_2 - diámetros de las poleas maestra y esclava, en mm.

Para calcular la durabilidad de las correas, se utiliza la siguiente expresión

$$\sigma_{max.} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_c \quad (3.30)$$

Las fuerzas de tensión de los ramales de la correa (con la excepción de F_v) se transmiten al árbol y sus apoyos (Fig. 3.9).

La fuerza que actúa sobre el árbol:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} \quad (3.31)$$

Normalmente $F_r > F_t$ en 2...3 veces, lo cual es una de las desventajas de la transmisión por correa.

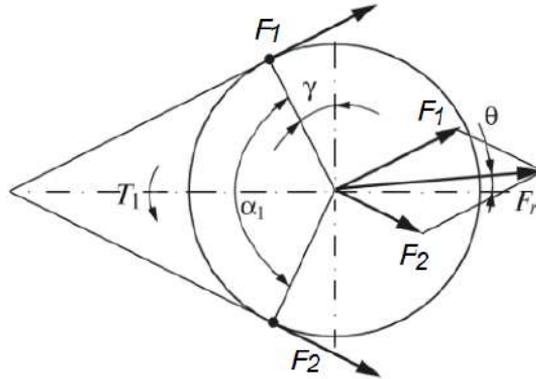


Figura 3.9. Esquema para la determinación de las fuerzas que actúan sobre el árbol en una transmisión por correa.

3.6 Determinación de la longitud de la correa

Para determinar las dimensiones de la correa (Fig.3.10), hay que seguir unos sencillos pasos:

- Mida la longitud interior o exterior del cinturón. Al medir, recuerde que las correas importadas suelen estar marcadas en pulgadas (1 pulgada = 25,4 mm).
- Las correas trapezoidales de sección estándar y su gama de longitudes internas son Z (355-1829 mm), A (382-5477 mm), B (570-14808 mm), C (990-12243 mm), D (2362-15240 mm), E (4575-15240 mm).
- Las correas trapezoidales de sección estrecha y su gama de longitudes exteriores son 5P2 (525-3563 mm), 5RA (665-4518 mm), 5PB (1272-8522 mm), 5RS (2030-12530 mm), 3V/9N (635-355 mm), 5V/15N (1270-9015 mm), 8V/25N (2540-1270 mm).
- Las correas trapezoidales y su gama de longitudes internas son AX (737-2464 mm), BX (710-2945 mm), CX (1295-2896 mm).
- Las correas trapezoidales dentadas y su gama de longitudes externas son XR (587-2500 mm), XRA (630-2518 mm), XRV (1250-4550 mm), XRS (2030-3780 mm).

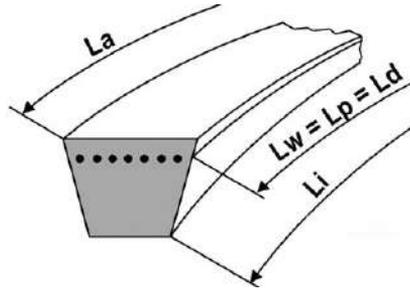


Figura 3.10. Longitudes de las correas.

3.7 Interacción de la correa con las poleas, criterios de cálculo de las transmisiones por correa

La transmisión funciona con el inevitable deslizamiento elástico de la correa a través de las poleas, ya que las fuerzas de tensión de las ramas F_1 y F_2 de la correa durante la transmisión de la carga útil son diferentes (Fig. 3.11). Entonces, según la ley de Hooke, la reducción relativa de las ramas ε_1 y ε_2 es diferente. La tensión de la correa en la polea motriz cae, la correa se acorta y se desliza sobre la polea.

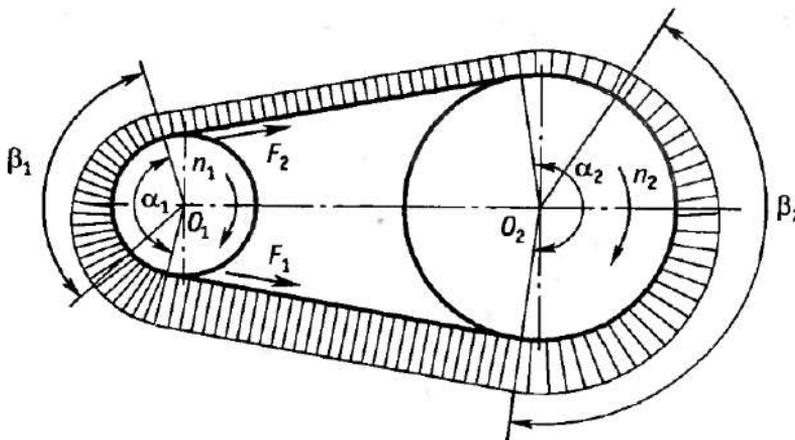


Figura 3.11. Tensiones en la transmisión por correa.

En la polea conducida, la correa se alarga y se desliza nuevamente. El deslizamiento no ocurre en todo el arco de cobertura α , sino en su parte β , llamado arco de deslizamiento. La fuerza de fricción entre la correa y las poleas se transmite principalmente en los arcos deslizantes.

En el lado de sobrecarga de la correa hay un arco de agarre en el que la correa se mueve junto con la polea, sin resbalar. La velocidad circunferencial de

cada polea es igual a la velocidad de la rama de rodaje de la correa. A medida que aumenta la carga de la transmisión, el arco de deslizamiento crece, cuando alcanza todo el arco de cobertura, comienza el deslizamiento de la transmisión. El deslizamiento elástico de la correa es igual a la diferencia de las elongaciones de las ramas principal y esclava de la correa:

$$\xi = \xi_1 - \xi_2 \quad (3.32)$$

Expresando ε_1 y ε_2 de acuerdo con la ley de Hooke para un tramo de la correa de longitud unitaria a través de las fuerzas F_1 y F_2 , el área de sección A y el módulo de elasticidad de la correa E , obtenemos el valor de deslizamiento elástico de la correa utilizado para determinar la relación de transmisión:

$$\xi = \frac{F_1 - F_2}{EA} \quad (3.33)$$

Los principales criterios para calcular la transmisión por correa son la capacidad de tracción o el agarre de la correa con la polea y su durabilidad. Si el agarre no es suficiente, se produce un deslizamiento de la transmisión, si la durabilidad de la correa es pequeña, es necesario reemplazarla con frecuencia. Para realizar el cálculo de la transmisión, es necesario determinar la velocidad de la correa, la fuerza y la tensión en ella.

Cálculo de la tracción

En la práctica se utiliza más el cálculo de las transmisiones por correa basado en su capacidad de tracción.

El cálculo de la fuerza de tracción es el cálculo básico de las transmisiones por correa, que garantiza tanto la resistencia de las correas como la transmisión de la carga requerida.

La capacidad de tracción se caracteriza por la fuerza circunferencial F_t o la tensión útil φ para una fuerza de tensión F_0 y deslizamiento ε . La capacidad de tracción es tanto mayor cuanto mayor es el ángulo de contacto α , el coeficiente de fricción entre la correa y la polea y la fuerza de pretensión F_0 . Disminuye al aumentar la velocidad de la correa debido a la acción de la fuerza centrífuga.

La tensión útil o esfuerzo tangencial específico φ es la fuerza tangencial referida al área de la sección de la correa

$$\varphi = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b h} \quad (3.34)$$

Donde:

b – ancho de la correa;

h – espesor de la correa.

La relación entre el coeficiente de tracción y el coeficiente de deslizamiento elástico de la correa, expresada gráficamente, se denomina curva de deslizamiento de la correa. Estas curvas para diferentes tipos de correas se trazan experimentalmente en instalaciones en las que se compara el aumento de la carga con el deslizamiento relativo de la correa. Hasta un valor crítico de φ_0 , la relación es lineal, lo que corresponde al deslizamiento elástico de la correa; más allá del punto crítico comienza una relación no lineal que corresponde al patinaje de la correa. El modo de funcionamiento óptimo de la correa con el valor más alto de eficiencia está cerca del punto crítico, pero debe encontrarse en la zona de deslizamiento elástico. Las curvas de deslizamiento (Fig. 3.12) se utilizan para determinar los esfuerzos admisibles de la correa.

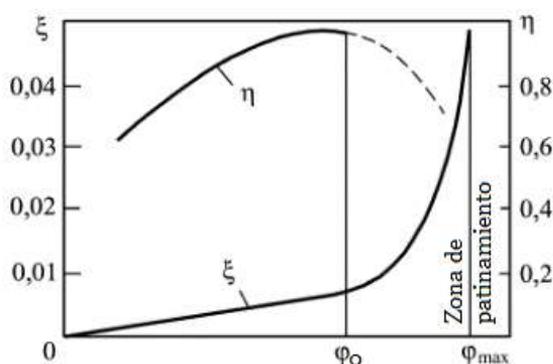


Figura 3.12. Curva de deslizamiento de la correa.

Los valores de φ corresponden a las condiciones del experimento, sin embargo, las condiciones de trabajo de la transmisión pueden diferir mucho de las condiciones del experimento por lo que el valor de φ para una transmisión determinada se puede obtener multiplicando φ_0 por el coeficiente de corrección que tenga en cuenta cómo influyen el ángulo de contacto α , la velocidad v y el régimen de funcionamiento de la transmisión.

Secciones transversales normalizadas para correas.

Las correas trapezoidales son las más empleadas en la actualidad. Los fabricantes han estandarizado las dimensiones de las secciones transversales, designando cada perfil de sección con números y/o letras. Las correas pueden ser individuales o múltiples, es decir con una única sección o con varias secciones en paralelo.

Según ISO 4184 [13], los perfiles de correas están marcados con letras latinas, La norma europea DIN 2215 [14] marca con el número de perfil y la longitud del radio interior de la correa, mientras en EE. UU. se utiliza la norma RMA (*Rubber Manufacturers Association*), las letras y la longitud del radio interior en pulgadas o fracciones de pulgada se utilizan para el marcado.

Dimensiones principales: ancho de diseño W_p y longitud del diseño L_p por la capa neutra. Según la relación ancho – espesor (alto), las correas trapezoidales se clasifican en: de sección normal, estrechas y anchas.

Las correas trapezoidales de sección normal se denominan (en orden de aumento de la sección) Z, A, B, C, D y E. Debido a su gran masa, su velocidad es limitada (hasta 30/seg.).

Las correas trapezoidales de sección estrecha se fabrican en cuatro secciones SPZ, SPA, SPB y SPC. Funcionan bien a velocidades de hasta 50 m/s.

Las correas trapezoidales múltiples (Poly V) son correas planas con nervios longitudinales. Se utilizan para potencias de hasta 1 000 kW, sin embargo, son sensibles a la desalineación axial de las poleas y a las desviaciones del paralelismo de los ejes.

Las dimensiones de la sección transversal de las correas trapezoidales están normalizadas. La norma prevé 7 correas de sección normal (Z, A, B, C, D, E), en las que $b_0/h \approx 1,6$, y 4 - de sección estrecha (SPZ, SPA, SPB, SPC), en las que $b_0/h \approx 1,25$. Las correas se fabrican en forma de anillo cerrado y, por tanto, su longitud también está normalizada. Para cada tipo (sección de la correa), las tablas indican: las dimensiones de la sección, el área de la sección, la longitud, el diámetro mínimo de la polea, la carga admisible y el peso.

Las dimensiones de la correa (véase la Fig. 3.13): ancho de la base grande de la correa b_0 ; anchura de diseño de la cinta b_p , altura de la cinta h ; longitud de la cinta L - están normalizadas (Tabla 3.1).

Los requisitos de la industria moderna son muy elevados y los fabricantes de correas intentan fabricar productos que los satisfagan. Por lo tanto, a la hora de elegir una correa, es importante tener en cuenta que, además de las dimensiones definidas por ISO y DIN, los fabricantes también producen correas con una especificación técnica superior a la de la correa estándar. Si su maquinaria está equipada con una versión reforzada de la correa estándar, no se recomienda la sustitución por una correa estándar, ya que ésta tendrá una vida útil más corta. Las correas trapezoidales reforzadas y especiales, entre otras, se fabrican para diversas aplicaciones especiales en las que una correa estándar no funciona correctamente.

La tabla 3.2 muestra las denominaciones de algunos fabricantes.

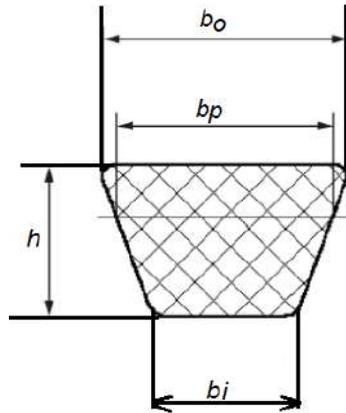


Figura 3.13. Sección transversal de la correa trapecoidal (en V).

Tabla 3.1. Dimensiones de las correas trapecoidales [15, 16].

Correas clásicas						
ISO	DIN	RMA	b0, mm	bp, mm	bi, mm	h, mm
Z	10	-	10	8,5	6,1	6
A	13	A	13 (½")	11	7,8	8 (5/16")
B	17	B	17 (21/32")	14	9,4	11 (13/32")
C	22	C	22 (7/8")	19	12,9	14 (17/32")
D	32	D	32 (1 ¼")	27	19,2	20 (3/4")
E	40	E	40 (1 ½")	32	22,4	25 (29/32")
Estrechas						
SPZ	-	-	10	8,5	4	8
SPA	-	-	13	11	5,6	10
SPB	-	-	17	14	7,1	13
SPC	-	-	22	19	9,3	15

Tabla 3.2. Denominaciones de las correas según algunos fabricantes.

	Z, A, B, C, D, E	SPZ, SPA, SPB, SPC	SPZ, SPA, SPB, SPC	SPZ, SPA, SPB, SPC	AX	XPZ, XPA, XPB, XPC	3L, 4L, 5L
	AA, BB, CC	3V, 5V, 8V	3V, 5V, 8V	3V, 5V, 8V	BX CX	3VX, 5VX	
Continental	CONTI ®-V DIN 2215	CONTI ®-V DIN 7753	CONTI ®-V DIN 7753 ADVAN CE	CONTI ®-V DIN 7753 POWER	CONTI ®-V FO-Z	CONTI ®-V FO-Z ADVAN CE	CONTI ®-V Garden
Optibelt	VB	SK	Red Power II	Blue Power	SUPER TX	SUPER X POWER	

Gates	HI Power® II V-belts	Super HC®		PREDA TOR® V-belts	Hi Power X	QUAD POWER III / SUPER HC MN	Truflex® / PoweRated®
-------	----------------------	-----------	--	--------------------	------------	------------------------------	-----------------------

3.8 Secuencia de cálculo para las transmisiones por correa

El cálculo se basa en la teoría general de las transmisiones por correa mencionada anteriormente.

1. Se selecciona el tipo y el material de la correa a partir de los catálogos de los fabricantes.

2. Determinar el diámetro de la polea motriz mediante la fórmula empírica.

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (3.35)$$

donde P_1 es la potencia de la transmisión, en kW y n_1 , es la velocidad del eje motriz de la transmisión, en rpm.

3. Diámetro de la polea conducida:

$$d_2 = d_1 i (1 - \xi) \quad (3.36)$$

donde $\xi = 0,01$ para el régimen de funcionamiento normal.

4. Se determina el número real de revoluciones del eje motriz.

$$n_2 = \frac{d_1 n_1}{d_2} (1 - \xi) \quad (3.37)$$

5. Se calcula la velocidad periférica de la correa, m/s.

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000} \quad (3.38)$$

6. Determinamos la distancia mínima entre centros, mm.

$$a_{min.} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2) \quad (3.39)$$

7. Se calcula la longitud geométrica de la correa (longitud total de la correa).

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (3.40)$$

8. La vida útil de la transmisión se evalúa con el número de carreras. Indirectamente, la vida útil de la correa se mide por el número de carreras de la correa por unidad de tiempo:

$$\vartheta = \frac{v}{l} \quad (3.41)$$

donde ϑ es el número de carreras de la correa; l es la longitud de la correa; v es la velocidad periférica.

Ejemplo: $\vartheta = 1 \text{ s}^{-1}$ - en 1 segundo el número de carreras es 1, es decir, la correa se doblará en las poleas 2 veces; $\vartheta = 5 \text{ s}^{-1}$ - en 1 segundo la correa se doblará 10 veces, es decir, cuanto mayor sea el valor de ϑ , menor será la durabilidad de la correa. Por lo tanto, se limita el número de recorridos de la correa:

$$\vartheta \leq [\vartheta]$$

$[\vartheta] = 3 \dots 5$ - para correas planas;

$[\vartheta] = 10 \dots 20$ - para correas trapezoidales.

9. Se calcula el ángulo de agarre en la polea pequeña.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ \quad (3.42)$$

donde α_1 está regulado, es decir, $\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 150^\circ$.

10. Se determina la relación h/d_1 para el material de correa seleccionado (para las correas engomadas $h/d_1 = 1/40$). Se determina la tensión útil admisible de la transmisión de referencia $[\sigma_t]_0$ (de los libros de referencia o catálogos de los fabricantes). Entonces, usando la fórmula 3.37 se calcula la tensión útil admisible de la transmisión $[\sigma_t]$.

$$\sigma_t = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_0 \quad (3.43)$$

C_α - coeficiente de ángulo de contacto; corrige la capacidad de tracción en función del ángulo de contacto de la polea más pequeña;

C_v - coeficiente de velocidad; tiene en cuenta la disminución de la sujeción de la correa a la polea bajo la influencia de las fuerzas centrífugas, es decir, tiene en cuenta la velocidad circunferencial de la correa;

C_p - factor de régimen de carga; tiene en cuenta la variación de la carga y su influencia en la durabilidad de la correa;

C_0 - coeficiente que tiene en cuenta la orientación de la transmisión en el espacio, así como el tipo de tensor.

Esta fórmula es común para todos los tipos de transmisiones.

11. Determinamos la fuerza circunferencial.

$$F_t = \frac{P_1}{v_1} \quad (3.44)$$

12. Se determinan las dimensiones geométricas de la sección transversal de la correa.

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}; \delta = \frac{d_1}{40}; A = b\delta, \text{ por lo tanto } b = \frac{A}{\delta} \quad (3.45)$$

13. Se determina la fuerza que actúa sobre el eje por la fórmula:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} \quad (3.46)$$

3.9 Fallos de la transmisión por correa en servicio y su reparación

La tensión correcta de la correa de transmisión es un requisito previo para el funcionamiento sin problemas de la correa trapezoidal y la transmisión por correa en general, según las instrucciones del fabricante de la máquina.

Alineación de las poleas

Para garantizar el funcionamiento sin problemas de una transmisión por correa y la mayor vida útil posible de las correas, es aconsejable comprobar la alineación de las poleas antes de instalar la correa de transmisión. Las poleas deben estar alineadas según las instrucciones del fabricante del equipo para garantizar una mayor velocidad de funcionamiento.

La alineación correcta es esencial para una larga vida útil de la correa trapezoidal y de las poleas. Los bordes de la correa deben tocar las poleas en cuatro puntos cuando la alineación está ajustada correctamente. La desviación no debe ser superior a 0,1 mm por cada 10 mm.

Cuidado de la transmisión por correa

Las poleas y las correas deben mantenerse limpias y protegidas del contacto directo con el aceite, otros lubricantes, el agua, etc., para evitar su desgaste prematuro.

Se prohíbe el uso de cualquier medio para aumentar la fricción entre la correa de transmisión y la ranura de la polea.

Las correas de repuesto deben guardarse en un lugar seco y bien ventilado. La humedad y la luz solar dañan las correas.

Desgaste de la correa

Para evitar el rápido desgaste de la correa de transmisión, hay que comprobar que no haya cuerpos extraños ni sustancias peligrosas en la transmisión de la correa. La transmisión por correa se ve más afectada por la entrada de aceite y grasa vegetal. La transmisión por correa debe estar protegida por una cubierta protectora especial (especialmente en la maquinaria agrícola).

Pérdida de revoluciones en la polea tensora, silbido de la correa

La tensión de la correa de transmisión es una característica importante de la transmisión por correa. Existen instrumentos de medición especiales para comprobarlo. Si no se dispone de estos medidores, la tensión de la correa de transmisión puede establecerse empíricamente. El deslizamiento de la polea conducida (pérdida de velocidad en la polea conducida), el silbido de la correa indica una tensión de correa floja. Esto puede provocar un sobrecalentamiento de la polea y de la correa de transmisión, lo que provoca daños en la goma y hace necesario un nuevo cambio de la correa.

Sobrecalentamiento de la correa

Una de las causas de la inestabilidad de la transmisión por correa es el sobrecalentamiento de la correa de transmisión del cojinete de la polea. El sobrecalentamiento de la correa puede producirse tanto por una baja tensión como por una tensión excesiva de la misma. También debe comprobarse el estado de lubricación del rodamiento de la polea. Una tensión excesiva de la correa hace que la correa trapezoidal se retuerza en la polea. Como resultado, la correa de transmisión pierde su función y debe ser reemplazada en el futuro.

Grietas transversales en la parte inferior de la correa

Las causas de las grietas transversales en la parte inferior de la correa de transmisión son los diámetros demasiado pequeños en las poleas utilizadas o un esfuerzo excesivo de la correa de transmisión.

Grietas longitudinales y franjas

Las causas de las franjas y grietas en las correas de transmisión pueden ser diámetros demasiado pequeños en las poleas utilizadas, una carga de tracción excesiva en la correa, defectos en las superficies de las ranuras de las poleas.

Desgaste en las caras superiores

Para evitar el desgaste de las superficies superiores de las correas de transmisión, deben eliminarse las obstrucciones en el accionamiento por correa y la torsión de la correa.

3.9.1 Defectos y métodos de reparación de las poleas

Los fallos más comunes de las poleas se relacionan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Defectos y soluciones a fallas en las poleas.

Defecto	Solución
Desgaste en el agujero de asiento del cubo de la polea	Se perfora el orificio para un casquillo de reparación a presión o pegado.
Desgaste de las caras del buje	Se rectifica la cara del buje y se instalan las bandas de desgaste
Desgaste en la superficie de rodadura de la polea	Una polea desgastada como resultado del deslizamiento de la correa se rectifica hasta alcanzar la forma correcta. Un defecto en la relación de transmisión puede eliminarse rectificando la otra polea al valor correcto.
Desgaste en las superficies de rodadura de las ranuras de las correas trapecoidales	El desgaste de la ranura debido al deslizamiento de la correa modifica el diámetro calculado d_p y la relación de transmisión. Si hay un desgaste importante, la correa se encuentra en el fondo de la ranura y no se adhiere a ella. En este caso, el fondo de la ranura tiene que ser escariado en los lados.
Fracturas, grietas, hundimientos en la llanta, el buje, los radios	Soldadura con métodos adecuados al material de la polea. En el caso de que se produzcan astillados y desconchados importantes, se realiza un manguito de soldadura y se suelda a la zona presoldada.
Desgaste de los chaveteros o estrías de los cubos, de los agujeros roscados para las fijaciones	Consulte los apartados sobre la reparación de las conexiones correspondientes.

