

Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos

Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

3ª edición



Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos

3ª edición

Colección *Académica* http://tiny.cc/edUPV_aca

Para referenciar esta publicación utilice la siguiente cita:

Besa González, Antonio José; Carballeira Morado, Javier (2024). *Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos (3ª ed)*. edUPV

© Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

© 2024, edUPV
Venta: www.lalibreria.upv.es / Ref.: 6449_01_02_01

ISBN: 978-84-1396-208-5 (versión impresa)
ISBN: 978-84-1396-209-2 (versión electrónica)

Si el lector detecta algún error en el libro o bien quiere contactar con los autores, puede enviar un correo a edicion@editorial.upv.es

edUPV se compromete con la ecoimpresión y utiliza papeles de proveedores que cumplen con los estándares de sostenibilidad medioambiental <https://editorialupv.webs.upv.es/compromiso-medioambiental/>

La Editorial UPV autoriza la reproducción, traducción y difusión parcial de la presente publicación con fines científicos, educativos y de investigación que no sean comerciales ni de lucro, siempre que se identifique y se reconozca debidamente a la Editorial UPV, la publicación y los autores. La autorización para reproducir, difundir o traducir el presente estudio, o compilar o crear obras derivadas del mismo en cualquier forma, con fines comerciales/lucrativos o sin ánimo de lucro, deberá solicitarse por escrito al correo edicion@editorial.upv.es

Autores

ANTONIO JOSÉ BESA GONZÁLVEZ

Obtuvo el título de Ingeniero Industrial en 1992 y se doctoró en Ingeniería Mecánica en 2002. Es profesor Titular de Universidad en la Universitat Politècnica de Valencia, donde imparte docencia en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial y Diseño Industrial. Además, realiza tareas de investigación y de transferencia tecnológica para empresas en el Instituto de Ingeniería Mecánica y Biomecánica de la misma universidad.

Como docente, las materias impartidas incluyen, entre otras, el mantenimiento de máquinas rotativas, la teoría de máquinas y el diseño de máquinas.

Como investigador, sus líneas de trabajo son robótica, biomecánica y el mantenimiento predictivo en ingeniería mecánica.

Ha colaborado en contratos de I+D relacionados con el análisis de vibraciones y el mantenimiento predictivo con empresas del sector ferroviario como Patentes TALGO, S.L., FGV, ALSTOM y VOSSLOH. Así como con empresas de otros sectores como Aguas de Valencia, el Centro de Investigación Príncipe Felipe y el Instituto de Biomecánica de Valencia.

JAVIER CARBALLEIRA MORADO

Obtuvo el título de Ingeniero Industrial en 1999 y se doctoró en Ingeniería Mecánica en 2012. Es profesor Contratado Doctor en la Universitat Politècnica de Valencia, donde imparte docencia en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial y Diseño Industrial. Además, realiza tareas de investigación y de transferencia tecnológica para empresas en el Instituto de Ingeniería Mecánica y Biomecánica de la misma universidad.

Como docente, las materias impartidas incluyen, entre otras, la teoría de máquinas y mecanismos, el diseño de máquinas, las vibraciones mecánicas y el mantenimiento de máquinas rotativas.

Como investigador, su línea principal es la dinámica ferroviaria, aunque participa de forma habitual en proyectos de investigación relacionados con la dinámica de sistemas multicuerpo, los métodos numéricos en simulación dinámica y el mantenimiento predictivo en ingeniería mecánica.

Ha colaborado en contratos de I+D con empresas del sector ferroviario como Patentes TALGO, S.L., RENFE, ALSTOM y VOSSLOH. Entre ellos, cabe destacar la participación en el Proyecto MAR de la empresa RENFE, financiado con fondos europeos, para el desarrollo de sistemas de mantenimiento predictivo para su flota de vehículos automotores.

Resumen

Este libro nace con la intención de facilitar al lector una serie de herramientas y técnicas de la ingeniería mecánica aplicadas al diagnóstico y corrección de fallos en componentes mecánicos de máquinas rotativas. La idea es proporcionarle los conocimientos necesarios para realizar su mantenimiento predictivo mediante medida de vibraciones de la forma adecuada.