3.9.2 Fallos en la transmisión por correa y soluciones

Los fallos más comunes en las transmisiones por correas se relacionan en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Fallos más comunes en las transmisiones por correas.

Fallo	Causa	Solución
Deslizamiento de la correa	Tensión insuficiente de la correa por	Aumentar la tensión de la correa
Calentamiento excesivo de la correa y las poleas	La correa está demasiado estirada	Aflojar la tensión de la correa
La correa plana se sale de las poleas	Desalineación de los ejes de las poleas	Eliminar cualquier desalineación de los ejes
	Los planos centrales de las poleas no están alineados	Ajustar la alineación de las caras de las poleas
	Desplazamiento radial o axial significativo de la polea	Volver a apretar la polea en el eje; corregir la excentricidad rectificando la polea; comprobar y, en su caso, corregir el desequilibrio
	Tensión insuficiente de la correa	Aumentar la tensión de la correa
	La correa no está cosida correctamente.	Volver a coser la correa
Aumento del calentamiento del rodillo o de la polea tensora	No hay grasa en los rodamientos	Engrasar los rodamientos
	Rodamientos desgastados o rotos	Sustituir los rodamientos

CAPÍTULO 4
Transmisiones por cadenas

4. Transmisiones por cadenas

Las transmisiones por cadena se utilizan para transmitir movimientos rotativos a larga distancia. La transmisión más sencilla consiste en dos ruedas dentadas 1 y 2 (Fig. 4.1a) unidas por una cadena 3. A menudo, el diseño de la transmisión por cadena incluye también un dispositivo tensor 4 (Fig. 4.1b).

Las cadenas más utilizadas son las cadenas de rodillos marcadas como P. Las aplicaciones más comunes son en las cadenas de transmisión de rodillos, que se identifican con los símbolos PR. La Fig. 4.2 muestra los dibujos de estas cadenas de acuerdo con ISO 606-94.

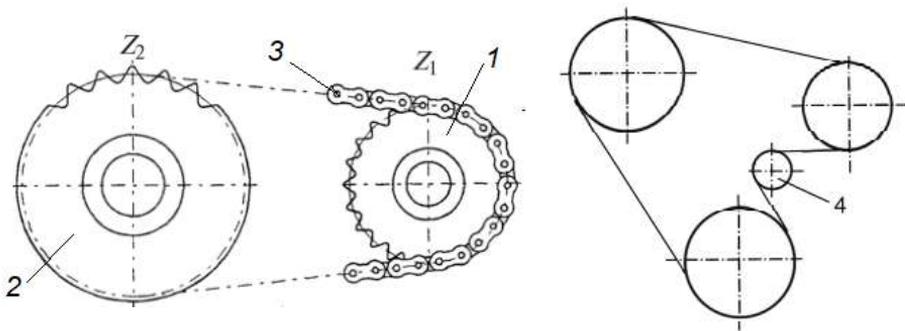
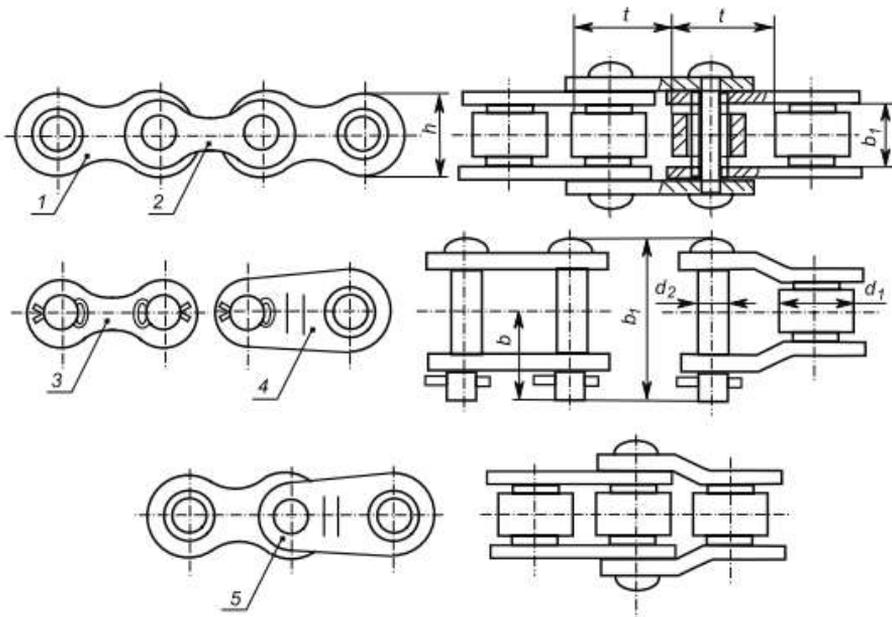


Figura 4.1. Diseño de transmisión por cadena.



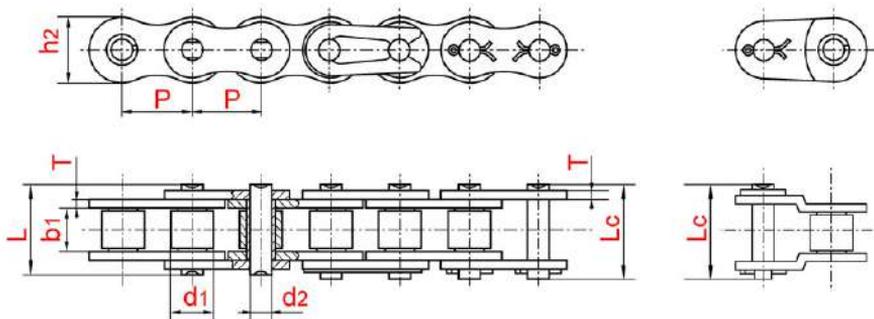


Figura 4.2. Diseño de la cadena rodillos y sus opciones de cierre.

1 - eslabón interior; 2 - eslabón exterior; 3 - eslabón de unión; 4 - eslabón de unión; 5 - eslabón de unión doble; t - paso de la cadena.

La industria no sólo produce cadenas de una fila, sino también cadenas de varias filas. Las cadenas de varias filas se utilizan para mayores cargas y velocidades. Las transmisiones por cadena se utilizan ampliamente en máquinas, robots, máquinas herramienta, etc. Estas transmisiones suelen estar diseñadas para potencias de hasta 100 kW y la distancia entre ejes a (Fig. 4.1) puede llegar a ser de 6 ... 8 m.

Las ventajas de las transmisiones por cadena son su eficiencia relativamente alta (0,96 ... 0,98), puede utilizarse tanto en alta velocidad (hasta 15 m/s), así como en etapas de conducción de baja velocidad (hasta 2 m/s).

Las desventajas de las transmisiones por cadena son el ruido de funcionamiento, la irregularidad de la marcha, el estiramiento de la cadena y la necesidad de dispositivos tensores.

Tabla 4.1. Cadenas de transmisión de rodillos de una fila [17, 18].

ISO 606 (DIN 8187) (DIN 8188)	ANSI B29.1M	Paso	Diámetro del rodillo	Diámetro del buje	Longitud del buje	Carga de rotura	Resistencia media a la tracción	Peso de 1 metro
		t mm	d1	d2	b1	Q min kg/m	Q0 kN	q kg/m
<u>04C-1</u>	<u>25-1</u>	6,35	3,30	2,31	7,90	3,50/3500	-	0,14
<u>05B-1</u>	-	8,00	5,00	2,31	8,2	5,0/5000	5,9	0,2
<u>06C-1</u>	<u>35-1</u>	9,525	5,08	3,58	12,40	7,9/7900	-	0,33
<u>06B-1</u>	-	9,525	6,35	3,28	13,15	9,0/9000	11,3	0,33
<u>081</u>	-	12,7	7,75	3,66	10,2	9,4/940	9	0,3
<u>082</u>	-	12,7	7,5	3,66	-	10,0/1000	-	0,3
<u>083</u>	-	12,7	7,75	4,09	12,9	10,2/1020	13,4	0,42
<u>084</u>	-	12,7	7,75	4,09	14,8	15,6/1560	17,2	0,48

<u>085</u>	<u>41-1</u>	12,7	7,77	3,58	13,75	6,67/6670	12,6	0,41
<u>08A-1</u>	<u>40-1</u>	12,7	7,95	3,96	16,6	14,1/1410	18,6	0,62
-	-	12,7	8,51	4,45		18,2/1820		0,65
<u>08B-1</u>	-	12,7	8,51	4,45	16,70	18/1800	19,4	0,69
-	-	15,875	10,16	5,08		23/2300		0,8
<u>10A-1</u>	<u>50-1</u>	15,875	10,16	5,08	20,7	22,2/2220	31,3	1,02
<u>10B-1</u>	-	15,875	10,16	5,08	19,5	22,4/2240	27,5	0,93
<u>12A-1</u>	<u>60-1</u>	19,05	11,91	5,94	25,9	31,80/3180	43,2	1,5
<u>12B-1</u>	-	19,05	12,07	5,72	22,5	29,0/2900	32,2	1,15
<u>16A-1</u>	<u>80-1</u>	25,4	15,88	7,92	32,7	56,70/5670	74,3	2,6
<u>16B-1</u>	-	25,4	15,88	8,28	36,1	60,0/6000	77,1	2,71
<u>20A-1</u>	<u>100-1</u>	31,75	19,05	9,54	40,4	88,50/8850	107,6	3,91
<u>20B-1</u>	-	31,75	19,05	10,19	41,3	95,0/9500	112,8	3,7
<u>24A-1</u>	<u>120-1</u>	38,1	22,23	11,10	50,3	127,0/12700	163,1	5,62
<u>24B-1</u>	-	38,1	25,4	14,63	53,4	160,0/16000	178,00	7,1
<u>28A-1</u>	<u>140-1</u>	44,45	25,4	12,70	54,4	172,4/17240	222,50	7,5
<u>28B-1</u>	-	44,45	27,94	15,9	65,1	200,0/20000	236,40	8,5
<u>32A-1</u>	<u>160-1</u>	50,8	28,58	14,27	64,8	226,8/22680	266,9	10,1
<u>32B-1</u>	-	50,8	29,21	17,81	66,00	250,0/25000	277,5	10,25
<u>36A-1</u>	<u>180-1</u>	57,15	35,71	17,46	72,8	280,20/28020	361,1	13,45
<u>40A-1</u>	<u>200-1</u>	63,5	39,68	19,85	80,3	347,00/34700	466,8	16,15
<u>40B-1</u>	-	63,5	39,37	22,89	82,2	353,8/35380	394	16,35
<u>48A-1</u>	<u>240-1</u>	76,2	47,63	23,81	95,5	510,3/51030	671,6	23,2
<u>48B-1</u>	-	76,2	48,26	29,24	99,1	560,0/56000	621,6	25
<u>56B-1</u>	-	88,9	53,98	34,32	114,6	850,0/85000	940	35,78
<u>64B-1</u>	-	101,6	63,5	39,4	130	1120,0/112000	1240	46
<u>72B-1</u>	-	114,3	72,39	44,48	147,4	1400,0/140000	1550	60,8

4.1 Cálculo de las transmisiones por cadena

En el diseño de las transmisiones por cadena, los parámetros de entrada son la potencia transmitida N (kW), la velocidad de giro de la rueda (estrella) conductora n_1 (rpm) y conducida n_2 (rpm), la ubicación de la transmisión en el espacio, el régimen de funcionamiento, y el método de lubricación y tensado de la cadena. Deben evitarse las pendientes pronunciadas del eje de intersección y debe preverse un dispositivo de tensado para las transmisiones con un ángulo de inclinación elevado. Evitar los ejes de intersección con fuerte pendiente. El eje motriz es recomendable colocarlo en la parte superior.

Se recomienda el siguiente procedimiento de cálculo.

1. Seleccione la distancia entre centros de acuerdo con las siguientes recomendaciones:

a óptima = (30... 50) t ; a máxima = 80 t ; a mínima = 0,6 (De1 + De2 + 30... 50 mm).

Donde:

De_1, De_2 - diámetros de los círculos exteriores de los piñones (ruedas).

t - paso de la cadena.

a - distancia entre centros.

2. Determine el número de dientes de la rueda dentada pequeña:

$$\text{Óptimo } z_1 = 29 - 2u \leq \frac{3a}{t(u-1)}, u = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.1)$$

Donde:

u - relación de transmisión.

A bajas velocidades ($v < 1$ m/s) se recomienda que $z_1 = 11 \dots 13$.

3. Determine el número de dientes de la rueda dentada conducida $z_2 = u z_1$. El número de dientes de la rueda dentada conducida debe ser $z_2 < 120$ ya que de lo contrario la cadena saltará.

4. Encontramos la longitud de la cadena:

$$L = 2a + \frac{1}{2} z_c t + \frac{\Delta^2 t^2}{a}, z_c = \frac{z_1 + z_2}{2}; \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \quad (4.2)$$

Donde:

L - longitud de la cadena.

z_1 - número de dientes de la rueda dentada pequeña.

z_2 - número de dientes de la rueda dentada grande.

5. Calculamos el número de eslabones de la cadena:

$$L_t = \frac{L}{t} = \frac{2a}{t} + \frac{1}{2} z_c + \frac{\Delta^2 t}{a} \quad (4.3)$$

Donde:

L_t - número de eslabones de la cadena.

El resultado obtenido es redondeado a un entero (preferiblemente par).

6. Recalculamos la distancia entre centros expresada en pasos de la cadena:

$$a_t = 0,25 [L_t + 0,5 z_c + \sqrt{(L_t - 0,5 z_c)^2 - 8 \Delta^2}] \quad (4.4)$$

No redondear a entero.

Donde:

a_t – distancia entre centros expresada en pasos de la cadena.

$$\text{Entonces } a = a_t t, \text{ mm.} \quad (4.5)$$

La rama no cargada de la cadena debe colgar libremente $\approx 0.01 a$, por lo que es necesario prever la posibilidad de reducir la distancia entre ejes en 0,005 a durante el montaje de la transmisión.

A continuación, se calcula la velocidad de la cadena:

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60\,000} \quad (t \text{ en mm, } n \text{ en rpm; se obtiene } v \text{ en m/s}) \quad (4.6)$$

Donde:

v – velocidad de la cadena.

n_1 – frecuencia de rotación en la rueda pequeña.

En las transmisiones normales, se debe utilizar $v \leq 10$ m/s. A partir de esta condición, la velocidad recomendada de la rueda dentada de arrastre es $[n_1] \leq 15 \cdot 10^3/t$ (t en mm).

Número de golpes de la cadena en los dientes de la rueda dentada y en su salida:

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60 L_t} \quad (4.7)$$

Donde:

w – número de golpes de la cadena.

Debe cumplirse la condición:

$$w \leq [w] = \frac{508}{t} \text{ s}^{-1} \quad (4.8)$$

7. La vida de la cadena depende principalmente de la presión media p en las articulaciones. La condición de durabilidad se escribe como

$$p \leq [p] \quad (4.9)$$

Donde:

p – presión media en las articulaciones de la cadena.

donde $[p]$ depende de la velocidad de la cadena; la dependencia especificada se da en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Presión media permitida en las articulaciones de la cadena [19].

v , m/s	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$[p]$, MPa	32	28	25	21	17	14	12	10

Para los cálculos de diseño, la condición de resistencia se convierte en

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_1 k_e}{z_1 [p]}} \quad (4.10)$$

donde T_1 es el par en el eje motriz de la transmisión en N mm,

$$k_e = k_1 k_2 k_3$$

Donde:

k_1 - tiene en cuenta el carácter de variación de la carga: para cargas aproximadamente constantes $k_1 = 1$. Si en el proceso de explotación la carga varía de forma brusca, acompañada de golpes $k_1 = 1,7$.

k_2 - tiene en cuenta la influencia del método de lubricación de la transmisión por cadena: con lubricación continua $k_2 = 1,0$; con lubricación por goteo $k_2 = 1,2$; con lubricación periódica $k_2 = 1,5$.

k_3 - oscila entre 1 (para el funcionamiento de la transmisión en un solo turno) y 1,5 (para el funcionamiento en tres turnos).

$[p]$ - presión admisible en las articulaciones de la cadena (Tabla 4.2)

El paso de la cadena calculado con la fórmula (25.1) se redondea al valor estándar más cercano. A continuación, se vuelve a calcular la distancia entre ejes.

- 8.** Se determina el factor de seguridad de la cadena mediante la fórmula

$$S = \frac{F_B}{F_t k_1 + F_c + F_f} \quad (4.11)$$

donde F_B es la carga de rotura de la cadena (Tabla. 4.1), en N;

F_t - fuerza circunferencial en N;

k_1 - tiene en cuenta el carácter de variación de la carga (ver valores en la explicación de la fórmula 4.10);

F_c - es la carga de las fuerzas centrífugas determinada por la fórmula:

$$F_c = m v^2 \quad (4.11)$$

Donde:

m - masa de 1 m de cadena, kg,

v - velocidad de la cadena, m/s;
 F_t - fuerza de la combadura de la cadena, N:

$$F_t = 9,81k_f m a \quad (4.12)$$

donde el coeficiente k_f tiene en cuenta la pendiente de la línea central de la transmisión: si la línea central es vertical $k_f = 1$, si es horizontal- $k_f = 6$.

Después de calcular el margen de seguridad con la fórmula (25.2), verifique el cumplimiento de la condición

$$s \geq [s] \quad (4.13)$$

Los valores permitidos del coeficiente $[s]$ para las cadenas de rodillos, $[s] = 7 \dots 15$.

4.2 Causas de los fallos en las transmisiones por cadena y recomendaciones para subsanarlos

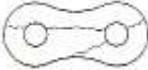
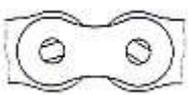
Los fallos más comunes en las transmisiones por cadena se relacionan en la tabla 4.3.

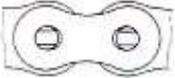
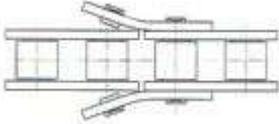
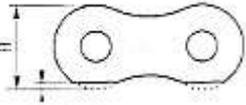
Tabla 4.3. Fallos más comunes en las transmisiones por cadena.

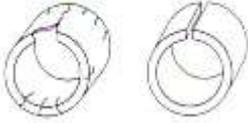
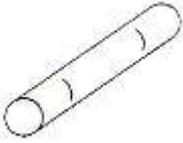
Estado/fallo	Posible causa	Solución
1. Presencia de corrosión en las piezas de la cadena	La cadena está expuesta a un entorno corrosivo	Reemplace la cadena. Proteger de los ambientes corrosivos
	Presencia de agua en la grasa	Reemplace la grasa. Eliminar la causa de la entrada de agua
	Lubricación insuficiente	Aplique suficiente grasa o sustitúyala por otra nueva. Si es necesario, sustituya la cadena
2. Alto nivel de ruido	La cadena golpea los componentes de la transmisión durante el funcionamiento	Reemplace la cadena. Eliminar el obstáculo
	El cárter de la transmisión o el eje están sueltos	Apretar los tornillos

	Tensión insuficiente de la cadena	Tensar la cadena
	Desgaste de la cadena	Sustituir o tensar la cadena y cambiar la rueda dentada
	Desgaste de los piñones	Sustituir la cadena y los piñones si es necesario
	Falta de paralelismo de los ejes de transmisión en los planos horizontal y vertical, así como la desalineación de los planos centrales de los piñones en relación con el plano medio central de las ruedas dentadas	Realice los ajustes de la transmisión por cadena, es decir compruebe que los ejes están paralelos y compruebe que los planos centrales de los piñones están alineados
	Lubricación insuficiente	Si es necesario, sustituya la cadena. Volver a lubricar con una cantidad suficiente de grasa
	Número reducido de dientes en la rueda dentada	Comprobar si se pueden utilizar los piñones con mayor número de dientes
	Alargamiento de la cadena por encima del nivel permitido debido a la deformación plástica	Eliminar la causa de las cargas inaceptablemente altas La causa de las cargas inaceptables en la cadena debe ser eliminada o la transmisión debe ser rediseñada para adaptarse a un tamaño de cadena mayor.
3.	Desgaste en el interior de las placas interiores y en un lado de la rueda dentada.	Desalineación del eje de la transmisión en los planos horizontal y vertical, así como la desalineación de los planos centrales de los piñones en
		Sustituya la cadena y los piñones, si es necesario. Realice los ajustes de la transmisión por cadena, es decir, compruebe que los ejes están paralelos y

	relación con los centros de los piñones	compruebe que los planos centrales de los piñones están alineados.
4. Encajamiento de la cadena en la rueda dentada	Desgaste de los piñones	Sustituir los piñones y la cadena
	No paralelismo de los ejes de los árboles de transmisión en los planos horizontal y vertical, así como el desplazamiento de los planos medios de las ruedas dentadas con respecto al plano medio de los centros de las llantas de las ruedas dentadas.	Reemplace la cadena y las ruedas dentadas si es necesario. Ajuste la transmisión por cadena, es decir, verifique el paralelismo de los ejes y verifique la coincidencia de los planos medios de las ruedas dentadas.
5. Violación de las condiciones de acoplamiento normal, debido al movimiento de las uniones de la cadena a lo largo de los dientes de la rueda dentada hacia un diámetro de acoplamiento mayor.	Tensión insuficiente de la cadena	Tensar la cadena
	Desgaste de la cadena	Sustituir los piñones y la cadena
	Desgaste de los piñones	Sustituir los piñones y la cadena
	Cargas elevadas inaceptables en la cadena	Reemplace la cadena. Elimine la causa de la alta carga en la cadena. O rediseñar el accionamiento para una cadena más grande
6. Faltan o están dañados pasadores (clavijas o pines)	Los pasadores no están instalados correctamente	Colocar nuevos pasadores según las instrucciones del fabricante
	La cadena golpea los componentes de la transmisión durante el funcionamiento	Reemplace la cadena. Eliminar la causa de los golpes
	Vibración	Reemplace la cadena. Elimina las vibraciones. Si es posible, cambiar a piñones con mayor número de dientes

	Elevada velocidad de la cadena inaceptable durante el trabajo	Reemplace la cadena. Reducir la velocidad. Si es posible, rediseñar el accionamiento para un paso de cadena menor
	Rodillos de la cadena que giran	Véase el punto 9 de esta tabla
7. Grietas en las placas (corrosión por tensión) 	Influencia del entorno corrosivo que provoca la corrosión, así como la tensión del ajuste por interferencia	Reemplace la cadena. Proteger de los ambientes corrosivos
8. Problemas en la articulación de los eslabones de la cadena 	Presencia de abrasivo en las articulaciones de la cadena	Limpiar la cadena, lubricarla de nuevo
	Lubricación insuficiente	Reemplace la cadena. Restaurar la grasa
	Desalineación del eje de la transmisión en los planos horizontal y vertical, así como desalineación del plano central de la rueda dentada con respecto al plano central de los centros de los piñones	Sustituya la cadena y los piñones si es necesario. Realice los ajustes de la transmisión por cadena, Compruebe que los ejes están paralelos y Compruebe que los planos centrales de los piñones están alineados
	Corrosión interna	Reemplace la cadena. Proteger de los ambientes corrosivos
	Cargas elevadas inaceptables en la cadena, que provocan la deformación del rodillo	Reemplace la cadena. Elimine la causa de la alta carga en la cadena. Si es posible, rediseñar el accionamiento para un tamaño de cadena mayor
9. Giro de los rodillos de la cadena 	Lubricación insuficiente de la cadena	Reemplace la cadena. Restablecer una lubricación suficiente

<p>10. Aumento de las aberturas de las láminas</p> 	<p>Cargas elevadas inaceptables en la cadena</p>	<p>Reemplace la cadena. Elimine la causa de la alta carga en la cadena. Si es posible, rediseñar el accionamiento para un tamaño de cadena mayor</p>
<p>11. Rotura de los rodillos de la cadena</p>  <p>Destrucción de las placas</p> 	<p>Cargas elevadas inaceptables en la cadena</p>	<p>Reemplace la cadena. Elimine la causa de la alta carga en la cadena. Si es posible, rediseñar el accionamiento para un tamaño de cadena mayor</p>
<p>12. Grietas en las láminas (fatiga)</p> 	<p>Cargas dinámicas en la cadena de por encima nivel admisible</p>	<p>Reemplace la cadena. Reducir las cargas dinámicas o rediseñar la transmisión para un tamaño de cadena mayor</p>
<p>13. Presencia de marcas de impacto en los extremos de la platina</p> 	<p>La cadena golpea los componentes de la transmisión durante el funcionamiento</p>	<p>Reemplace la cadena. Eliminar la causa de los golpes</p>
<p>14. Desgaste del contorno de la placa</p> 	<p>La cadena está en contacto con el cárter, guía u otras piezas de la transmisión</p>	<p>Sustituir la cadena si el 5% o más de la altura de la placa está desgastado, o si hay algún signo de decoloración por exposición a altas temperaturas. Ajuste la cadena. Eliminar la causa del roce de la cadena con los componentes de la transmisión</p>
<p>15. Fractura, agrietamiento, deformación de los rodillos de la</p>	<p>Inaceptable alta velocidad de la cadena</p>	<p>Reemplace la cadena. Reducir la velocidad, o rediseñar la transmisión para un paso de cadena más pequeño</p>

<p>cadena</p> 	<p>Número reducido de dientes en los piñones</p>	<p>Reemplace la cadena. Utilizar piñones con mayor número de dientes o rediseñar el accionamiento para un paso de rueda dentada más pequeño</p>
	<p>Violación de las condiciones de acoplamiento normal, debido al movimiento de las uniones de la cadena a lo largo de los dientes de la rueda dentada a un diámetro de acoplamiento mayor</p>	<p>Véase el punto 5 de esta tabla</p>
<p>16. Desgaste de los pasadores de la cadena</p> 	<p>Inaceptables altas velocidades de la cadena, o cargas inaceptablemente altas en la cadena</p>	<p>Reducir la velocidad o la carga. Si es posible, modificar el diseño del accionamiento: en el caso de velocidades inadmisibles utilice un paso de cadena menor, un paso de cadena mayor en el caso de cargas elevadas. En el caso de estos dos inconvenientes vale la pena utilizar una cadena de varios ramales.</p>
	<p>Lubricación insuficiente</p>	<p>Aplique suficiente grasa, o volver a lubricar</p>

CAPÍTULO 5
Engranajes

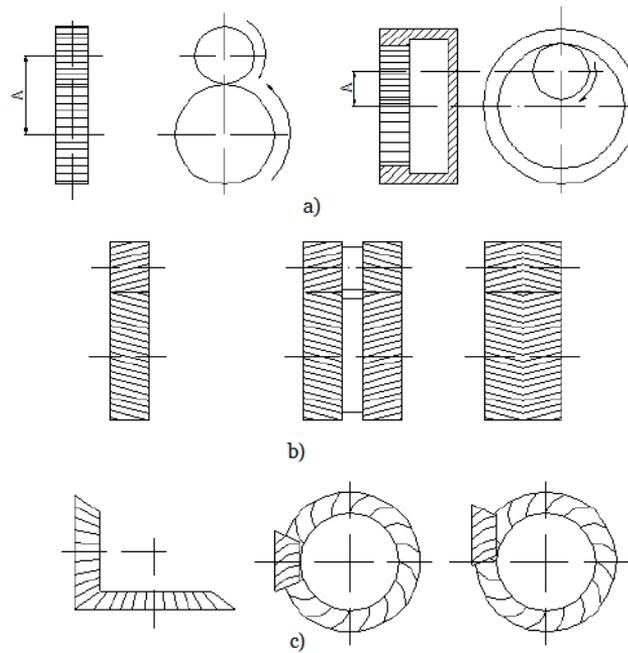
5.1 Conceptos de engranajes

Los engranajes se han convertido en los más extendidos en la ingeniería mecánica debido a las siguientes ventajas:

- a) una potencia transferible prácticamente ilimitada,
- b) tamaño y peso reducidos,
- c) una relación de transmisión estable,
- d) Alta eficiencia, con una media de 0,97 - 0,98.

Una desventaja de los engranajes es el ruido en el funcionamiento a altas velocidades, que, sin embargo, puede reducirse utilizando engranajes de forma geométrica adecuada y mejorando la calidad del mecanizado de los perfiles de los dientes.

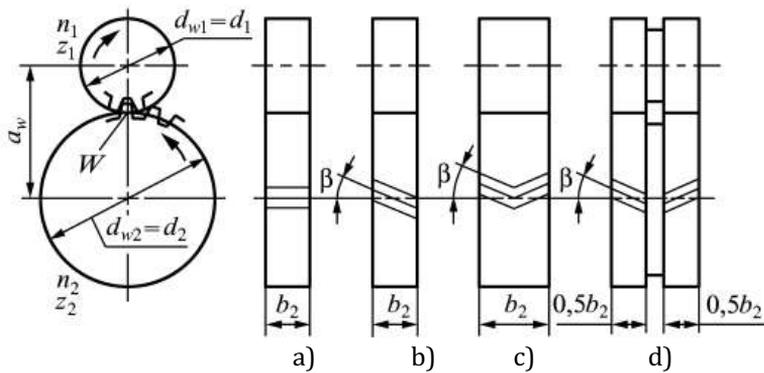
A altas velocidades angulares se recomienda utilizar engranajes helicoidales en los que los dientes se engranan suavemente y garantizan así un funcionamiento relativamente silencioso. Una de las desventajas de los engranajes helicoidales es la presencia de fuerzas axiales que someten a los rodamientos a un esfuerzo adicional. Esta desventaja puede eliminarse utilizando engranajes dobles con espirales de dientes uniformes o engranajes helicoidales dobles. Estos últimos, debido al alto coste y a la dificultad de fabricación, son relativamente raros, normalmente sólo para transmisiones únicas de alta potencia. A bajas velocidades angulares, se utilizan engranajes cónicos rectos y, a mayores velocidades, engranajes cónicos espirales, que han sustituido a los engranajes cónicos helicoidales utilizados anteriormente. Los engranajes hipoides cónicos también tienen un diente circular, pero los ejes de las ruedas están desplazados, lo que crea un funcionamiento especialmente suave y silencioso. La relación de transmisión en los conjuntos de engranajes varía mucho, pero suele ser de 1 a 5.



a) Rectos b) Helicoidales c) Cónicos

Figura 5.1. Clasificación de los engranajes.

La transmisión por engranajes se basa en un par de engranajes que se engranan entre sí, véase, por ejemplo, la Fig. 5.2.



a) Rectos b) Helicoidales c, d) Helicoidal doble

Figura 5.2. Principio de funcionamiento de los engranajes.

Los engranajes se clasifican por características geométricas y funcionales:

- por la disposición mutua de los ejes-cilíndricos (con los ejes paralelos), engranajes cónicos rectos y cónicos helicoidales (los ejes de las ruedas se interceptan), engranajes helicoidales cruzados, engranajes hipoides, engranajes de rueda y tornillo sin fin y engrane de cremallera y piñón (ejes que no se interceptan);
- por la disposición relativa de las superficies de los vértices y los huecos de los dientes de las ruedas-la transmisión del engranaje externo e interno;
- por la naturaleza del movimiento de los ejes-convencionales (con ejes fijos) y planetarios (con ejes móviles);
- por la dirección de los dientes-dientes rectos y oblicuos;
- por los perfiles de los dientes-la transmisión con el engranaje evolvente, con el engranaje cicloidal;
- por la ejecución constructiva-abierto y cerrado (carcasa cerrada).

La transmisión por engranajes con relación de transmisión menor a uno se llama reductor, y con relación de transmisión mayor a uno -multiplicador. El acoplamiento evolvente es el más extendido debido a su tecnología. La línea de acoplamiento de los dientes evolventes es recta. Los perfiles de dientes conjugados en general se acoplan entre sí con un deslizamiento. Sin embargo, en cada rueda hay una superficie coaxial, que se tocan entre sí y en la que, en cualquier punto de contacto, el vector de velocidad relativa es cero. Estas superficies se denominan iniciales y los círculos concéntricos perpendiculares a ellos son círculos iniciales.

Considere una transmisión de rotación con dos eslabones 1 y 2 (Fig. 5.3). Los eslabones girarán en direcciones opuestas con velocidades angulares ω_1 y ω_2 . En el punto de contacto, las velocidades de los eslabones serán:

$$v_1 = \omega_1 CO_1, v_2 = \omega_2 CO_2 \quad (5.1)$$

Vamos a pasar por el punto C la normal N_1N_2 y la tangente t (Fig. 5.3) a los perfiles de los dientes y descomponemos las velocidades v_1 y v_2 en componentes normales y tangenciales

$$v_1^n = v_1 \cos \alpha_1 = \omega_1 CO_1 \cos \alpha_1 = \omega_1 O_1 N_1$$

$$v_1^t = v_1 \sin \alpha_1 \quad (5.2)$$

$$v_2^n = v_2 \cos \alpha_2 = \omega_2 CO_2 \cos \alpha_2 = \omega_2 O_2 N_2$$

$$v_2^t = v_2 \sin \alpha_2$$

La condición de contacto de los eslabones será la igualdad de los componentes normales de las velocidades en el punto C que pertenecen a los eslabones 1 y 2, es decir, $v_1^n = v_2^n$. Por lo que

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} \quad (5.3)$$

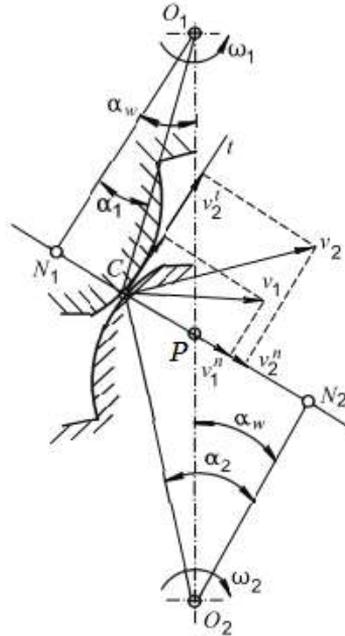


Figura 5.3. Cinemática del engranaje.

Denotemos por P la intersección de la línea entre centros O_1O_2 y la normal N_1N_2 . De la similitud de los triángulos O_1N_1 y O_2N_2 se deduce que

$$O_2N_2/O_1N_1 = O_2P/O_1P. \quad (5.4)$$

Entonces, a partir de la ecuación anterior tenemos

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = i_{12} \quad (5.5)$$

Esta igualdad expresa la ley básica del engranaje: *la normal a los perfiles en el punto de contacto divide la distancia entre los centros en segmentos inversamente proporcionales a las velocidades angulares de los eslabones.*

El punto P se llama polo y las circunferencias con centros O_1 y O_2 que pasan por el polo se llaman principales. Se trata de los desarrollos de las involutas que

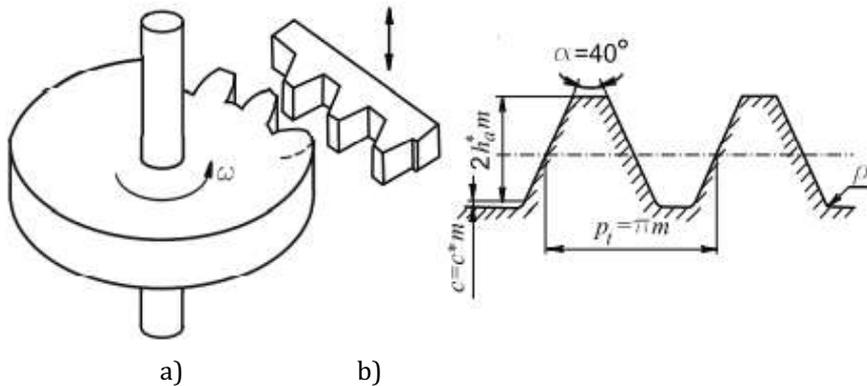
forman los perfiles de los dientes. El segmento de la normal $N1N2$ se llama línea de acoplamiento y el ángulo α_w entre la línea central y la normal a la línea de acoplamiento se llama ángulo de acoplamiento. La distancia entre los mismos perfiles (derecho o izquierdo) de los dientes vecinos, medida según el arco de un círculo centrado en el eje de la rueda se llama paso circunferencial p_t . El parámetro m , igual al paso circunferencial dividido por π , se denomina el módulo del engranaje:

$$m = \frac{p_t}{\pi} \quad (5.6)$$

Sus valores están normalizados y forman un rango (mm):

1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; etc.

Los engranajes se tallan con fresa madre o con máquinas de tallado. En este último caso, la herramienta de corte es una cremallera que realiza un movimiento de vaivén mientras la pieza del engranaje gira lentamente (Fig. 5.4 a). El contorno de la cremallera (Fig. 5.4 b) tiene los siguientes parámetros:



a) Tallado de engranes en la máquina talladora de engranes; b) herramienta.

Figura 5.4. Método de corte de los dientes.

$$h_a^* = 1; c^* = 0,25; \rho = 0,384 m. \quad (5.7)$$

Si la recta divisoria toca la circunferencia inicial de la cremallera, se dice que los dientes se cortan sin desplazamiento (rueda no corregida). Al desplazar la cremallera a una distancia xm perpendicular al eje de la rueda, se pueden obtener dientes de diferentes anchos (Fig. 5.5).

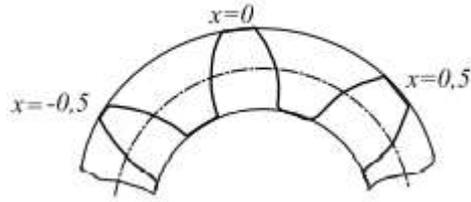


Figura 5.5. Corrección de los engranajes.

Los parámetros geométricos (Fig. 5.6) se calculan mediante las fórmulas:

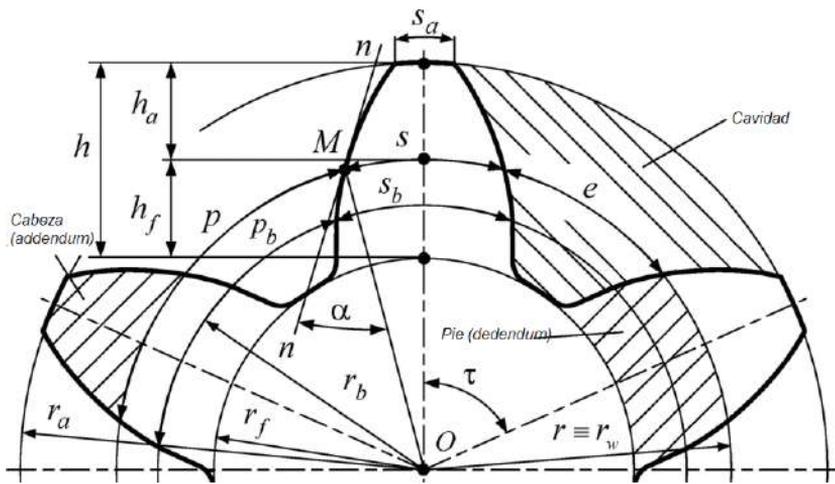


Figura 5.6. Parámetros geométricos de una rueda dentada envolvente.

- diámetro del círculo de paso

$$d = mz \tag{5.8}$$

- diámetro de la circunferencia principal (primitiva)

$$d_b = mz \cos \alpha \tag{5.9}$$

- paso en el círculo base

$$p_b = \frac{\pi d_b}{z} = \pi m \cos \alpha \tag{5.10}$$

- diámetro del círculo primitivo

$$d_f = mz - a(h_a^* + c^* - x)m \tag{5.11}$$

- diámetro del círculo de las puntas de los dientes

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 2c^*m,$$

$$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 2c^*m, \quad (5.12)$$

- espesor del diente a lo largo del círculo primitivo

$$s = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (5.13)$$

- distancia de centro a centro en engranajes sin desplazamiento

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (5.14)$$

en las transmisiones corregidas

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos a_w} \quad (5.16)$$

Las distancias de centro a centro están normalizadas y forman un rango: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; ... mm.

En el caso de las transmisiones no estándar, es admisible que la distancia entre ejes no se corresponda con el valor estándar.

Las relaciones de las dimensiones básicas para una rueda dentada normal con perfil evolvente se muestran en la tabla 5.1.

Parámetro	Designación	Fórmula
Módulo del diente	m	$m = p / \pi = d / z$
Altura del diente	h	$h = 2,25m$
Altura de la cabeza del diente	h_a	$h_a = m$
Altura del pie del diente	h_f	$h_f = 1,25m$
Diámetro del círculo primitivo	d	$d = mz$
Diámetro de la circunferencia de los salientes	d_a	$d_a = d + 2h_a = d + 2m$
Diámetro de la circunferencia de los huecos	d_f	$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$
Juego radial entre las ruedas de contacto Juego radial entre las ruedas de contacto	c	$c = 0,25m$
Distancia entre centros	a_w	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$
Paso de los dientes	p	$p = \pi m$
Grosor del diente	s_t	$s_t = 0,5p$
Ancho de las cavidades	e	$e = 0,5p$
Ancho de la corona dentada (longitud del diente)	b	$b \approx (6 \dots 8)m$

5.2 Características de los engranajes helicoidales (cilíndricos de dientes inclinados)

Para velocidades de eje medias y altas, se prefieren los engranajes rectos helicoidales. La inclinación de los dientes (Fig. 5.1 b) garantiza un funcionamiento más suave y una mayor transmisión de potencia en comparación con los engranajes rectos.

Los engranajes cilíndricos en los que los dientes están dispuestos en líneas helicoidales en el diámetro de paso se denominan engranajes helicoidales. Cuando se acciona un engranaje recto, los dientes no se engranan por completo como en un engranaje recto, sino gradualmente; la carga transmitida se distribuye entre varios dientes. El resultado es una mayor capacidad de carga en comparación con un engranaje recto, un funcionamiento más suave y un menor ruido.

Una rueda helicoidal cilíndrica puede representarse como el resultado del desplazamiento del contorno del diente k (Fig. 5.7 a) a lo largo de una línea helicoidal - hélice h . El paso de la hélice es varias veces mayor que el grosor de la rueda. Según la tecnología de corte de dientes, la herramienta de corte se desplaza a lo largo de la hélice h , eliminando de la pieza en bruto de la rueda el material de las cavidades. En este sentido, los parámetros iniciales del engranaje helicoidal son el módulo y el ángulo de engrane en la sección A-A, perpendicular a la trayectoria de la herramienta (véase la Fig. 5.7 b). Estos parámetros se denominan "normales". Tanto ellos como el ángulo del diente β y el número de dientes son especificados por el diseñador sobre la base de los cálculos cinemáticos y de resistencia de la transmisión.

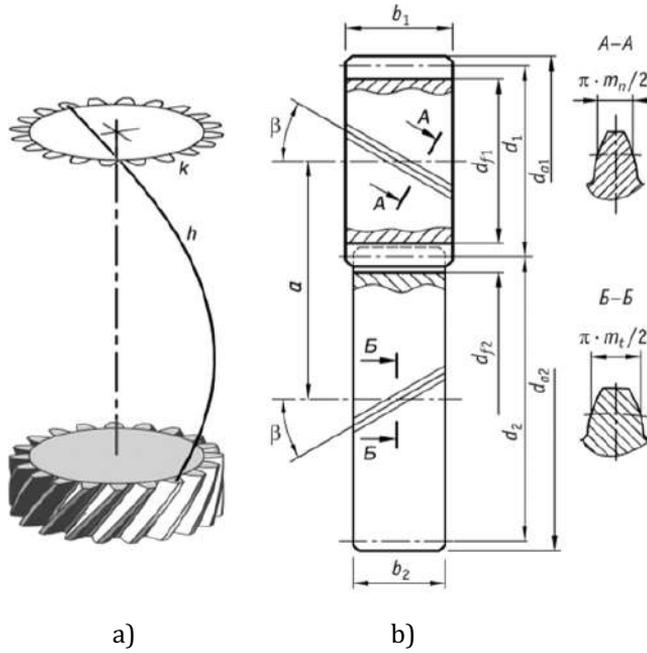


Figura 5.7. Diagrama esquemático de un engranaje helicoidal.

Con el aumento del ángulo de inclinación del diente (β) aumenta la suavidad de engrane y la capacidad de carga de la rueda dentada (Fig. 5.8), pero también aumenta la fuerza axial F_a , lo que no es deseable. Por lo tanto, en los engranajes helicoidales el ángulo $\beta = 7 \dots 20^\circ$.

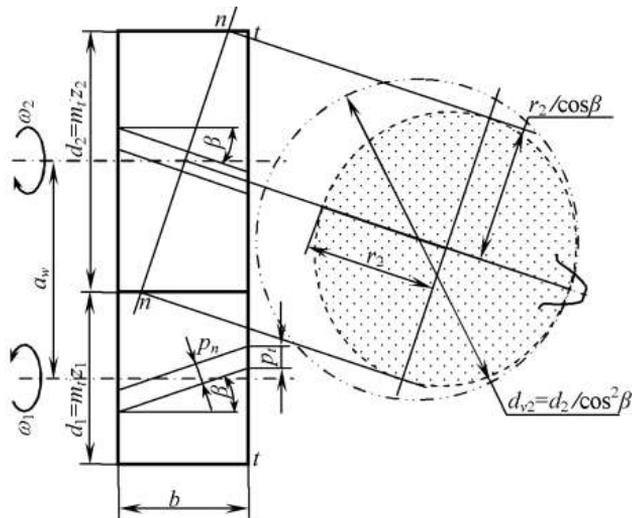


Figura 5.8. Engranaje helicoidal.