Para ello, esta obra se organiza en tres bloques. En el primero se presentan los problemas que pueden darse en los elementos mecánicos más habituales en este tipo de máquinas como son rodamientos, cojinetes y transmisiones mecánicas. El segundo bloque se dedica al mantenimiento predictivo por vibraciones. Inicialmente se revisan los fundamentos del análisis y medida de señales, tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia, para después describir de forma detallada distintos tipos de fallos que pueden aparecer en el funcionamiento de estas máquinas, indicándose como pueden ser detectados mediante la medida de vibraciones. Finalmente, en el tercer bloque se presentan las técnicas para la corrección de dos de los problemas más habituales que aparecen en maquinaria rotativa, como son los desequilibrios y la desalineación de ejes.

Prólogo a la tercera edición

Nace esta publicación con la intención de presentar al lector la aplicación de conocimientos de ingeniería mecánica a la diagnosis y corrección de averías en maquinaria. En esta nueva edición, los conocimientos y procedimientos que componen la obra se completan con la inclusión de casos prácticos ocurridos en diversas industrias en cuya resolución han participado los autores.

La obra se organiza en tres bloques, en el primero, que está formado por dos capítulos, se presentan los problemas que pueden darse en los elementos mecánicos más habituales en las máquinas como son rodamientos y cojinetes, que componen el Capítulo 1 y las transmisiones en el Capítulo 2.

El segundo bloque se dedica al mantenimiento predictivo por vibraciones. Se inicia con el Capítulo 3, que tiene un carácter introductorio. El Capítulo 4 analiza la fase de medida de señales, repasando los distintos tipos de transductores que se pueden emplear y sus principales características. El Capítulo 5 se dedica al análisis de las señales medidas, tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia, abordándose la problemática que plantea la digitalización de señales. Por último, en el Capítulo 6 se repasan los distintos tipos de fallos que pueden aparecer en el funcionamiento de las máquinas indicándose como pueden ser detectados.

El tercer bloque de la publicación lo componen los Capítulos 7 y 8, que se dedican a la corrección de dos de los problemas más habituales que aparecen en maquinaria rotativa, como son los desequilibrios y la desalineación de ejes, pues se estima que entre ambos originan el 60% de las paradas inesperadas de máquinas. Finalmente, en el Anexo se realiza una revisión de la teoría de vibraciones de un grado de libertad, necesaria para poder profundizar en algunos de los capítulos de la publicación.

Los autores

Índice

Prólogo.....	I
Índice	III
1. Apoyos de los ejes.....	1
1.1 Introducción	1
1.2 Rodamientos.....	2
1.2.1 Descripción	2
1.2.2 Características	3
1.2.3 Lubricación de rodamientos.....	7
1.2.4 Cálculo de la vida en rodamientos	13
1.2.5 Juego interno del rodamiento	23
1.2.6 Montaje de rodamientos.....	25
1.2.7 Tipos de fallos.....	28
1.3 Cojinetes de aceite	40
1.3.1 Clasificación según el tipo de lubricación.....	40
1.3.2 Geometrías de cojinetes radiales	41
1.3.3 Características de los cojinetes de aceite	43
1.3.4 Tipos de fallo.....	46
1.4 Ejercicios.....	54
1.4.1 Influencia de la temperatura del aceite en la fiabilidad de rodamientos.....	54
1.4.2 Relación entre vida y fiabilidad de rodamientos	59

2. Transmisiones	61
2.1 Introducción	61
2.2 Transmisiones por rozamiento, correas	62
2.2.1 Correas planas.....	62
2.2.2 Correas trapeciales	64
2.2.3 Instalación y mantenimiento de correas	66
2.3 Transmisiones flexibles por engrane	70
2.3.1 Cadenas	70
2.3.2 Correas dentadas o síncronas.....	74
2.4 Transmisiones por engranajes	77
2.4.1 Introducción	77
2.4.2 El perfil de evolvente. Normalización	79
2.4.3 Acciones entre dientes con perfil de evolvente.....	81
2.4.4 Causas de fallo	81
2.4.5 Lubricación de engranajes cilíndricos	85
2.5 Ejercicios.....	88
2.5.1 Medida de la fuerza de pretensado de una correa trapecial.....	88
2.5.2 Cálculo del lubricante para una transmisión de engranajes	89
3. Mantenimiento predictivo por vibraciones	91
3.1 Introducción	91
3.2 ¿Qué es el mantenimiento predictivo por vibraciones?	93
3.3 ¿Qué equipos monitorizar?	93
3.4 Fijación de objetivos	94
3.5 Inspección mecánica	95
3.6 Desarrollo del procedimiento de ensayos	95
3.6.1 Adquisición de datos	96
3.7 Análisis de datos.....	98
3.7.1 Análisis de tendencias.....	98
3.8 Conclusiones y recomendaciones	99
3.8.1 Tratamiento de la documentación	100
3.8.2 Presentación de resultados	100
3.9 Plan de acciones correctivas	101
4. Medida de señal.....	103
4.1 Introducción	103
4.2 Transductores.....	104
4.2.1 Características de un transductor	104
4.2.2 Clasificación de transductores	105
4.2.3 Transductor de inductancia mutua	106
4.2.4 Transformador diferencial o LDVT	107
4.2.5 Transductor electrodinámico	108