Las dimensiones geométricas básicas dependen del módulo y del número de dientes. En el cálculo de los engranajes helicoidales se tienen en cuenta dos pasos: el paso normal del diente p_n - en la sección normal, el paso circunferencial p_t - en la sección frontal (extremo del diente); en este caso

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} \quad (5.17)$$

Según los pasos, hay dos módulos de dientes:

$$m_t = \frac{d}{z} = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (5.18)$$

donde m_t y m_n son los módulos de diente circunferencial y normal.

El módulo m_n se toma como módulo de diseño y su valor debe ser el mismo que el módulo estándar. Esto se explica de la siguiente manera: para cortar dientes helicoidales se utiliza la misma herramienta que para los dientes rectos, pero con la correspondiente rotación de la herramienta respecto a la pieza en un ángulo β . Por lo tanto, el perfil de un diente helicoidal en sección normal es el mismo que el de un diente recto; por lo tanto, $m_n = m$.

Diámetros divisor e inicial

$$d = d_w = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (5.19)$$

Diámetros de las puntas de los dientes y de los valles

$$d_a = d + 2 m_n \quad (5.20)$$

$$d_f = d - 2,5 m_n \quad (5.21)$$

Distancia entre centros

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (5.22)$$

5.3 Esfuerzos en los engranajes cilíndricos de dientes rectos

Las fuerzas de interacción entre los dientes se determinan generalmente en el polo de engrane (Fig. 5.9). La carga distribuida a lo largo de las líneas de contacto en el acoplamiento se sustituye por una fuerza resultante F_n , que se dirige a lo largo de la línea de presión (contacto) NN. Las fuerzas de fricción en el mallado son despreciables, ya que son pequeñas. Para calcular los dientes, los ejes y los soportes, la fuerza F_n se descompone en sus componentes:

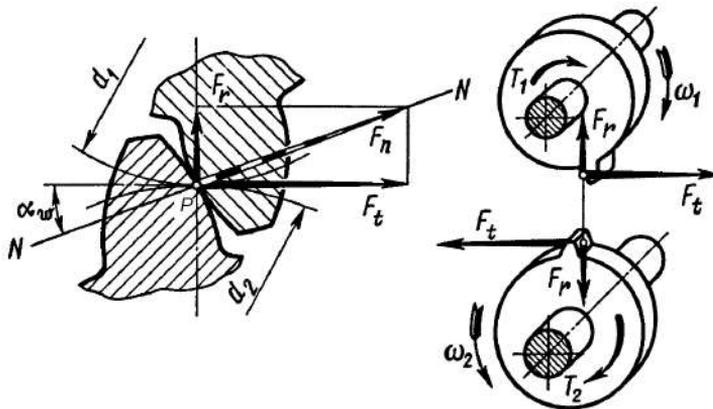


Figura 5.9. Fuerzas actuantes en los engranes cilíndricos rectos.

Fuerza circunferencial

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (5.23)$$

Fuerza radial

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \quad (5.24)$$

donde T_1 y T_2 son los pares en el piñón y la rueda; $\alpha_w = 20^\circ$ es el ángulo de engrane.

En la rueda conducida, el sentido de la fuerza F_t coincide con el sentido de giro; en la rueda motriz, es opuesta a él.

5.4 Esfuerzos en los engranajes cilíndricos de dientes inclinados

En un engranaje helicoidal, la fuerza normal F_n se dirige con un ángulo β hacia el extremo de la rueda (figura 3.16). Al descomponer F_n en sus componentes, obtenemos la fuerza circunferencial

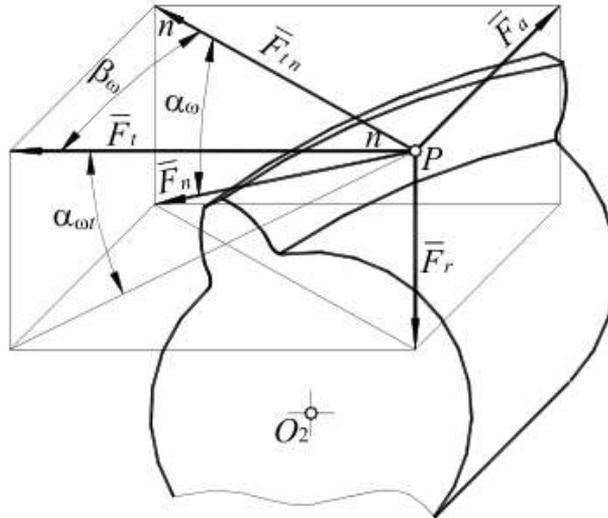


Figura 5.10. Fuerzas actuantes en los engranes cilíndricos con dientes inclinados (helicoidal).

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1} \quad (5.25)$$

Fuerza radial

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_w \quad (5.26)$$

Fuerza axial

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (5.27)$$

A la hora de determinar los sentidos de las fuerzas, hay que tener en cuenta el sentido de giro de las ruedas, el sentido de inclinación del diente (derecha o izquierda) y la finalidad funcional de la rueda (impulsada o motriz).

5.5 Trenes de engranajes

Un tren de engranes es cualquier conjunto de dos o más engranes acoplados, los trenes de engranaje pueden ser trenes de engranajes simples, trenes de engranajes compuestos, trenes de engranajes invertidos y trenes de engranajes epicicloidales.

5.5.1 Tren de engranajes simple

Quando sólo hay un engranaje en cada eje, como se muestra en la figura 5.11, se conoce como tren de engranajes simple. Los engranajes están representados por sus círculos de paso, rectángulos o conos o simplemente mediante líneas. Cuando la distancia entre los dos ejes es pequeña, los engranajes 1 y 2 se engranan entre sí para transmitir el movimiento de un eje a otro, como se muestra en la figura 5.11. Como el engranaje 1 acciona el engranaje 2, el engranaje 1 se llama conductor y el engranaje 2, conducido. Se puede observar que el movimiento del engranaje conducido es opuesto al movimiento del engranaje conductor.

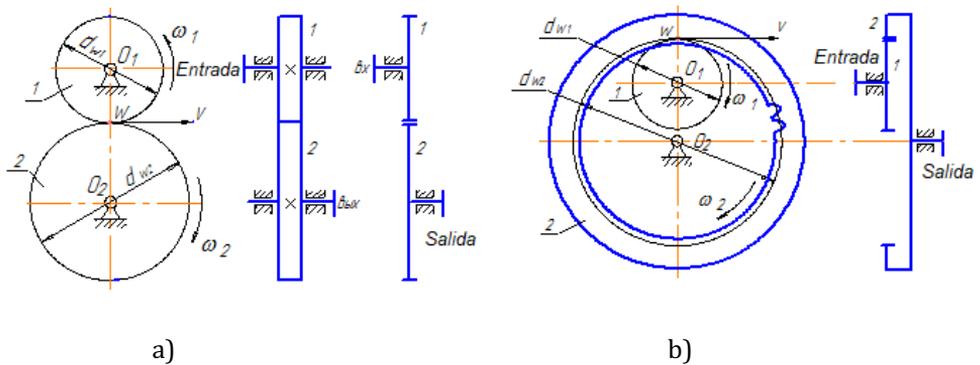


Figura 5.11. Trenes de engranajes simples.

La relación de transmisión se indica con la letra i con índices, por ejemplo, i_{12} . El índice inferior indica los eslabones de entrada y salida entre los que se considera la relación de transmisión. Según la ley básica del engranaje:

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{O_2W}{O_1W} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (5.28)$$

$$p_{w1} = p_{w2}, \frac{\pi d_{w1}}{z_1} = \frac{\pi d_{w2}}{z_2} \quad (5.29)$$

De donde obtenemos

$$\frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \text{ o simplemente } i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (5.30)$$

Donde:

w_1, w_2 - velocidades angulares;

z_1, z_2 - números de dientes de los engranajes con números 1 y 2.

El signo de la relación de transmisión indica el sentido de giro de la rueda de salida en relación con el sentido de giro de la rueda de entrada:

(+) - el sentido de giro de entrada y de salida es el mismo. Para un par de ruedas, el sentido de giro es el mismo para el engranaje interno (Fig. 5.11 b);

(-) - las ruedas giran en sentido contrario. Esto ocurre eb el engranaje externo (Fig. 5.11 a).

La relación de transmisión de un engranaje es igual a la inversa de del número de dientes de las ruedas que lo componen.

5.5.2 Tren de engranajes compuesto

Cuando hay más de un engranaje en un eje, como se muestra en la figura 5.12, se denomina tren de engranajes compuesto. los engranajes inactivos, en un tren de engranajes simple no afectan a la relación de velocidad del sistema. Pero estos engranajes son útiles para salvar el espacio entre el conductor y lo conducido.

Pero cuando la distancia entre el conductor y el conducido o el seguidor tiene que ser salvada por engranajes intermedios y al mismo tiempo se requiere una relación de transmisión grande (o mucho menor), entonces la ventaja de los engranajes intermedios se intensifica con la instalación de engranajes compuestos en el eje intermedio.

En la figura 5.12, cada eje intermedio tiene dos engranajes fijados rígidamente a él para que tengan la misma velocidad. Uno de estos dos engranajes engrana con el conductor y el otro con el conducido o seguidor unido al eje siguiente.

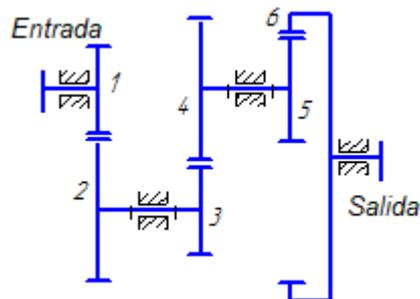


Figura 5.12. Tren de engranajes compuesto.

Escribimos las relaciones de transmisión de cada par de ruedas del mecanismo:

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = -\frac{z_2}{z_1}, i_{34} = \frac{w_3}{w_4} = -\frac{z_4}{z_3}, i_{56} = \frac{w_5}{w_6} = +\frac{z_6}{z_5} \quad (5.31)$$

Multiplicando las relaciones de transmisión obtenemos la relación de transmisión del tren de engranajes

$$i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{w_3}{w_4} \cdot \frac{w_5}{w_6} = \frac{w_1}{w_6} = i_{16} \quad (5.32)$$

La figura 5.12 muestra que las ruedas 2 y 3 están en el mismo eje y giran a la misma velocidad angular ($\omega_2 = \omega_3$), de forma similar $\omega_4 = \omega_5$. Por lo tanto, estos términos se reducen en la ecuación anterior.

Así, la relación de transmisión total de un mecanismo de varias etapas es igual al producto de las relaciones parciales de las etapas que componen el mecanismo:

$$i_{16} = \frac{w_1}{w_6} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \dots (-1)^m \quad (5.33)$$

En esta fórmula, "m" es el número de engranajes externos (si el número de engranajes externos es par, el signo es "+", es decir, las ruedas del lado de entrada y de salida giran en el mismo sentido; si es impar, el signo es "-". El número de engranajes internos no se tiene en cuenta, ya que el engranaje interno no cambia el sentido de giro).

En el ejemplo dado, $m=2$ (pares z_1, z_2 y z_3, z_4 ; el par z_5, z_6 es un par de engranajes internos) y, por tanto, las ruedas "1" y "6" giran en el mismo sentido.

5.5.3 Tren de engranajes invertido

Cuando los ejes del primer engranaje (es decir, el primer conductor) y el último engranaje (es decir, el último conducido o seguidor) son coaxiales, el tren de engranajes se conoce como tren de engranajes invertido, como se muestra en la figura 5.13.

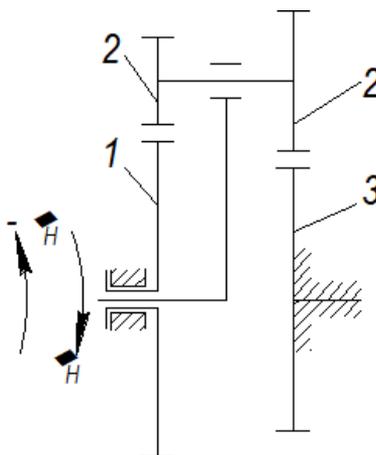


Figura 5.13. Tren de engranajes invertido.

Un tren de engranajes invertido de forma similar a un tren de engranajes compuesto se utiliza cuando se desean grandes cambios en la velocidad o la potencia de salida, pero el espacio para acomodar los engranajes es restringido.

Un tren de engranajes invertido es también un tren de engranajes compuesto, que tiene los ejes de entrada y salida en el mismo eje (Co-axial). Si estos dos engranes se montan en el mismo eje, uno de ellos debe ser montado suelto. Y también la distancia entre los centros de los dos engranes de cada par debe ser la misma.

La relación de transmisión de los engranajes se calcula de forma similar a la de un tren de engranajes compuesto.

5.5.4 Tren de engranajes epicicloidial

El engranaje epicicloidial también se denomina engranaje planetario. Es un sistema de engranajes que consta de uno o más engranes exteriores (engrane planetario) que giran en torno a uno central (engrane solar). El engrane planetario está montado en un brazo móvil (portador) que puede girar en relación con el engrane solar. Los sistemas de engranajes epicicloidiales también pueden incorporar el uso de una corona dentada exterior o anular, que engrana con los engranes planetarios.

La figura 5.14 muestra un ejemplo de engranaje epicicloidial. Se utiliza para aumentar la velocidad de salida. El portador del engranaje planetario es accionado por un par de entrada. El engrane solar proporciona el par de salida, mientras que la corona dentada es fija.

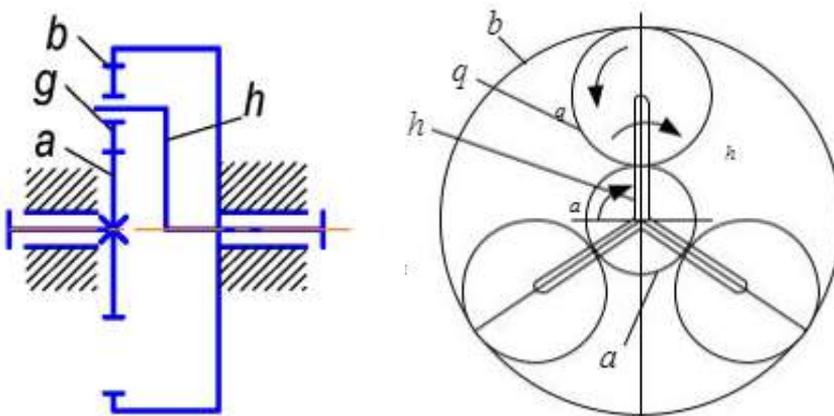


Figura 5.14. Tren de engranajes epicicloidal.

Los trenes de engranajes epicicloidales son útiles para transmitir relaciones de alta velocidad con engranajes de tamaño moderado en un espacio comparativamente menor. Los trenes de engranajes epicicloidales se utilizan en el engranaje trasero de los tornos, los engranajes diferenciales de los automóviles, los polipastos, los bloques de poleas, los relojes de pulsera, etc.

5.6 Materiales para engranajes

La elección de los materiales de los engranajes se debe a la necesidad de cumplir los requisitos de sus principales criterios de vida útil, es decir, la resistencia al contacto y a la flexión, así como la resistencia al agarrotamiento deben estar garantizadas. la rigidez a la flexión y la resistencia al aplastamiento, así como el uso previsto del engranaje y sus condiciones de funcionamiento.

En la fabricación de engranajes se utilizan los siguientes materiales básicos: aceros, fundición y plásticos.

Se utilizan aceros de diferentes grados para todas las potencia y engranajes de accionamientos de alta velocidad. Se dividen en dos grupos según la capacidad de carga.

1. **Aceros con dureza menor 350 HB.** tratamiento térmico - mejora o normalización.

El corte fino de los dientes de las ruedas a partir de dichos materiales se realiza después del tratamiento térmico, lo que permite obtener una alta precisión sin el uso de costosas operaciones de acabado (rectificado, lapeado, etc.). Se utiliza en engranajes con velocidades circunferenciales menores a 15 m/s, en engranajes internos y en algunos otros engranajes. Se recomienda que la dureza del piñón sea mayor que la de la rueda en al menos 10 a 15 HB para un mejor rodaje de los dientes. Este grupo incluye el carbono de alta calidad y de baja aleación de las siguientes clases: AISI 1020, AISI 1040, AISI 1050, etc.

2. **Aceros con dureza mayor a 350 H.** La elevada dureza de las capas superficiales de estos materiales, manteniendo el núcleo dúctil, se consigue mediante el endurecimiento superficial con tratamientos térmicos o químicos: endurecimiento superficial por corrientes de alta frecuencia (HF), carburación, nitruración, nitro carburación, etc. Los engranajes con esta dureza se cortan antes del tratamiento térmico y el acabado de los dientes (rectificado, etc.) se realiza después. Estos materiales se utilizan, por ejemplo, en velocidades circunferenciales mayores a 15 m/s, engranajes de transporte muy cargados, motores de aviones, etc. Este grupo de aceros incluye los aceros aleados de los grados AISI 4130, AISI 4140, AISI 4340 y algunos otros son muy utilizados.

Hierro fundido - se utiliza en la fabricación de engranajes de baja velocidad, de gran tamaño y abiertos. Los grados de hierro fundido clase 20, 30 y 40, así como hierro dúctil 60-40-18, entre otros. Los dientes de los engranajes de hierro fundido funcionan bien a bajas temperaturas. Son de bajo mantenimiento y pueden funcionar con poca lubricación. Tienen una reducida resistencia a la flexión, por eso las dimensiones de las ruedas de hierro fundido son considerablemente más grandes que las de acero.

Plásticos - utilizados en engranajes de alta velocidad y poca carga para que sean silenciosos o auto lubricados, o con alta resistencia química. Algunos ejemplos típicos son los árboles de levas en los motores de automoción, la maquinaria textil y las ruedas de los electrodomésticos. Los engranes de plástico necesitan ser emparejados con ruedas de acero o de hierro fundido debido a la baja conductividad térmica de los plásticos. Entre los plásticos más utilizados para las ruedas dentadas son nylon, poliéster, poli formaldehído, etc.

5.7 Fallos en engranajes

Al transmitir el par (Fig. 5.9), además de la fuerza normal F_n , actúa en el engranaje la fuerza de fricción F_r , asociada al deslizamiento. Bajo la influencia de estas fuerzas, el diente se encuentra en un complejo estado de tensión (figura 4.7). Hay dos tensiones principales que influyen decisivamente en su capacidad de servicio: la tensión de contacto σ_c y la tensión de flexión σ_f . Para cada diente σ_c y σ_f no son constantes, cambian en el tiempo, el tiempo de acción σ_f por una revolución de la rueda (t_1) es igual al tiempo de engrane de un diente (t_2). Las tensiones σ_c actúan durante un tiempo aún más corto. Este tiempo es igual al tiempo de permanencia de un punto de la superficie del diente en el proceso de engrane, teniendo en cuenta la zona de distribución de la tensión de contacto. Las tensiones alternas son la causa del fallo por fatiga del diente: rotura del diente por tensiones de flexión y picaduras superficiales por tensiones de contacto. El desgaste, interferencia y otros tipos de daños en las superficies de los dientes también están relacionados con las tensiones de contacto y la fricción en el engranaje.

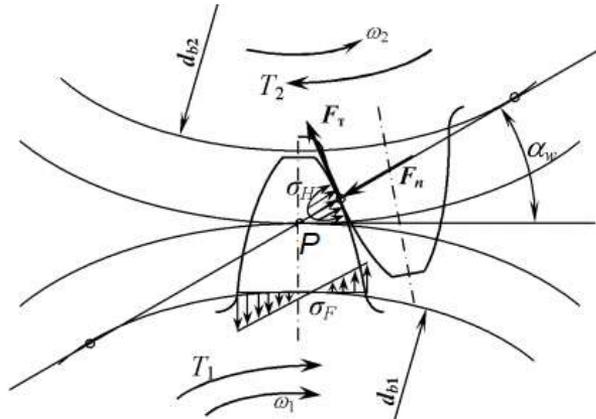


Figura 5.15. Fuerzas y tensiones en el engranaje.

La fractura del diente es el tipo de fallo más peligroso. Se produce por las tensiones alternas que se generan en los dientes durante la deformación por flexión. La fractura de los dientes puede producirse como resultado de elevadas sobrecargas de naturaleza estática y de impacto, así como de la fractura por fatiga debida a la alternancia de tensiones durante un largo período de tiempo. Las grietas por fatiga se producen en la base del diente debido a sobrecargas no consideradas. El sobreesfuerzo de los dientes puede provocar concentraciones de carga a lo largo de la longitud del diente debido a un montaje incorrecto (falta de paralelismo de los ejes), así como a causa del mecanizado rugoso de los flancos del diente, el atasco de los dientes cuando se calienta la rueda dentada y un juego lateral insuficiente. El astillamiento de las esquinas de los dientes debido a las concentraciones de carga es la causa más común.

Las picaduras por fatiga en los flancos de los dientes son el tipo de daño operativo más común en los engranajes cerrados. Se produce como resultado de la alternancia de tensiones de contacto en las capas superficiales del material. En los engranajes que trabajan con altas tensiones de contacto, principalmente en las bases de los dientes y la línea de los polos, aparecen micro fisuras en forma de abanico que se desarrollan de forma circular y se cierran, dando lugar al fenómeno de las picaduras. Las picaduras son estimuladas por la entrada de grasa en las grietas. La forma de cuña de la grieta hace que la presión del lubricante aumente en profundidad y alcance su valor máximo en el vértice de la grieta. El desgaste progresivo provoca la deformación del perfil y reduce la vida útil.

La abrasión de los dientes es el principal tipo de desgaste en los engranajes abiertos. El aspecto de la superficie es una serie de pequeñas rayas paralelas perpendiculares al eje de la rueda. El desgaste de la capa superficial, que tiene la mayor dureza, provoca un aumento de la tasa de desgaste. En el proceso de desgaste, el grosor del diente disminuye, las holguras en el engranaje aumentan y la involución de la sección de trabajo del perfil del diente se altera.

Si los dientes se desgastan más allá de la tolerancia permitida, los engranes se sustituyen o reparan por los siguientes métodos:

- a. Si sólo un lado de los dientes está desgastado, se gira la rueda dentada para trabajar el otro lado de los dientes. En el caso de las ruedas asimétricas, el buje se rebaja en un lado y se fija o suelda un manguito en el otro.
- b. Se corta la corona dentada, se fabrica un anillo que se presiona sobre el resto de la rueda y se fija, se rectifica la corona y se cortan los dientes.
- c. Los dientes se sueldan mediante soldadura de gas o de arco, utilizando plantillas de cobre con varillas de material adecuado, seguido de un mecanizado y tratamiento térmico. Para dientes poco profundos soldar como capa continua.
- d. En los engranajes de baja responsabilidad y velocidad, se fresa en la rueda una sección con un diente roto (forma rectangular o de "cola de milano") y el inserto se atornilla o suelda en la ranura resultante.
- e. Para sustituir uno de los engranes del bloque se le da un recocido (si es necesario) y se tornea, se fabrica y se presiona con un nuevo piñón que se fija con tornillos, pasadores, llave o soldadura.
- f. Si el orificio de la rueda está desgastado, se reconstruye taladrando y presionando un manguito de reparación en el orificio. También es posible recubrir el orificio y luego perforarlo.
- g. Si la cara del engranaje se aplanan, la rueda es escariada o rectificada en la cara.
- h. Las grietas en la llanta de las ruedas grandes se sueldan o se revisten por ambos lados y se fijan con tornillos. Si hay una grieta en el cubo, debe ser rectificado a una pequeña longitud para permitir que el anillo de reparación sea presionado en su lugar.

CAPÍTULO 6
Rodamientos

6. Rodamientos

6.1 Generalidades

Los rodamientos soportan los ejes giratorios. Se dividen en dos grandes grupos:

- a) cojinetes de deslizamiento,
- b) rodamientos.

Los soportes de los ejes en los que el rozamiento por deslizamiento se sustituye por el rozamiento por rodadura se denominan rodamientos.

Los rodamientos son actualmente el principal tipo de apoyo en las máquinas. Los rodamientos están normalizados. La producción mundial de rodamientos se mide en miles de millones de unidades al año. Los rodamientos se fabrican en una amplia gama de diseños con diámetros exteriores de 1 a 2 600 mm; diámetros de bolas de 0,35 a 203 mm y masas de 0,5 g a 3 500 kg.

Los rodamientos (Fig. 6.1) están formados por anillo exterior 1 e interior 4 con pistas de rodadura, elementos rodantes 2 (bolas o rodillos) que ruedan a lo largo de las pistas de rodadura de los anillos; una jaula 3 que separa o guía los rodillos.

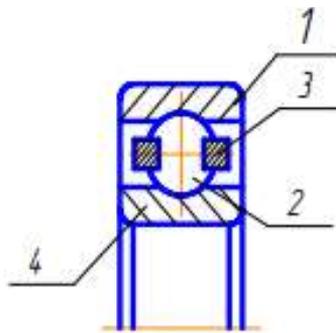


Figura 6.1. Principales partes de un rodamiento.

Las principales ventajas de los rodamientos sobre los cojinetes de deslizamiento son:

1. pérdidas por fricción significativamente menores y, por tanto, mayor eficiencia (hasta 0,995) y menor calentamiento;
2. el par de fricción inicial es 10...20 veces menor que el de los cojinetes lisos;

3. ahorro de materiales no ferrosos escasos;
4. dimensiones más pequeñas en dirección axial;
5. fácil mantenimiento y sustitución;
6. menor consumo de aceite;
7. bajo coste debido a la producción en serie de rodamientos estándar y a los costes de mantenimiento relativamente bajos, así como a la intercambiabilidad de los rodamientos, lo que simplifica la reparación de la maquinaria y los equipos.

Las desventajas de los rodamientos son:

1. idoneidad limitada para cargas muy altas y velocidades angulares elevadas;
2. inadecuado para cargas de choque y vibración elevadas debido a las altas tensiones de contacto y a la escasa capacidad de amortiguación de las vibraciones;
3. dimensiones mayores en sentido radial que las de los cojinetes de deslizamiento
4. Los rodamientos se clasifican según las siguientes características principales:
 - de acuerdo con la forma de los elementos rodantes - bola (Figura 6.2) y rodillo (Figura 6.3), y este último puede ser con rodillos: cilíndrico (a), en forma de aguja (b), en forma de barril (c), cónico (d) y algunos otros;
 - según el número de filas de elementos rodantes (Fig. 6.2) -bolas de fila única (a), bolas de dos filas (b) y múltiples filas (c);

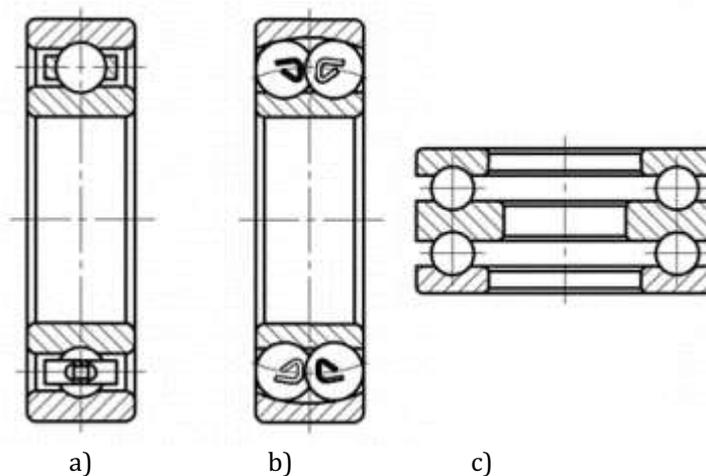


Figura 6.2. Principales tipos de rodamientos de bolas.

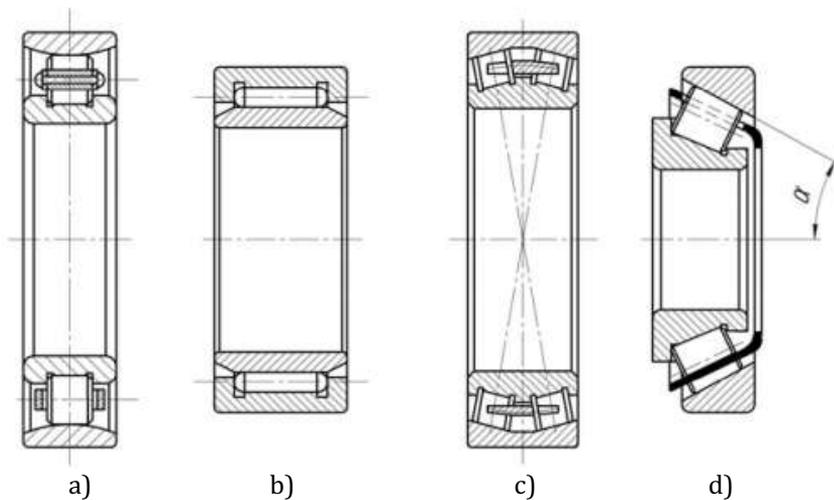


Figura 6.3. Principales tipos de rodamientos de rodillos.

Los rodamientos en el rango de diámetros 3. ... 10 mm están estandarizados cada 1 mm, hasta 20 mm - cada 2. ... 3 mm, hasta 110 mm - cada 5 mm, hasta 200 mm - cada 10 mm, hasta 500 mm - cada 20 mm, etc.

Los rodamientos se subdividen según la dirección de las cargas a las que pueden estar sometidos:

- radiales, diseñados para cargas puramente radiales; también son capaces de fijar ejes en dirección axial y pueden absorber pequeñas cargas axiales;
- rodamientos axiales- radiales (soportan cargas mixtas), diseñados para absorber cargas radiales y axiales;
- rodamientos axiales, diseñado para cargas axiales;

6.1.1 Sistema de designación de rodamientos

Para un mismo diámetro de muñón de eje, existen varias series de rodamientos, que difieren en los tamaños de los anillos y elementos rodantes y, en consecuencia, en la magnitud de las cargas soportadas.

Dentro de cada serie, los rodamientos de los mismos tipos son globalmente intercambiables. Los estándares especifican: número de rodamiento, dimensiones, peso, velocidad límite, carga estática y factor de servicio.

Por lo general, una designación básica contiene entre tres y cinco dígitos. El sistema de designación básica se muestra en la tabla 1. Las combinaciones de números y letras tienen el siguiente significado:

- El primer dígito, letra o combinación de letras identifica el tipo de rodamiento y alguna posible versión básica.
- Los siguientes dos dígitos identifican la serie de dimensiones ISO. El primer dígito indica la serie de ancho o altura (dimensiones B, T o H). El segundo dígito identifica la serie de diámetro (dimensión D).
- Los últimos dos dígitos de la designación básica identifican el código de tamaño del agujero del rodamiento. El código de tamaño multiplicado por 5 da como resultado el diámetro del agujero (d) en mm.

6.2 Distribución de la carga entre los cuerpos rodantes. *Tensiones y deformaciones en rodamientos*

Para determinar las tensiones de contacto en los rodamientos, utilizadas en el cálculo de su durabilidad, es necesario conocer la ley de distribución de cargas entre los cuerpos rodantes. Al resolver este problema estáticamente indefinido, se acepta que el rodamiento se fabrica perfectamente, no hay holguras, tensiones y fuerzas de fricción. Se descuidan las deformaciones propias de los anillos, los cuerpos rodantes, el eje y el cuerpo. Bajo la acción de la fuerza radial externa, los cuerpos rodantes se cargan de manera desigual. En la figura 6.4 muestra el patrón de distribución de fuerzas entre los cuerpos rodantes.

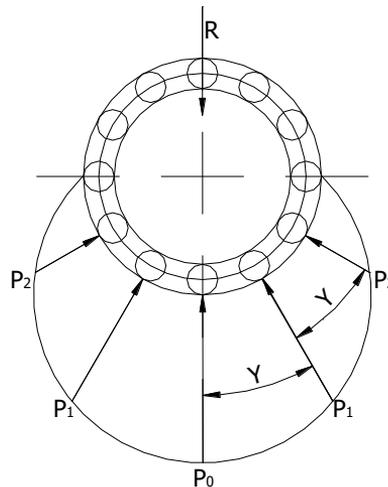


Figura 6.4. Cargas sobre los elementos de rodadura.

El problema de distribución de la carga sobre los cuerpos rodantes es estáticamente indeterminado y se resuelve en base a la compatibilidad de la deformación del sistema:

$$\bar{R} = \bar{P}_0 + 2\bar{P}_1 + 2\bar{P}_2 + \dots + 2\bar{P}_n \quad (6.1)$$

Para rodamiento de bolas:

$$P_1 = P_0 \cos \frac{3}{2} \gamma \quad (6.2)$$

$$P_2 = P_0 \cos \frac{3}{2} 2\gamma$$

$$\dots\dots\dots$$
$$P_n = P_0 \cos \frac{3}{2} n\gamma$$

Para rodamientos de rodillos:

$$P_1 = P_0 \cos \gamma \quad (6.3)$$

$$P_2 = P_0 \cos 2 \gamma$$

$$\dots\dots\dots$$
$$P_n = P_0 \cos n \gamma$$

De las consideraciones anteriores, podemos sacar conclusiones:

1. La carga es percibida únicamente por los cuerpos rodantes inferiores, mientras que los superiores y laterales no.
2. La mayor carga cae sobre la bola o rodillo central; la solución del problema muestra que lleva una carga 4 - 6 veces mayor que la media, la que ocurriría si todos los cuerpos rodantes percibieran la carga por igual.

6.3 Características de la cinemática de los rodamientos

Los rodamientos pueden verse como un conjunto de engranajes planetarios con dos opciones de transmisión:

1. el anillo interior gira,
2. el anillo exterior gira.

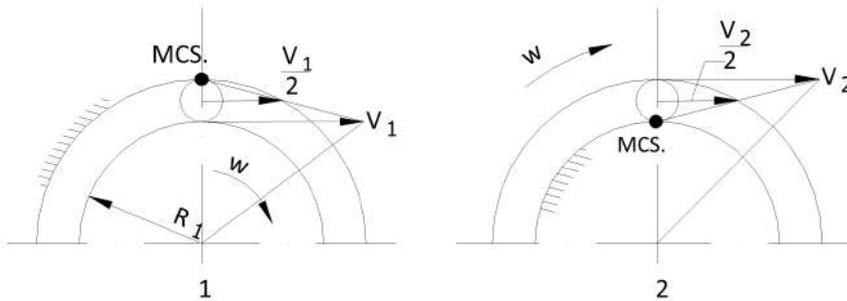


Figura 6.5. Cinemática del rodamiento.

El centro instantáneo de velocidades (MCS) se encuentra en el punto de contacto del cuerpo rodante con un anillo fijo, la construcción de los planos de velocidad muestra que a velocidades angulares iguales ω :

$$\frac{V_2}{2} > \frac{V_1}{2}, \text{ Ya que } V_2 = \omega R_2; V_1 = \omega R_1; R_2 > R_1 \quad (6.4)$$

Donde:

MCS - centro instantáneo de velocidades.

ω - velocidad angular.

R - radio del rodamiento.

v - velocidad tangencial.

Esto significa que la velocidad del centro del elemento rodante (jaula) y por lo tanto la velocidad angular del elemento rodante en el segundo caso es mayor que en el primero, y por lo tanto el desgaste de todos los elementos del rodamiento es mayor. Este hecho se tiene en cuenta mediante un factor especial en la fórmula de cálculo de los rodamientos.

6.4 Cálculo (selección) de rodamientos

Cálculo estático: sólo para rodamientos con menos de diez revoluciones por minuto, por ejemplo, rodamientos de grúas, ganchos de elevación, etc.

$$R < C_0$$

Donde:

R - Carga en el rodamiento, se entiende que la carga es radial para los rodamientos radiales y axial para los rodamientos axiales y axiales-radiales;

C_0 - capacidad de carga estática admisible del rodamiento (según los catálogos de rodamientos).

Cálculo de vida útil (capacidad de carga dinámica) es el cálculo básico.

C - la capacidad de carga dinámica de la placa del rodamiento (catálogos de rodamientos) es la carga constante que el rodamiento puede soportar durante un millón de revoluciones sin mostrar signos de fatiga.

La capacidad de carga dinámica y la vida útil del rodamiento L (en millones de revoluciones) están relacionadas por la fórmula empírica

$$L = (C/P)^p \quad (6.5)$$

donde P es la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento (véase más adelante), $p = 3$ para los rodamientos de bolas y $p = 3,33$ para los de rodillos.

Duración de los rodamientos en horas de funcionamiento

$$L_h = 10^6 L / (60n) \quad (6.6)$$

donde n es la velocidad del rodamiento (rpm).

Carga dinámica equivalente para rodamientos radiales y de empuje radial (soportan cargas mixtas):

$$P = (XVF_r + YF_a)K_bK_T \quad (6.7)$$

Donde:

F_r - es la carga radial sobre el soporte;

F_a - carga axial sobre el soporte;

V - coeficiente según el anillo que gira: si es interno - $V = 1$; si es externo $V = 1,2$.

X e Y - coeficientes tabulados que caracterizan la capacidad de un determinado tipo de rodamiento para absorber cargas radiales y axiales (seleccionados de los catálogos de rodamientos).

K_b - factor de seguridad en función de la naturaleza de la carga percibida y del grado de responsabilidad del mecanismo en la máquina (carga poco variable $K_b = 1$, choques moderados $K_b = 1,3...1,5$, con choques fuertes (golpes) $K_b = 2,5...3$);

K_T - coeficiente de temperatura de tablas, para temperaturas hasta 100°C $K_T = 1$, para $t = 125...250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05...1,4$ respectivamente.

En la tabla 6.1, los valores de X e Y son diferentes según la relación $\frac{F_a}{V F_r}$. Esto se explica por el hecho de que, hasta ciertos límites, iguales a la relación e , la carga axial adicional no empeora las condiciones del rodamiento. Reduce el juego radial en el rodamiento e iguala la distribución de la carga (incluyendo radial) sobre los elementos rodantes.

Tabla 6.1. Factores de carga radial y de empuje.

Tipo de rodamiento	α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		e
			X	y	X	y	
Rodamiento radial de bolas de una sola fila	0	0,014	1	0	0,56	2301,99	0,19
		0,028				1711,55	0,22
		0,056				1451,31	0,26
		0,084				1151,04	0,28
		0,11				1,00	0,30
		0,17					0,34
		0,28					0,38
		0,42					0,42
		0,56					0,44
Rodamiento radial de bolas empuje una sola fila	1	0,014	1	0	0,45	1811,62	0,30
	2	0,029				1461,34	0,34
		0,057				1221,13	0,37
		0,086				1141,01	0,41
		0,11				1,00	0,45
		0,17					0,48
		0,29					0,52
		0,43					0,54
		0,57					0,54

Para cálculos prácticos, en los que se da la vida del rodamiento en horas, la capacidad de carga dinámica requerida se determina a partir de la siguiente expresión:

$$C = \sqrt[p]{L_h 60n / 10^6} \quad (6.8)$$

Para una carga variable, que viene dada por el gráfico promediado (Fig. 6.6), se determina la carga dinámica equivalente reducida:

$$P_{eq} = \sum \left(P_i^{3,33} \frac{n_i L_{hi}}{n L_h} \right)^{0,3} \quad (6.9)$$

Por ejemplo, para el gráfico mostrado en la figura 6.6:

$$P_{eq} = \left(P_1^{3,33} \frac{n_1}{n_{max} \frac{L_{h1}}{L_h}} \frac{n_2}{n_{max} \frac{L_{h2}}{L_h}} \frac{n_3}{n_{max} \frac{L_{h3}}{L_h}} \right)^{0,3} \quad (6.10)$$

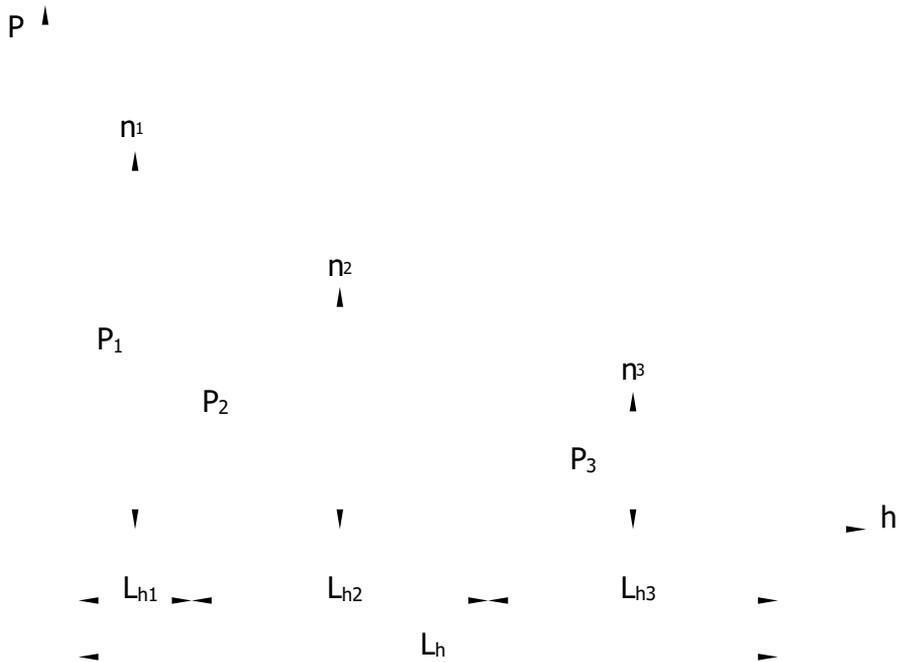


Figura 6.6. Gráfico de carga variable promediada.

En la figura 6.6: P_i , n_i , L_{hi} son la carga, la velocidad y la durabilidad en el i -ésimo paso del gráfico.

Las fuerzas centrífugas de inercia que actúan en los rodamientos se definen mediante la conocida ecuación $J_u = mR\omega^2$. A velocidades angulares bajas y medias no son muy grandes, pero aumentan fuertemente a velocidades angulares altas y ultra altas, convirtiéndose en las principales cargas que determinan el número límite de revoluciones de este tipo de rodamientos.

En el caso de los rodamientos de bolas de empuje, las fuerzas centrífugas suponen un mayor peligro que en otros tipos, contribuyendo al desgaste de la jaula.

La selección de los rodamientos usando los catálogos de los fabricantes se realiza a partir de su capacidad de carga y dimensiones, en la tabla 6.1 se muestra una pequeña selección de la amplia nomenclatura de rodamientos existentes según ISO 15:2017 [20].

Tabla 6.1. Dimensiones de los rodamientos de bolas radiales (Extracto) [21].

Designación	Dimensión interna (mm)	Dimensión externa (mm)	Ancho (mm)	Masa (kg)
6005	25	47	12	0,08
6205	25	52	15	0,12
6305	25	62	17	0,23
6405	25	80	21	0,53
6805	25	37	7	0,022
6905	25	42	9	0,042
16005	25	47	8	0,05
6006	30	55	13	0,11
6206	30	62	16	0,2
6306	30	72	19	0,33
6406	30	90	23	0,72
6806	30	42	7	0,027
6906	30	47	9	0,049
16006	30	55	9	0,08
6007	35	62	14	0,15
6207	35	72	17	0,28
6307	35	80	21	0,44
6407	35	100	25	0,95
6807	35	47	7	0,031
6907	35	55	10	0,086
16007	35	62	9	0,11
6008	40	68	15	0,19
6208	40	80	18	0,3
6308	40	90	23	0,62
6408	40	110	27	1,22
6808	40	52	7	0,035
6908	40	62	12	0,11
16008	40	68	9	0,12
6009	45	75	16	0,24
6209	45	85	19	0,4
6309	45	100	25	0,82
6409	45	120	29	1,54
6809	45	58	7	0,043
6909	45	68	12	0,15
16009	45	75	10	0,17
6010	50	80	16	0,26
6210	50	90	20	0,4

6310	50	110	27	1
6410	50	130	31	1,89
6810	50	65	7	0,057
6910	50	72	12	0,18
16010	50	80	10	0,188

Selección del tipo de rodamiento. La elección del rodamiento depende del uso previsto, la dirección y la magnitud de la carga, la velocidad angular, el modo de funcionamiento, el coste del rodamiento y las características de montaje. A la hora de seleccionar el tipo de rodamiento, es aconsejable considerar en primer lugar los rodamientos rígidos de una hilera de bolas, ya que son los más baratos y fáciles de utilizar. La elección de otros tipos de rodamientos debe estar justificada.

Para bajas cargas y altas velocidades, se utilizan rodamientos de una hilera de bolas de la serie ligera. Los rodamientos de las series más pesadas tienen una mayor capacidad de carga, pero una menor velocidad angular admisible. En el caso de cargas radiales y axiales simultáneas, se averigua si un solo rodamiento es suficiente o si cada una de las cargas debe ser soportada por rodamientos separados.

Los rodamientos de dos hileras de rodillos son preferibles para cargas de impacto o alternas con elevadas cargas máximas de corta duración. Tenga en cuenta que los rodamientos de bolas son menos exigentes de lubricar que los de rodillos.

6.5 Métodos de instalación de rodamientos

Los cojinetes de los soportes del eje deben montarse de forma que el eje pueda fijarse axialmente según las necesidades. Los apoyos se dividen en apoyos fijos y flotantes según su capacidad de bloquear la posición axial del eje.

Los apoyos flotantes permiten el movimiento axial del eje en cualquier dirección para compensar el elongamiento térmico. Sólo soportan la fuerza radial. Los rodamientos radiales de bolas (Fig. 6.2, a) y de rodillos (Fig. 6.3, a) se utilizan como cojinetes flotantes.

Los apoyos fijos limitan el movimiento axial del eje en una o ambas direcciones. Absorben las fuerzas radiales y axiales. Como apoyos fijos se utilizan los rodamientos radiales a bolas, los rodamientos a bolas de empuje radial y los rodamientos de rodillos cónicos (Fig. 6.3, c, d).

Existen dos disposiciones básicas de apoyos en cuanto a la combinación de soportes de ejes flotantes y fijos:

- un soporte se bloquea y el otro es flotante;
- ambos apoyos son de bloqueo, y cada uno de ellos asegura el eje en una dirección.

En la primera disposición de rodamientos (Figura 6.7, a) el apoyo fijo limita el movimiento del eje en ambas direcciones. El rodamiento del apoyo fijo está rígidamente fijado en la dirección axial, tanto en el eje como en la carcasa (cuerpo). En el apoyo flotante, el anillo interior del rodamiento está fijado rígidamente al eje y el anillo exterior es libre de moverse en el alojamiento a lo largo del eje. Esta disposición de rodamientos se utiliza en diseños para cualquier distancia entre rodamientos, pero principalmente para ejes relativamente largos ($l/d = 10...12$). Se utiliza ampliamente para la instalación de ejes de engranajes rectos en cajas de cambios, reductores y otras unidades. La principal desventaja de este esquema es la baja rigidez del eje.

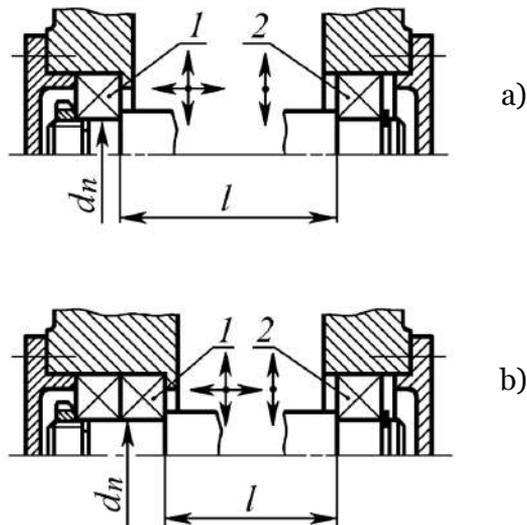


Figura 6.7. Esquema de fijación axial del eje con un rodamiento fijo 1 y un rodamiento flotante 2:

a - un rodamiento radial; b - dos rodamientos.

La rigidez del eje puede mejorarse utilizando dos rodamientos en el soporte de fijación (Fig. 6.7, b), cuyo ajuste minimiza la desalineación radial y axial del eje. Este diseño se utiliza para ejes de engranajes cónicos y helicoidales que requieren una fijación axial precisa.

El segundo esquema contiene dos opciones para el montaje de los rodamientos: "encerrando o bloqueo del eje" (Fig. 6.8, a) y "extendido o eje libre" (Fig. 6.8, b). Este esquema se utiliza con ciertas restricciones en la distancia entre los apoyos, porque las holguras en los rodamientos cambian debido al calentamiento durante el funcionamiento. Cuando se calientan los rodamientos, las holguras disminuyen y la longitud del eje aumenta.

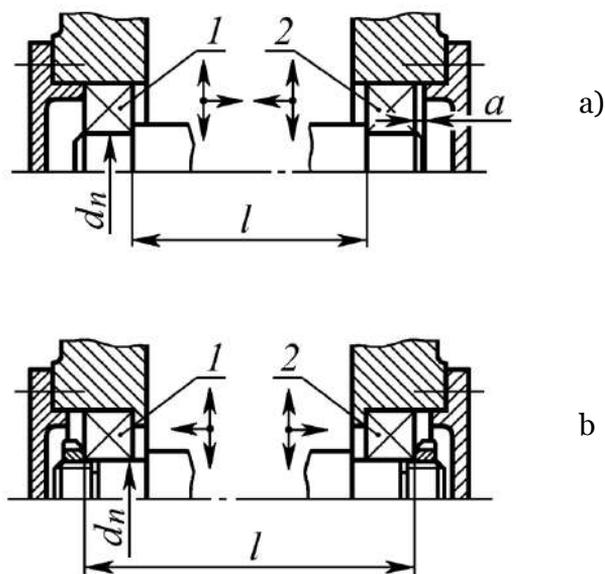


Figura 6.8. Esquema de la fijación del eje axial con dos soportes de fijación 1 y 2:

a - variante de "bloqueo del eje" b - variante de "eje libre".

En la versión "encerrando", debe preverse un juego axial a para que el eje no se atasque en los soportes. La holgura debe ser ligeramente superior a la deformación térmica prevista del eje. Se sabe por la experiencia de funcionamiento que en las unidades con rodamientos rígidos de bolas el juego $a = 0,2 \dots 0,5$ mm. Dado que los rodamientos de contacto angular son más sensibles a las variaciones de los juegos axiales, la relación entre los valores l y d no debe superar $l/d = 6$ a 8 . Los valores más pequeños se aplican a los rodamientos de rodillos de contacto angular, los valores más grandes a los rodamientos de bolas de contacto angular.

La disposición de los rodamientos "encerrando" es el diseño más sencillo: el orificio de la carcasa se perfora sin una hendidura; el número de piezas de la unidad se reduce; la instalación y el ajuste son sencillos y directos. Se utiliza mucho para ejes relativamente cortos.

Cuando el eje se instala "extendido", la probabilidad de que los rodamientos se atasquen debido a la deformación térmica del eje es menor, ya que el juego axial en los rodamientos aumenta a medida que aumenta la longitud del eje en este caso. La distancia entre los rodamientos puede ser ligeramente mayor para los soportes de eje que para el diseño " espaciado ": $l/d = 8$ a 10 .

Los valores más pequeños se aplican a los rodamientos de rodillos de contacto angular, los valores más grandes a los rodamientos de bolas de contacto angular. Los ejes más largos no deben utilizarse con el método de "eje libre", ya que las deformaciones térmicas del eje pueden dar lugar a grandes holguras axiales que son inadmisibles para los rodamientos de contacto angular. En algunos casos se utilizan los llamados "ejes flotantes", en los que ambos rodamientos son flotantes. En este caso, la fijación axial del eje no está en los rodamientos, sino, por ejemplo, en los dientes de las ruedas chevron (doble helicoidal).

CAPÍTULO 7
*Ejes, arboles, bandas transportadoras y conjuntos
de máquinas*

7. Ejes, arboles, bandas transportadoras y conjuntos de máquinas

Las ruedas dentadas, poleas, engranes, etc. están montados sobre piezas alargadas especiales de sección circular. Entre estas piezas se encuentran los ejes y las flechas (arboles).

Un eje es una pieza que sirve para sujetar las ruedas y centrar su rotación. Un árbol es un eje que transmite el par motor, en este texto se denominarán ejes a ambos.

La forma del eje viene determinada por la distribución de los momentos de flexión y torsión a lo largo de su longitud. Un eje correctamente diseñado es una viga de igual resistencia.

Los ejes giran y, por tanto, experimentan cargas, tensiones y deformaciones alternas. Por lo tanto, las averías de los ejes y de las flechas son de naturaleza de fatiga.

Las secciones de apoyo de los ejes se denominan muñones. Los muñones ubicados en los extremos de los ejes se denominan puntas. Los muñones de los ejes que funcionan en cojinetes deslizantes son, en la mayoría de los casos, cilíndricos con un resalto para fijar en la dirección axial (Fig. 7.1, a). Para fijar el anillo interior del rodamiento en el eje se usa una tuerca (Figura 7.1, b) o un anillo de retención instalado en la ranura anular (Figura 7.1, c).

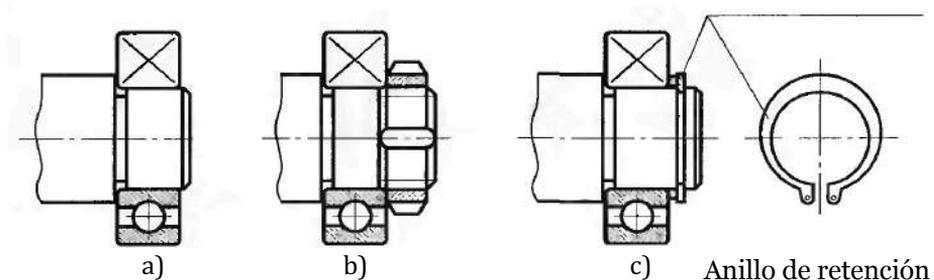


Figura 7.1. Muñones de los ejes para rodamientos.

Para que un eje o una flecha sean reparables, es necesario asegurar:

- resistencia volumétrica (capacidad de resistir a la flexión y torsión M y T);
- resistencia de la superficie (especialmente en las uniones con otras piezas);
- rigidez a la flexión;
- rigidez torsional (especialmente para los ejes largos).

Todos los ejes deben estar diseñados para la resistencia volumétrica.

A la hora de diseñar un eje, hay que tener mucho cuidado en seleccionar la forma correcta del mismo para evitar concentraciones de tensión en las transiciones que podrían provocar fallos por fatiga. Para ello, debe evitarse lo siguiente:

- a) transiciones seccionales bruscas;
- b) surcos y pequeños radios de curvatura;
- c) aberturas no circulares;
- d) acabado superficial rugoso.

Para evaluar la elección correcta de la geometría del eje, se utiliza una analogía hidráulica que dice: "Si el contorno de una pieza se representa como una tubería por la que fluye un líquido, allí donde el flujo sea turbulento, habrá una concentración de tensiones".

Pequeñas concentraciones de tensiones son causadas por chaflanes de radio constante (Fig. 7.2, a, b); es deseable que R sea mayor que $0,1 d$ (d es el diámetro del eje). En las zonas muy cargadas de los ejes se utilizan chaflanes de radio de curvatura variable R (Fig. 7.2, c). La forma óptima de los filetes o chaflanes aumenta un 10% la resistencia a la fatiga de los ejes. Tecnológicamente, la forma más sencilla de transición es una ranura (Fig. 7.2, d) con un ancho de 3 a 5 mm y una profundidad de 0,25 o 0,5 mm (según el diámetro del eje) para la salida de la muela de rectificado. El aumento de la resistencia de las zonas de transición también se garantiza mediante la deformación plástica de la superficie (laminado, granallado) o mediante un tratamiento térmico o químico-térmico.

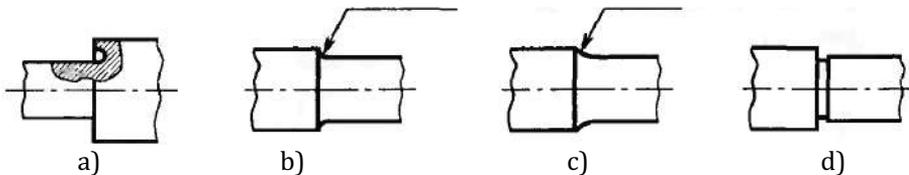


Figura 7.2. Tramos de transición de los ejes.

Los patrones de carga de los ejes y de los árboles dependen del número y la ubicación de las piezas giratorias y de la dirección de las fuerzas que actúan sobre ellos. En el caso de la carga compleja, se seleccionan dos planos ortogonales (por ejemplo, frontal y horizontal) y se considera el diagrama en cada plano. Por supuesto, no se calculan estructuras reales, sino modelos de cálculo simplificados que representan vigas sobre soportes articulados, vigas con empotramientos o incluso problemas estáticamente indeterminados.

En el esquema de cálculo, los ejes se consideran como barras rectas que descansan sobre cojinetes articulados. A la hora de seleccionar el tipo de soporte, se supone que las deformaciones del eje son pequeñas y, si el rodamiento permite al menos un pequeño movimiento de inclinación o de desplazamiento del muñón, se considera una rótula o un cojinete esférico. Los cojinetes de deslizamiento y rodadura que soportan simultáneamente fuerzas radiales y axiales se consideran soportes articulados y rígidos, mientras que los cojinetes que sólo soportan fuerzas radiales se consideran soportes articulados móviles.

Estos problemas son bien conocidos por los estudiantes de los cursos de mecánica teórica (estática) y resistencia de materiales.

7.1 Uniones de árboles a poleas y ruedas

Cuando se diseñan accionamientos compuestos por engranajes, tornillos sin fin, ruedas dentadas de cadena, poleas de correa, casquillos distanciadores, cojinetes, hay que asegurarse de que se instalan con precisión en los ejes, de que el par se transmite al eje o en sentido contrario. Las ruedas dentadas, las poleas y los piñones deben estar montados con precisión en los ejes y la posición axial de los engranajes o de los tornillos sin fin y las holguras de los rodamientos deben ser ajustables.

Se utilizan varias conexiones rígidas para transferir la rotación del eje al cubo de una rueda dentada, una polea y otras piezas coaxiales. Los principales tipos de conectores rígidos son:

- clavijas;
- chavetas;
- estrías;
- conexiones con bridas.

Los elementos de las conexiones rígidas trabajan a cortante, a flexión y a pandeo.

7.1.1 Uniones por pines o pasadores

Se forman taladrando las piezas a unir e insertando pasadores especiales cilíndricos o cónicos en el agujero con un ajuste de interferencia.

Las uniones están diseñadas para un enclavamiento preciso de las piezas, así como para la transferencia de pequeñas cargas.

Los pasadores son varillas cilíndricas (Fig. 7.3 a) o cónicas (Fig. 7.3 b) diseñadas para fijar la posición relativa de las piezas a sujetar, como elementos de fijación y para transmitir pequeñas fuerzas y momentos transversales

(principalmente en instrumentación). Las clavijas también se utilizan como componentes destructibles en los circuitos de transmisión de energía, para evitar la sobrecarga de los componentes.

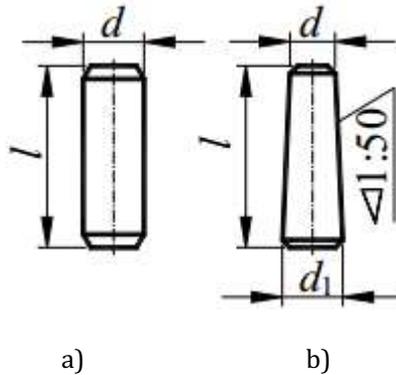


Figura 7.3. Pines o pasadores.

Al fijar las ruedas al eje, los pasadores transmiten tanto el par como las fuerzas axiales.

Ventajas de las conexiones con clavijas:

- diseño sencillo;
- fácil montaje y desmontaje;
- alineación precisa de las piezas gracias al ajuste de interferencia;
- actúa como dispositivo de seguridad, especialmente cuando las ruedas están montadas sobre un eje.

Una desventaja de las conexiones con clavos es que las piezas a unir se aflojan por el agujero.

Los pasadores, al igual que los remaches, actúan contra el cizallamiento y el aplastamiento. Los cálculos correspondientes suelen realizarse como verificación

$$\tau_{ciz} = \frac{8M_{torsor}}{\pi d_{eje}^2 d_{pasador}} \leq [\tau]_{perm} \quad (7.1)$$

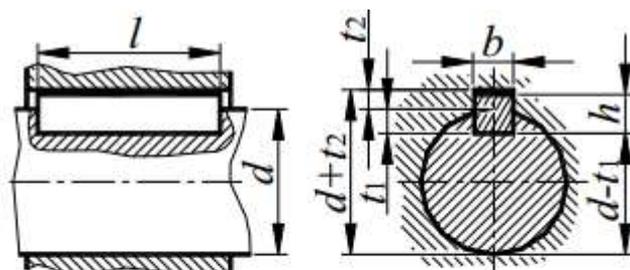
$$\sigma_{flex} = \frac{2M_{torsor}}{d_{eje} d_{pasador} (D_{bujete} - d_{eje})} \leq [\sigma]_{perm}. \quad (7.2)$$

7.1.2 Uniones por chavetas

Las uniones con chaveta se utilizan para transmitir el par de torsión. Se utilizan para cargas ligeras, cuando las conexiones pueden ser fijas o móviles a lo largo del eje, tensadas (con chavetas de cuña y tangenciales) o no tensadas (con prisma La conexión también puede ser tensada (chavetas de cuña y tangenciales) o no tensada (chavetas de cuña y segmentadas).

Chavetas prismáticas (Fig. 7.4) (Tabla 7.1) son de los tres siguientes tipos:

- ordinarias y altas, que se utilizan para conexiones fijas de cubos con ejes;
- guías con fijación en los ejes, utilizadas cuando los cubos deben poder moverse a lo largo de los ejes;
- conjuntos deslizantes, conectado al cubo por una protuberancia (dedo) de forma cilíndrica y moviéndose a lo largo del eje junto con el cubo.



Diseños de chavetas prismáticas

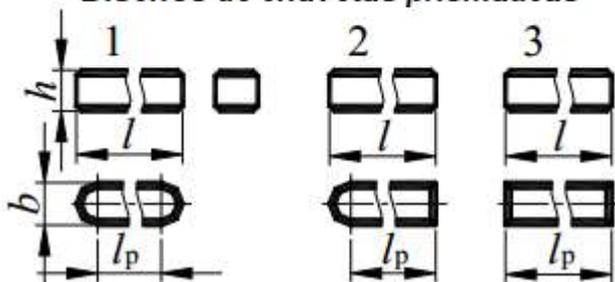


Figura 7.4. Chavetas prismáticas (paralelas).

Las chavetas prismáticas (a, b) encajan firmemente en la ranura fresada para ellas en el eje (a - para una fresa de dedos, b - para una fresa de disco). Las chavetas Woodruff o de disco (Fig. 7.5) son fáciles de fabricar (rectificando medios discos estampados en una mesa magnética). Para ello se utilizan cortadoras de disco especiales.

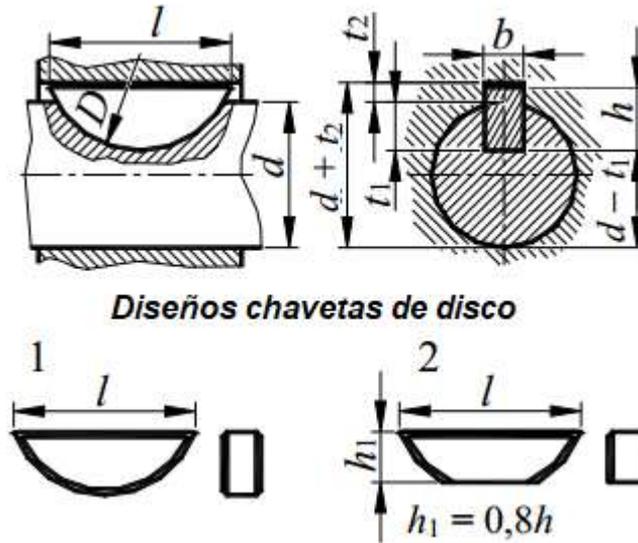


Figura 7.5. Chavetas de disco (lengüetas redondas).

En los acoplamientos con chaveta tensada, hay una interferencia radial debido a la chaveta en forma de cuña que absorbe una parte importante de la fuerza circunferencial. Sin embargo, crean una desalineación del cubo con el eje del árbol que provoca un desequilibrio en las piezas giratorias. Por ello, hoy en día se utilizan relativamente poco y no se emplean en absoluto en la ingeniería de precisión.

Las chavetas prismáticas y de segmento están normalizadas y se seleccionan según las normas DIN 6885 [22], 6887 [23] y 6888 [24] de acuerdo con el diámetro del eje. Se calcula la longitud de la chaveta. La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de dicha chaveta deberá ser, como mínimo, igual a 1,5 veces el diámetro del eje. Los chaveteros de eje y rueda deberán tener bordes redondeados (en todos los sentidos) para evitar la formación de grietas y posteriores roturas.

Cálculo de uniones con chaveta no tensadas

Para simplificar el cálculo, se supone un diagrama de distribución de cargas uniforme para la superficie lateral de la chaveta (aunque en la realidad no es uniforme).

La chaveta se calcula para el pandeo y el cizallamiento a partir de la fuerza circunferencial que actúa sobre el diámetro del eje

$$\sigma_c = \frac{P}{\frac{h}{2}t} \leq [\sigma]_c \quad (7.3)$$

$$\tau = \frac{P}{bl} \leq [\tau] \quad (7.4)$$

$$P = \frac{3M_K}{d} \quad (7.5)$$

Donde:

h, b, l son la altura, el ancho y la longitud de la chaveta;

$[\sigma]$, $[\tau]$ - tensiones de corte y cizallamiento admisibles (según tablas).

La longitud de la chaveta se selecciona en función del estado de tensión más peligroso.

Tabla 7.1. Dimensiones de las chavetas prismáticas [25].

Diámetro del eje, mm	Dimensiones, mm				Radio de la ranura r o bisel $S \times 45^\circ$	
	Sección transversal chaveta		Profundidad de la ranura			
	b	h	eje t_1	casquillo t_2	mínimo	máximo
6 - 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16
8 - 10	3	3	1,8	1,4		
10 - 12	4	4	2,5	1,8		
12 - 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
17 - 22	6	6	3,5	2,8		
22 - 30	8	7	4	3,3		
30 - 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
38 - 44	12	8	5	3,3		
44 - 50	14	9	5,5	3,8		
50 - 58	16	10	6	4,3		
58 - 65	18	11	7	4,4		
65 - 75	20	12	7,5	4,9		
75 - 85	22	14	9	5,4	0,4	0,6
85 - 95	25	14	9	5,4		
95 - 110	28	16	10	6,4		
110 - 130	32	18	11	7,4		

La chaveta segmentada (Fig. 7.6) (Tabla 7.2) se caracteriza por su firme fijación en la ranura del eje. Así se evita que se retuerza, se deforme o se gire. Las chavetas de disco se utilizan con bastante frecuencia en muchos componentes de la ingeniería mecánica y otras aplicaciones industriales. También desempeñan un papel importante en diversas herramientas y máquinas eléctricas. También son muy demandados porque proporcionan una mayor vida útil. Esto se debe a que estas chavetas están más asentadas en las ranuras, lo que refuerza la conexión de las piezas. También hay que tener en cuenta que la preparación de las ranuras en los ejes para este tipo de fijaciones es bastante sencilla, por lo que no es cara.

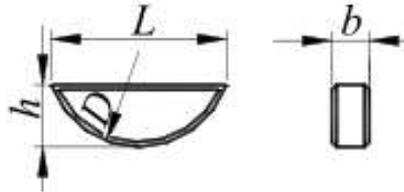


Figura 7.6. Chaveta segmentada o de disco.

Tabla 7.2. Dimensiones de las chavetas de disco [26].

bxh	L	D
1,5 x 2,6	6,76	7
2,0 x 2,6	6,76	7
2,0 x 3,7	9,66	10
2,5 x 3,7	9,66	10
3,0 x 3,7	9,66	10
3,0 x 5,0	12,65	13
3,0 x 6,5	15,72	16
4,0 x 5,0	12,65	13
4,0 x 6,5	15,72	16
4,0 x 7,5	18,57	19
5,0 x 6,5	15,72	16
5,0 x 7,5	18,57	19
5,0 x 9,0	21,63	22
6,0 x 7,5	18,57	19
6,0 x 9,0	21,63	22
6,0 x 10	24,49	25
6,0 x 11	27,35	28
8,0 x 9,0	21,63	22
8,0 x 11	27,35	28
8,0 x 13	31,43	32
10 x 11	27,35	28
10 x 13	31,43	32
10 x 16	43,08	45

7.1.3 Uniones estriadas

Las uniones estriadas (ranuradas) pueden considerarse como uniones de chaveta múltiple, en las que las chavetas se fabrican como si estuvieran hechas de una sola pieza con el eje. En los últimos años, debido al aumento generalizado de las tensiones en las piezas de las máquinas, las conexiones estriadas se han convertido en el sustituto más extendido de las chavetas. Esto se ve facilitado por la disponibilidad en la industria de equipos especiales: fresadoras y brochadoras de estrías. En comparación con las uniones con chaveta, las uniones estriadas

tienen una mayor capacidad de carga, mejor capacidad de centrado y es menos probable que se afloje el eje.

Las siguientes uniones estriadas se distinguen según su perfil (Fig. 7.3):

- Caras paralelas (a) - número de estrías $Z = 6, 8, 10, 12$;
- evolvente (b) - número de estrías $Z = 12, 16$ o más;
- dentada (triangular) (c) - número de estrías $Z = 24, 36$ y más.

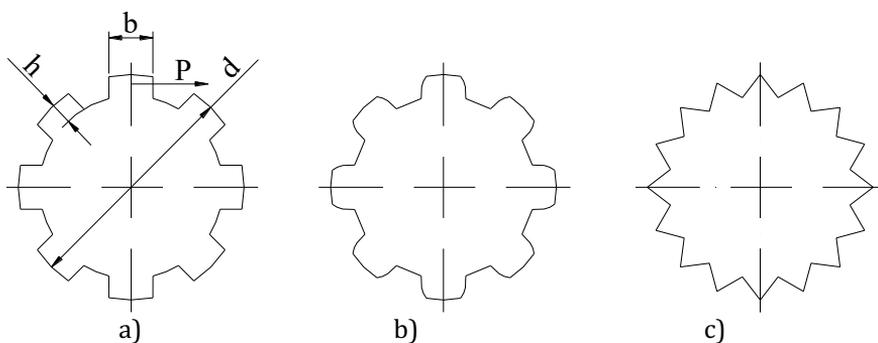


Figura 7.3. Uniones estriadas.

Las estrías evolventes crean una menor concentración de tensiones en la base de la estría y, por lo tanto, son las más comunes hoy en día. Las estrías triangulares son poco profundas, por lo que no aflojan mucho el eje, pero sólo pueden transmitir una carga relativamente pequeña.

Las uniones estriadas se utilizan con el cubo centrado en el eje por (Fig. 7.4):

- a) diámetro exterior;
- b) diámetro interior;
- c) a lo largo de los bordes laterales.

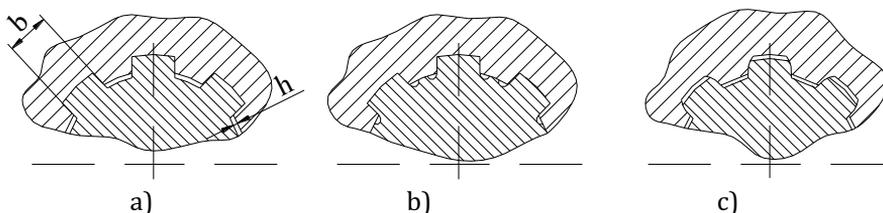


Figura 7.4. Centrado de las uniones estriadas.

Para designar los perfiles se aplica la norma ISO 14 [27], que fija las medidas nominales, en milímetros, de las acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos para las series media y ligera (Fig. 7.5), válido para árbol y agujero y la ISO 4156 [28] para ranurados cilíndricos rectos con perfil en evolvente.

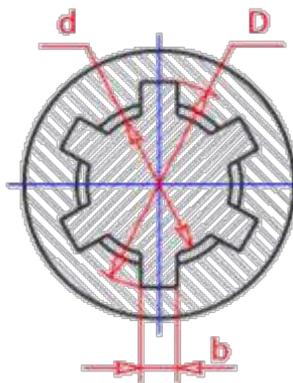


Figura 7.5. Unión estriada con perfil de diente recto.

Al igual que las chavetas, las estriás están diseñadas para el cizallamiento y el pandeo:

$$\sigma_c = \frac{P}{zlh} \leq [\sigma]_c \quad (7.6)$$

$$\tau = \frac{P}{zlb} \leq [\tau] \quad P = \frac{M_k}{R_c} \quad (7.7)$$

donde R_c es el radio medio de los estriados, M_k - par de torsión en el eje.

Las uniones estriadas con perfil de diente en evolvente según la norma DIN 5482 [29](Fig. 7.6, Tabla 7.3) tienen la misma finalidad que las uniones estriadas rectas o con caras paralelas, pero con varias ventajas: facilidad de fabricación (sólo se necesita una fresa para todos los tamaños de eje con un determinado módulo y se pueden utilizar todos los métodos de procesamiento de dientes de precisión); mayor resistencia (menores concentraciones de tensión y mayor número de dientes).

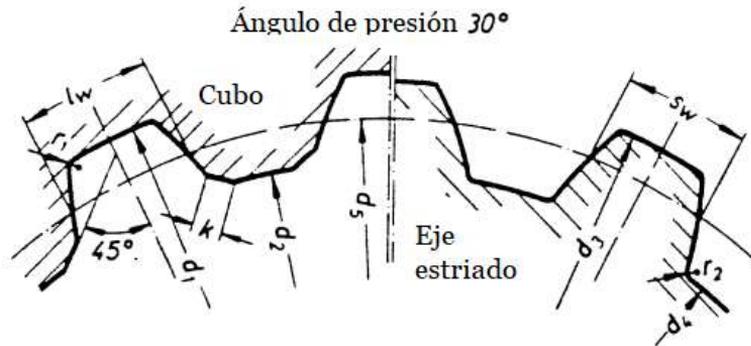


Figura 7.6. Unión estriada con perfil de diente evolvente.

Tabla 7.3. Diámetros nominales, módulos y números de dientes de las uniones estriadas en evolvente [30].

Designación estriado	d ₁ mm	d ₂ mm	d ₃ mm	d ₄ mm	d ₅ mm	Número de estrías, z	Módulo, m	Anchura de las estrías en el diámetro primitivo, S, mm
15x12	15	12	14,5	11,5	12,8	8	1,60	3,090
17x14	17	14	16,5	13,5	14,4	9		3,321
18x15	18	15	17,5	14,5	16,0	10		2,975
20x17	20	17	19,5	16,5	19,2	12		2,282
22x19	22	19	21,5	18,5	20,8	13		2,513
25x22	25	22	24,5	21,2	22,4	14	1,75	3,148
28x25	28	25	27,5	24,5	26,25	15		3,098
30x27	30	27	29,5	26,3	28,00	16		3,127
32x28	32	28	31,5	27,6	29,75	17		2,867
35x31	35	31	34,5	30,5	31,5	18		3,53
38x34	38	34	37,5	33,5	36,1	19	1,90	2,985
40x36	40	36	39,5	35,5	38,00	20		3,042
42x38	42	38	41,5	37,5	39,90	21		3,100
45x41	45	41	44,5	40,6	44,00	22	2,00	2,933
48x44	48	44	47,5	43,2	46,00	23		3,280
50x45	50	45	49,5	44,6	48,00	24		2,933
52x47	52	47	51,5	46,5	50,00	25		2,875
55x50	55	50	54,5	49,0	52,00	26		3,164
58x53	58	53	57,5	52,0	54,00	27	2,10	3,741
60x55	60	55	59,5	54,5	56,00	28		4,030
62x57	62	57	61,5	56,5	60,90	29	2,10	2,797
65x60	65	60	64,3	59,5	63,00	30		3,317
68x62	68	62	67,3	61,5	65,10	31		3,259
70x64	70	64	69,3	63,5	67,20	32		3,201
72x66	72	66	71,3	65,5	69,30	33		3,144
75x69	75	69	74,3	68,5	71,40	34		3,663
78x72	78	72	77,3	71,5	73,50	35		4,183

80x74	80	74	79,3	73,5	75,60	36	2,25	4,125
82x76	82	76	81,3	75,5	83,25	37		0,734
85x79	85	79	84,3	738,5	85,50	38		1,167
88x82	88	82	87,3	81,5	87,75	39		1,600
90x84	90	84	89,3	83,5	90,00	40		1,456
92x86	92	86	91,3	85,5	92,25	41		1,311
95x89	95	89	94,3	88,5	94,50	42		1,744
98x82	98	82	797,3	91,5	96,75	43		2,177
100x94	100	94	99,3	93,5	99,00	44		2,033

Tabla 7.4. Dimensiones de los acoplamientos estriados rectos [31].

Serie ligera			Serie media		Serie pesada	
Tamaño nominal "z" x "d" x "D"	b		Tamaño nominal "z" x "d" x "D"	b	Tamaño nominal "z" x "d" x "D"	b
6x23x26	6		6x11x14	3	10x16x20	2,5
6x26x30	6		6x13x16	3,5	10x18x23	3
6x28x32	7		6x16x20	4	10x21x26	3
8x32x36	6		6x18x22	5	10x23x29	4
8x36x40	6		6x21x25	5	10x26x32	4
8x42x46	8		6x23x28	6	10x28x35	4
8x46x50	9		6x26x32	6	10x32x40	5
8x52x58	10		6x28x34	7	10x36x45	5
8x56x62	10		8x32x38	6	10x42x52	6
8x62x68	12		8x36x42	7	10x46x56	7
10x72x78	12		8x42x48	8	16x52x60	5
10x82x88	12		8x46x54	9	16x56x65	5
10x92x98	14		8x52x60	10	16x62x72	6
10x102x108	16		8x56x65	10	16x72x82	7
10x112x120	18		8x62x72	12	20x82x92	6
			10x72x82	12	20x92x102	7
			10x82x92	12	20x102x115	8
			10x92x102	14	20x112x125	9
			10x102x112	16		
			10x112x125	18		

"z" - número de estrías, "d" - diámetro interior, "D" - diámetro exterior, "b" - ancho de la estría ancho de la estría.

7.1.4 Conexiones embridadas

Las conexiones de brida se utilizan principalmente para conectar ejes y para fijar piezas de tipo disco y tambor a los ejes.

El par de apriete se transmite a través de los espárragos (Fig. 7.7) y de los elementos de ajuste especiales que actúan contra el cizallamiento y el pandeo y, en parte, por las fuerzas de fricción que se producen en las caras de tope al apretar los tirantes. Las fuerzas de fricción en las caras de apriete de los tirantes.

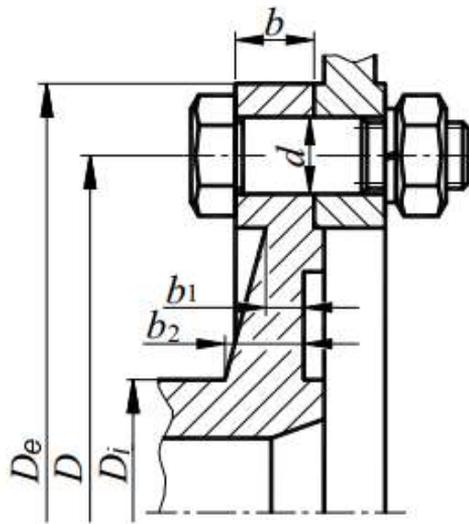


Figura 7.7. Unión por brida.

7.2 Determinación de las cargas que actúan sobre el eje

Para calcular la resistencia de un eje es necesario determinar los momentos de flexión y torsión en las distintas secciones del eje encontrando la sección transversal más peligrosa utilizando los diagramas como se describe en el curso de resistencia de materiales. La construcción del diagrama se hace sobre la base de los diagramas de diseño mostrados para mayor claridad en el dibujo (boceto) del eje (Fig. 7.8).

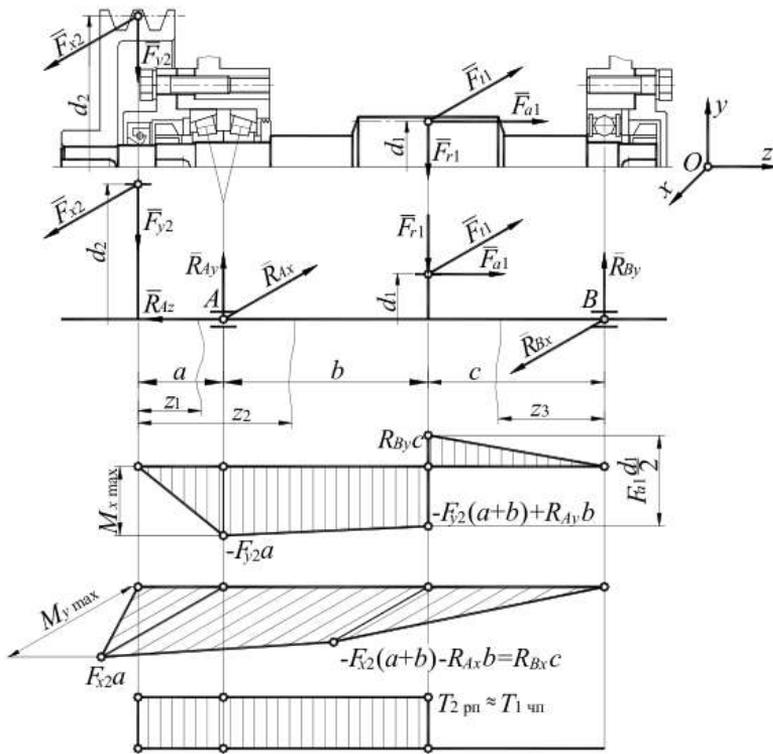


Figura 7.8. Boceto y diagrama de cálculo del eje.

El diagrama de cálculo representa un eje representado como una línea recta de longitud igual a la del eje, al que se aplican todas las fuerzas que actúan sobre el eje (externas y reactivas) a las mismas distancias entre sí y de los extremos del eje. Obsérvese que las fuerzas transversales (fuerzas normales al eje del árbol) pueden, como vectores de deslizamiento, ser llevadas al eje del árbol.

La metodología para determinar las reacciones en los soportes se encuentra en el curso sobre resistencia de los materiales.

A la hora de dibujar los diagramas hay que tener en cuenta los siguientes puntos:

1. Las ecuaciones de los momentos necesarios para la construcción del diagrama se elaboran en relación con la sección transversal en cuestión sobre la base de los factores de fuerza que actúan en un lado de la sección transversal en cuestión.
2. Si hay momentos concentrados en un eje (por ejemplo, fuerzas axiales en el engranaje aplicadas a cierta distancia del eje longitudinal del eje) se produce un cambio instantáneo en la magnitud del momento por la magnitud del momento concentrado, el llamado salto. Este salto puede ser positivo o

negativo, según el signo. Esto puede ser positivo o negativo, dependiendo del carácter del momento concentrado.

3. Los diagramas de momentos flectores se trazan en dos planos mutuamente perpendiculares. Al determinar la magnitud del momento flector total en una sección transversal, se determinan sus componentes y se suman según el teorema de Pitágoras.

Debe tenerse en cuenta que en los casos en que en la sección considerada el diagrama se encuentra a ambos lados de la línea cero, se tiene en cuenta el mayor valor del momento contado desde la línea cero (Fig. 7.8 y 7.9).

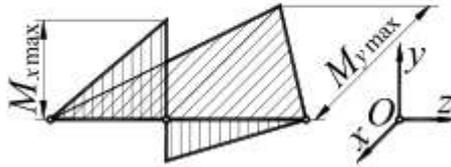


Figura 7.9. Diagrama de momentos en el eje.

1. Para la sección peligrosa (Figura 7.9) el valor de cálculo del momento de flexión es (utilizando la tercera teoría de resistencia):

$$M = \sqrt{M_{x_{max}}^2 + M_{y_{max}}^2} \quad (7.8)$$

El valor de M determinado por la fórmula (7.8) se supone que es positivo.

2. Para que los valores de M_x y M_y pueden sumarse convenientemente, es aconsejable trazarlos en la misma escala.

7.3 Cálculo de la resistencia del eje

Los principales criterios para la capacidad de servicio de los ejes son su resistencia y rigidez. La resistencia de los ejes viene determinada por la magnitud y la naturaleza de las tensiones que se producen en ellos bajo la influencia de las fuerzas. En este caso, la resistencia del eje se define por el tamaño y la naturaleza de las tensiones ejercidas en el eje por las fuerzas ejercidas por las partes de la máquina unidas.

En los cálculos aproximados, los ejes se consideran vigas con rótulas. En los rodamientos radiales, el apoyo se sitúa en el punto medio de la anchura de la pista de rodadura del rodamiento (Fig. 7.10, a). En los rodamientos radiales de empuje (radial-axial), el apoyo se sitúa en el eje en el punto de intersección del eje con la normal trazada a través del centro de la zona de contacto con las pistas de

rodadura del rodamiento (Fig. 7.10, b; c). Si son dos rodamientos en un apoyo, la ubicación de este se determina como se muestra en la figura 7.10, d.

Para cojinetes de deslizamiento el apoyo se coloca a una longitud $(0,25...0,3)l$ del extremo interior del cojinete (Fig. 7.3, e). Las cargas sobre los ejes de las piezas se sustituyen por fuerzas concentradas aplicadas en el centro del ancho del cubo (Fig. 7.10, f). En los diagramas de cálculo se utilizan tres tipos de soporte: rótula fija, rótula móvil y empotramiento (para ejes estacionarios).

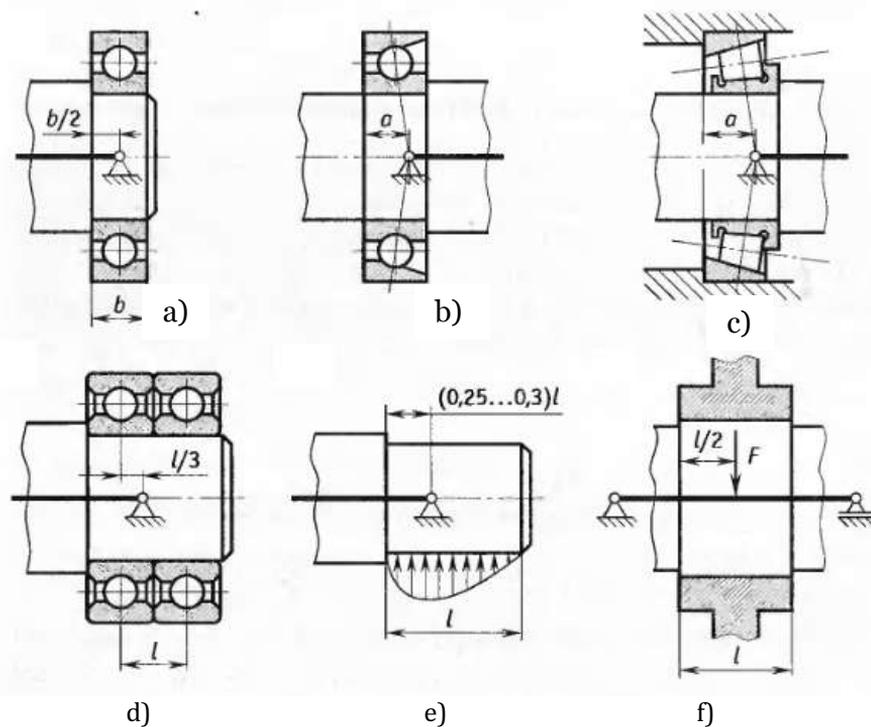


Figura 7.10. Apoyos de los ejes.

Las fuerzas variables en magnitud o dirección que actúan sobre los ejes provocan tensiones alternas en estos.

Para calcular los ejes de resistencia, es necesario conocer su diseño y dimensiones. Por lo tanto, al diseñar los ejes para la determinación preliminar del Tamaño, cuentan con resistencia estática y luego finalmente con resistencia. La carga de diseño principal es el par T y el momento de flexión M . el Impacto de las fuerzas de compresión o tracción suele ser pequeño y, por lo tanto, no se tiene en cuenta. El cálculo de ejes es un caso especial de cálculo de ejes en $T = 0$. Antes de comenzar el cálculo, generalmente se conocen el par T o la potencia p Y la velocidad de rotación n , la carga y las dimensiones de las partes principales ubicadas en el eje (por ejemplo, engranajes). Es necesario seleccionar el material

y las dimensiones del eje. En la práctica, generalmente se usa el siguiente orden de cálculo de diseño del eje:

Para calcular la resistencia mecánica de los ejes, debe conocer su diseño y dimensiones. Por lo tanto, cuando se diseñan ejes para el dimensionamiento preliminar, se calculan para la resistencia estática y, finalmente un cálculo de comprobación de resistencia a la fatiga. Las principales cargas de diseño son el par T y el momento de flexión M . El efecto de las fuerzas de compresión o tracción suele ser pequeño y, por lo tanto, no se tiene en cuenta. Antes de iniciar el cálculo, el par T o la potencia P y la velocidad de rotación n , la carga y las dimensiones de las partes principales ubicadas en el eje (por ejemplo, engranajes) suelen ser conocidos. Es necesario seleccionar el material y las dimensiones del eje. En la práctica, se suele utilizar el siguiente procedimiento para el cálculo del diseño del eje:

3. El diámetro mayor del eje (d) se determina de antemano a partir de la torsión bajo tensiones de cizallamiento permitidas reducidas (el momento de flexión aún no se conoce, ya que no se conoce la ubicación de los apoyos ni los lugares de aplicación de la carga. Tensiones de torsión

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]' \quad (7.9)$$

$$[\tau]' = (0,25 - 0,3)[\tau] \quad (7.10)$$

El diámetro calculado resultante:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]'}} \quad (7.11)$$

Donde:

T es el par en el eje;

$[\tau]$ es el esfuerzo de torsión admisible (Por lo general, se asume para los ejes $[\tau] = (15...30)$ MPa.).

Debe incrementarse en la profundidad del chavetero y redondearse al valor estándar más cercano (10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; etc.), aumentando de 20 en 20 mm hasta 500 mm cuando sobre ellos se deban montar rodamientos.

Para los extremos de árboles de motores eléctricos, reductores de velocidad, motorreductores, en aquellas partes donde se montan acoplamientos, poleas, ruedas de cadenas, ruedas de engranajes y otros elementos afines, los diámetros recomendados son los correspondientes a las cifras normativas DIN 323, series R5, R10, R20 y eventualmente serie R40.

4. Después de determinar el diámetro del eje según la fórmula (7.11) se desarrolla su diseño.

5. Se comprueba la resistencia a la fatiga de los ejes diseñados, si es necesario, realizar modificaciones. El diámetro del eje es uno de los principales parámetros que determinan el tamaño y la capacidad de carga de los rodamientos. En la práctica, el diámetro del eje a veces no viene determinado por la resistencia del propio eje, sino por la capacidad de carga de los rodamientos. Por lo tanto, los cálculos del eje y del rodamiento están relacionados entre sí.

Este paso comienza con la selección de un esquema de diseño y la determinación de las cargas de diseño. Las condiciones reales de carga del eje se sustituyen por el esquema de cálculo conocido. Al pasar de un diagrama de diseño a uno de cálculo, se esquematizan las cargas, los soportes y la forma del eje. En los esquemas de cálculo se utilizan soportes tipo rótula fija y rótula deslizante. Al seleccionar el tipo de soporte, si en el diseño real del soporte es posible incluso un ligero giro o movimiento, es suficiente para suponer que el soporte es articulado o móvil. En estas condiciones, los rodamientos que soportan simultáneamente cargas axiales y radiales se sustituyen a las rótulas fijas. Las cargas radiales se sustituyen por rótulas y los rodamientos que sólo pueden soportar cargas radiales se sustituyen por rótulas fijas (Fig. 7. 10).

Se calculan al mismo tiempo las tensiones de flexión y de torsión; las tensiones normales de flexión y las tensiones tangenciales de torsión se suman normalmente según la teoría de la resistencia III (y a veces según la teoría de la resistencia IV).

Los diagramas de momento de flexión se trazan por separado en los planos vertical (Y) y horizontal (Z) (Fig. 7.11). Las fuerzas se descomponen en sus componentes en estos planos. El diagrama de momentos de flexión resultante es una suma vectorial de los momentos que actúan en los planos (Y) y (Z).

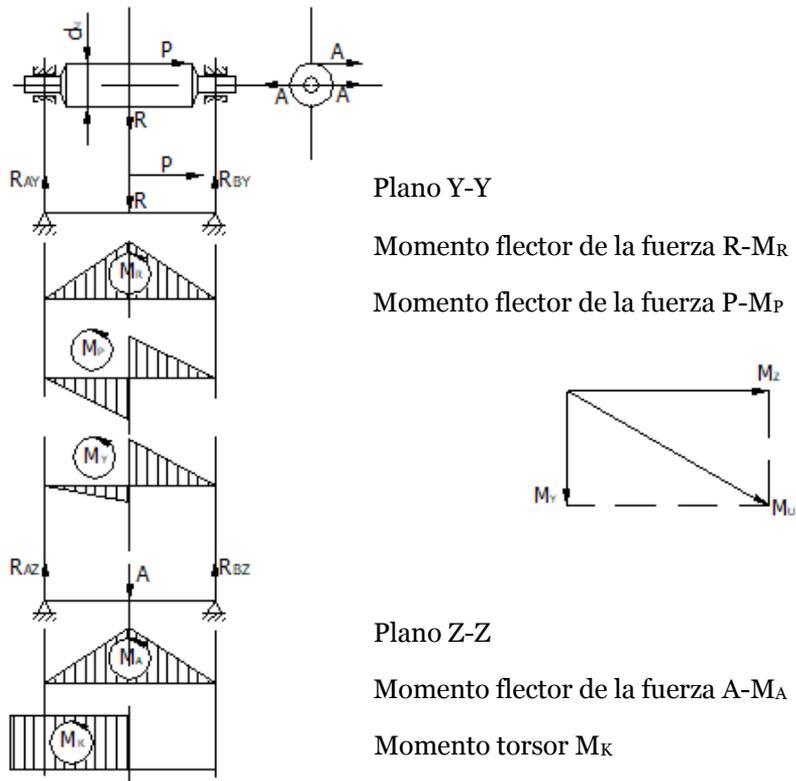


Figura 7.11. Esquema de cálculo del eje.

Par de cálculo:

$$M_p = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \quad (7.12)$$

Tensión de cálculo:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W} = \frac{M_p}{0,1d^3} \leq [\sigma]_n \quad (7.13)$$

Diámetro en la sección de riesgo:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]_n}} \quad (7.14)$$

La dimensión d debe incrementarse en la profundidad del chavetero o, si el eje es estriado, en el doble de la altura de las estrías.

Determinación de las tensiones de flexión admisibles en los ejes

Dado que los ejes se flexionan cíclicamente, el criterio de resistencia es el límite de fatiga (resistencia) del material en un ciclo simétrico. Existen varios métodos para determinar la tensión admisible o el margen de seguridad de los ejes. Aquí recomendamos el método que también se utiliza en el cálculo de engranajes para la fatiga por flexión de los dientes.

$$[\sigma]_n = \frac{\varepsilon\sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma} \quad (7.15)$$

Donde:

σ_{-1} - límite de resistencia del material en flexión con ciclo de cambio de tensión simétrico;

n_1 - factor de seguridad del límite de fatiga ($n_1 \approx 2,5$);

K_σ - factor de concentración de tensiones efectivo;

ε - factor de escala, es decir, el coeficiente que indica cuánto más débil es el material de una sección transversal determinada del eje que el material de la muestra de ensayo.

Los valores de los coeficientes y del límite de resistencia del material se determinan mediante tablas de referencia.

Cálculo de la rigidez de los ejes

En algunos casos, un eje resistente no cumple los requisitos de rigidez: la deformación por flexión o torsión supera los límites permitidos. En particular, las grandes deformaciones del eje pueden provocar una desalineación de los dientes del engranaje y, por tanto, un mayor desgaste. Las deformaciones del eje se determinan mediante las conocidas fórmulas del curso de "Resistencia de los materiales". Primero se determina la deflexión máxima en el plano (Y) - f_y , luego en el plano (Z) - f_z , después se suman vectorialmente estas deflexiones y se comparan con la deflexión admisible.

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} \leq [f] \quad (7.16)$$

El ángulo máximo de torsión también se determina utilizando las fórmulas del curso "Resistencia de los materiales".

$$\phi = \frac{Ml}{GJ_p} \leq [\phi] \quad (7.17)$$

Se puede suponer que el ángulo de torsión admisible en grados por metro de longitud es igual:

$$[\phi] = \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{3}\right)^0 \quad (7.18)$$

7.4 Selección de bandas transportadoras

7.4.1 Finalidad y aplicación de las cintas transportadoras

El transportador de banda es una máquina de transporte para desplazar mercancías a granel y cargas unitarias de forma horizontal e inclinada en un flujo continuo sin detenerse para cargar y descargar. El elemento de tracción (y también de transporte de carga) del transportador es una cinta enrollada alrededor de los tambores extremos. Los transportadores de banda son el tipo más común de maquinaria de transporte. De toda la flota de sistemas de transporte, alrededor del 90% son transportadores de banda. La mayor parte de las veces, debido a la alta productividad (hasta 30 000 t/h), la gran longitud de transporte (hasta 4 km en un solo transportador), la simplicidad del diseño, el funcionamiento y la alta fiabilidad de los transportadores de banda se utilizan:

- en la producción de materiales de construcción no metálicos: para transportar piedra caliza de las canteras a las plantas de cemento, grava y piedra triturada de las canteras a las plantas y concentradores de grava y macadán, arena de las canteras a los muelles de carga, etc;
- en las fábricas metalúrgicas: para la entrega de mineral, concentrado y piedra caliza desde los cargadores de vagones en los depósitos de materias primas y desde los almacenes a las plantas de sinterización; desde las plantas de sinterización a las tolvas de los altos hornos y las acerías; carbón - desde los vagones transportadores hasta el almacenamiento y la preparación del carbón, desde el almacenamiento y la preparación del carbón hasta las baterías de los hornos de coque; coque - desde las baterías de los hornos de coque hasta las tolvas del taller de altos hornos; etc. ;
- en plantas de ingeniería - para el transporte de unidades y piezas de máquinas, piezas en bruto, etc;
- en las centrales térmicas: para el transporte de combustible desde los dispositivos de toma y los alimentadores de vagones hasta los almacenes y desde los almacenes hasta las tolvas de los molinos o las unidades de calderas;
- en ingeniería hidroeléctrica - para el transporte de piedra triturada, grava, arena, arcilla, marga y materiales grumosos desde las canteras hasta los lugares de construcción de presas y diques de tierra y roca;
- en la industria química - para el transporte de materiales a granel desde los almacenes a los agregados al principio del proceso tecnológico y en el propio proceso tecnológico, la retirada de los productos acabados al almacén, así como los residuos de producción a los vertederos;
- en la minería a cielo abierto: para el transporte de minerales desde la maquinaria de extracción hasta los acopios intermedios o los lugares de procesamiento de la masa rocosa, así como de la sobrecarga a los vertederos;

- en la industria de la pulpa y el papel - para el transporte de las virutas tecnológicas entregadas desde los dispositivos de entrada hasta la bolsa y desde la bolsa hasta la fábrica de cerveza, madera de balance y leña - desde el taller de aserrado hasta el taller de procesamiento de madera, hasta el almacén, etc.

Las cintas transportadoras se instalan en talleres, almacenes, al aire libre en canteras, en pasos elevados, en zonas abiertas (con cobertizos, cubiertas, marquesinas), en túneles, pero en la mayoría de los casos en galerías (con o sin calefacción). La temperatura del aire ambiente cuando los transportadores se instalan en zonas abiertas oscila entre - 50°C y + 45°C.

Las ventajas de los transportadores de banda son su alta capacidad de transportación, la sencillez de construcción, la alta velocidad de la banda, los recorridos complejos, las largas distancias de recorrido y la alta fiabilidad.

A diferencia de los transportes por ferrocarril y carretera, las cintas transportadoras pueden utilizarse con grandes ángulos de inclinación de la ruta (hasta 20°). Por lo tanto, los gastos en obras de capital para la preparación de una ruta disminuyen considerablemente, por lo que el transporte de banda es favorable para aplicar a un tráfico de mercancías bastante grande. El uso del transporte por banda transportadora supone un notable aumento de la productividad laboral durante el transporte, ya que este tipo de transporte es fácilmente automatizable.

Las desventajas de los transportadores de banda deben incluir el requisito de la estricta rectitud de la ruta, el alto costo de la banda y los rodillos, la limitación del movimiento en los ángulos de inclinación de la ruta > 18-20°, el uso limitado en el transporte de carga de piezas polvorientas, calientes y pesadas, la corta vida de la banda transportadora que constituye la mitad del costo de toda la instalación del transportador. La cinta transportadora es sensible a la naturaleza de la carga transportada. Las cintas transportadoras convencionales pueden transportar cargas de hasta 400 mm de tamaño. Las mercancías pegajosas y muy mojadas son difíciles de transportar debido a las dificultades para limpiar la cinta después de la descarga.

7.4.2 Terminología básica

- La capacidad (C) describe la tasa a la que el material a granel es transportado por la cinta. Se mide en toneladas por hora (TPH) o en kg/h.
- El tamaño de los materiales describe las dimensiones máximas del material a granel que se transporta. Por ejemplo, el tamaño de un grano de acero es su diámetro.
- El ángulo de inclinación describe el ángulo que forma la banda en el lado de transporte cuando pasa por los rodillos. Las bandas se abren en canal para permitir la carga del transportador y transportar los materiales. Los ángulos de inclinación más comunes son 15°, 20°, 25°, 30°, 35° y 40°.

- El ángulo de sobrecarga describe el ángulo que forma la superficie del material con la horizontal cuando está en reposo sobre una cinta transportadora en movimiento.

7.4.3 Parámetros a tener en cuenta al elegir una cinta transportadora

A la hora de seleccionar una cinta transportadora, es aconsejable tener en cuenta los siguientes parámetros:

- El tipo de producto a transportar. Si se trata de productos alimenticios, la certificación de la autoridad reguladora es un criterio obligatorio.
- Longitud del transportador. Si su línea es de hasta 300 metros, bastará con una cinta de tela de goma. Para los transportadores de más de 300 m de longitud, se recomienda utilizar productos con carcasa de goma.
- Condiciones de funcionamiento. Para el uso en condiciones de polvo y humedad, se debe considerar la cinta transportadora con bordes de goma.
- Naturaleza de la carga. Si el tamaño de las partículas de la mercancía transportada está en el rango de 0-250 mm, la cinta transportadora debe estar equipada con una cinta con una cinta textil con una resistencia de al menos 55 N/mm. El óptimo es a partir de 100 N/mm. Para condiciones "pesadas", en las que el tamaño de las partículas de la carga está en el rango de 0-500 mm, se recomienda una banda con una resistencia del sustrato de al menos 200 N/mm.

También hay que tener en cuenta el ancho del transportador. Esto determina el número de espaciadores mínimos que dan a la cinta transportadora una forma acanalada, que evita el derrame de mercancías sueltas. Relaciones (anchura en mm/número de separadores): hasta 400/1-2, 500-800/ 3 a 5, 900-1000/5-6, más de 1000/ al menos 6.

Dimensión, capacidad y velocidad de la cinta transportadora

La capacidad de la cinta puede determinarse mediante:

$$C = 3,6 A \rho v \quad (7.19)$$

Donde:

C - Capacidad del transportador

ρ - Densidad del material (kg/m³)

v - Velocidad de la cinta (m/s)

A - Área de la sección transversal de la cinta transportadora (m²)

La velocidad de la cinta debe especificarse de manera que no provoque el derrame de la materia prima transportada. La velocidad adecuada de la cinta transportadora suele oscilar entre 2,5 m/s y 3,5 m/s. Una mayor velocidad de la cinta suele traducirse en una mayor necesidad de potencia. Además, la vida útil

de una cinta transportadora que funcione a una velocidad extremadamente alta puede acortarse considerablemente debido a las excesivas vibraciones.

Diámetro del rodillo y velocidad

Los rodillos son cilindros metálicos que soportan la cinta transportadora y facilitan su rotación en todas las direcciones. Garantizan el mantenimiento de la tensión de la cinta. Un rodillo de tamaño incorrecto suele atascarse durante el funcionamiento, dando lugar a bordes afilados que provocan el deslizamiento de la cinta transportadora.

La relación entre el diámetro del rodillo y su número de revoluciones por minuto viene dada por:

$$n = \frac{60\,000\ v}{\pi D} \quad (7.20)$$

Donde:

n - Número de revoluciones por minuto

v - Velocidad de la cinta (m/s)

D - Diámetro del rodillo (mm)

Potencia de la banda, tensiones y especificaciones del motor

La potencia necesaria para producir la elevación se puede determinar utilizando:

$$P_L = \frac{C L}{1000} \quad (7.21)$$

Donde:

C - Capacidad del transportador (kg/s)

L - Elevación necesaria (m)

P_L - Potencia necesaria para que el transportador produzca la elevación (Kw).

La potencia mínima requerida por el motor puede obtenerse como se indica a continuación.

$$P_{min.} = \frac{P_L}{\eta}$$

Donde:

P_{min} - Potencia mínima del motor (kW)

η - Eficiencia del reductor.

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ISO. *ISO 185:2020 - Grey cast irons — Classification* [online]. 2020 [vid. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/80283.html>
- [2] КАМИНСКАЯ, В.В., З.М. ЛЕВИНА а Д.Н. РЕШЕТОВ. *Станины и корпусные детали металлорежущих станков* [online]. В.м.: Рипол Классик, 2013 [vid. 2022-01-25]. ISBN 9785458455220. Dostupné z: https://play.google.com/store/books/details/Станины_и_корпусные_детали_металлорежущих_станков?id=_Iz_AgAAQBA&hl=en_US&gl=US
- [3] ISO. *ISO 724:1993/Cor.1:2009(en), ISO general-purpose metric screw threads — Basic dimensions TECHNICAL CORRIGENDUM 1* [online]. [vid. 2021-12-12]. Dostupné z: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:724:ed-2:v1:cor:1:v1:en>
- [4] DIN. *DIN 13-1 - ISO general purpose metric screw threads - Part 1: Nominal sizes for coarse pitch threads; nominal diameter from 1 mm to 68 mm | Engineering360* [online]. 1999 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://standards.globalspec.com/std/917927/din-13-1>
- [5] ISO. *ISO - ISO 725:2009 - ISO inch screw threads — Basic dimensions* [online]. [vid. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/51386.html>
- [6] ISO. *ISO - ISO 725:2009 - ISO inch screw threads — Basic dimensions*
- [7] ISO. *ISO 228-1: I nch screw threads — Basic dimensions* [online]. 2009 [vid. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/51386.html>
- [8] MOTT, R L a V G POZO. *Diseño de Elementos de Maquinas - Con 1 CD* [online]. В.м.: Pearson/Educación, 2006 [vid. 2022-03-08]. Área: Ingenier{\i}a. ISBN 9789702608127. Dostupné z: https://books.google.co.cr/books?id=nrYd_BjTL0UC
- [9] ISO. *ISO - ISO 6410-1:1993 - Technical drawings — Screw threads and threaded parts — Part 1: General conventions* [online]. 1993 [vid. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/12750.html>
- [10] ISO. *ISO - ISO 6410-3:2021 - Technical drawings — Screw threads and threaded parts — Part 3: Simplified representation* [online]. 2021 [vid. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/81378.html>
- [11] DIN. *DIN 471: Retaining rings for shafts - Normal type and heavy type* [online]. 2011 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: https://www.techstreet.com/standards/din-471?product_id=1781950#jumps
- [12] DIN. *DIN 472: Retaining rings for bores - Normal type and heavy type* [online]. 2017 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: <https://www.techstreet.com/standards/din->

- 472?product_id=1982149#jumps
- [13] ISO. *ISO - ISO 4184:1992 - Belt drives — Classical and narrow V-belts — Lengths in datum system* [online]. 1992 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/9958.html>
- [14] DIN. *DIN 2215: Endless V-belts - Classical V-belts - Dimensions* [online]. 1998 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: https://www.techstreet.com/standards/din-2215?product_id=1046299
- [15] ISO. *ISO - ISO 4184:1992 - Belt drives — Classical and narrow V-belts — Lengths in datum system*. 1992
- [16] DIN. *DIN 2215: Endless V-belts - Classical V-belts - Dimensions*. 1998
- [17] ISO. *ISO - ISO 606:1994 - Short-pitch transmission precision roller chains and chain wheels* [online]. 1994 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/4720.html>
- [18] ASME. *ASME B29.1M-1993 (R1999) - Precision Power Transmission Roller Chains, Attachments And Sprockets* [online]. 1993 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://webstore.ansi.org/standards/asme/asmeb291m1993r1999>
- [19] DIN. *DIN ISO 10823 - 2006-10 - Guidelines for the selection of roller chain drives (ISO 10823:2004)* [online]. 2006 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.beuth.de/en/standard/din-iso-10823/89932555>
- [20] ISO. *ISO 15:2017 - Rolling bearings — Radial bearings — Boundary dimensions, general plan* [online]. 2017 [vid. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/69977.html>
- [21] ISO. *ISO 15:2017 - Rolling bearings — Radial bearings — Boundary dimensions, general plan*. 2017
- [22] DIN. *DIN 6885-1 - 1968-08 - Drive Type Fastenings without Taper Action; Parallel Keys, Keyways, Deep Pattern* [online]. 1968 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.beuth.de/en/standard/din-6885-1/506020>
- [23] DIN. *DIN 6887 - 1968-04 - Stressed-type Fastenings with Taper Action; Taper Keys with Gip Head, Keyways, Dimensions and Application* [online]. 1968 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.beuth.de/en/standard/din-6887/503187>
- [24] DIN. *DIN 6888 - 1956-08 - Drive Type Fastenings without Taper Action; Woodruff Keys, Dimensions and Application* [online]. 1956 [vid. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.beuth.de/en/standard/din-6888/506057>
- [25] DIN. *DIN 6885-1 - 1968-08 - Drive Type Fastenings without Taper Action; Parallel Keys, Keyways, Deep Pattern*. 1968
- [26] DIN. *DIN 6888 - 1956-08 - Drive Type Fastenings without Taper Action; Woodruff Keys, Dimensions and Application*. 1956
- [27] ISO. *ISO 14:1982 Straight-sided splines for cylindrical shafts with...* [online]. 1982 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/iso?c=003596>
- [28] ISO. *ISO 4156-1:2021(en), Straight cylindrical involute splines — Metric module, side fit — Part 1: Generalities* [online]. 2021 [vid. 2021-12-29]. Dostupné z: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:4156:-1:ed-2:v1:en>
- [29] DIN. *DIN 5482-2: Internal and External Involute Spline Profiles - Hob Profiles* [online]. 1973 [vid. 2021-12-29]. Dostupné

- z: https://global.ihs.com/doc_detail.cfm?document_name=DIN_5482-2&item_s_key=00028827
- [30] DIN. *DIN 5482-2: Internal and External Involute Spline Profiles - Hob Profiles*. 1973
- [31] ISO. *ISO 14:1982 Straight-sided splines for cylindrical shafts with...* 1982
- [32] SHIGLEY, Joseph Edward, J. Keith NISBETT a Richard G. BUDYNAS. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 2019.
- [33] GERE, James M. a Barry J. GOODNO. *Mechanics of materials*. Séptima edición. Mexico: Cengage Learning, 2009. ISBN 0-534-55397-4.
- [34] FERNÁNDEZ CONCELLÓN, Pedro José. *Elementos de máquinas*. B.m.: Síntesis, 2020. ISBN 9788491714811.
- [35] ASME. *SECTION II ASME* [online]. B.m.: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2019 [vid. 2022-03-08]. Dostupné z: https://www.academia.edu/41628533/SECTION_II_ASME_Boiler_and_Pressure_Vessel_Code_An_International_Code

Eugenia Mercedes Naranjo Vargas

Docente investigadora de la facultad de Mecánica, quien tiene especial interés por las áreas de Ingeniería, en especial por los temas de diseño. Tiene su formación como ingeniera mecánica, graduada en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo; posee una maestría en diseño mecánico, título obtenido en la Universidad Internacional SEK; ha dirigido temas de grado, coordinadora de convenios interinstitucionales; además le gusta motivar a estudiantes y docentes a enfrentar nuevos retos en el conocimiento y fortalecimiento del área técnica, lo que permitirá tener un mayor acercamiento a la sociedad, que cada vez es más competitiva.

Ingeniera Mecánica (ESPOCH), Magister en Diseño Mecánico. Docente investigadora de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO (ESPOCH) hasta la presente. Actualmente investigadora colaboradora de los grupos de investigación ENAMPROD, CIMANT, GIDENM.



Selección de Elementos de Máquinas



©2022 Eugenia Mercedes Naranjo Vargas
<https://orcid.org/0000-0002-9658-6311>
eugenia.naranjo@epoch.edu.ec

ISBN: 978-9942-42-227-9



9 789942 422279

Eugenia Mercedes Naranjo Vargas

*Docente – Investigador, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH).
Investigadora colaboradora de los grupos de investigación ENAMPROD, CIMANT, GIDENM*