4.2.6	Transductores piezoeléctricos.....	108
4.2.7	Transductores de capacitancia variable.....	110
4.2.8	Transductores piezorresistivos.....	110
4.3	Transmisión de señales.....	111
4.3.1	Sistemas de transmisión.....	111
4.3.2	Apantallado y ruido.....	111
4.3.3	Monitorización remota.....	112
4.4	Características de los equipos de registro.....	113
4.4.1	Resolución.....	113
4.4.2	Precisión absoluta y relativa.....	113
4.4.3	Capacidad de medida y procesado en tiempo real.....	114
4.5	Ejercicios.....	114
4.5.1	Selección de un acelerómetro.....	114
5.	Análisis de señal.....	117
5.1	Introducción.....	117
5.2	Análisis básico de señal.....	118
5.3	Severidad de vibración según norma ISO.....	120
5.3.1	Criterio basado en la amplitud de vibración.....	121
5.3.2	Criterio basado en los cambios de la amplitud de vibración.....	124
5.4	Dominio Temporal–Frecuencial.....	126
5.4.1	Tratamiento digital de señal.....	126
5.4.2	Efecto de la longitud finita. Ventanas temporales.....	127
5.4.3	Efecto de la digitalización de la señal temporal.....	130
5.4.4	Otras consideraciones.....	133
5.4.5	Combinaciones de señales.....	134
5.5	Técnicas basadas en la detección de impactos.....	141
5.5.1	Revisión de la señal temporal.....	141
5.5.2	Amplitud pico (PeakVue) y método de envolvente.....	142
5.6	Dominio de la Quefrenca. Cepstrum.....	145
5.7	Dominio Temporal – Orbital.....	146
5.8	Ejercicios.....	148
5.8.1	Efecto del aliasing.....	148
5.8.2	Resolución en frecuencia.....	148
5.8.3	Aplicación norma ISO 20816-2.....	149
6.	Detección de fallos.....	151
6.1	Introducción.....	151
6.2	Acciones en ejes.....	152
6.2.1	Desequilibrios.....	152
6.2.2	Desalineación.....	154
6.2.3	Holguras.....	159

6.2.4 Rozamientos	160
6.2.5 Grietas en ejes.....	161
6.2.6 Otras fuerzas sobre el eje	163
6.3 Cojinetes de aceite	163
6.3.1 Causas de vibración anormal en cojinetes de aceite	163
6.3.2 Monitorizado del cojinete.....	166
6.3.3 Medida de la rigidez del cojinete	166
6.4 Rodamientos.....	166
6.4.1 Introducción	166
6.4.2 Control en el dominio del tiempo.....	167
6.4.3 Método del Pulso de Choque.....	169
6.4.4 Control en el dominio de la frecuencia.....	170
6.5 Engranajes	173
6.5.1 Desalineación	174
6.5.2 Excentricidad	175
6.5.3 Juego	175
6.5.4 Fase de ensamblaje y frecuencias fantasma	176
6.6 Correas de transmisión	177
6.7 Identificación de frecuencias naturales	178
6.8 Bombas centrífugas, ventiladores y turbinas.....	180
6.9 Motores y generadores eléctricos.....	189
6.9.1 Problemas en máquinas de inducción	189
6.9.2 Otras técnicas de detección	192
6.10 Máquinas alternativas	192
6.11 Vibraciones en tuberías.....	193
6.12 Ejercicios	194
6.12.1 Cálculo de las frecuencias de fallo en un rodamiento	194
6.12.2 Cálculo de la frecuencia de engrane y de fase de ensamblaje.	195
7. Equilibrado.....	197
7.1 Introducción	197
7.2 Comportamiento dinámico de ejes flexibles.....	201
7.2.1 Velocidades críticas	201
7.2.2 Modos de vibración.....	202
7.3 Equilibrado básico (un plano)	204
7.3.1 Método de los coeficientes de influencia	208
7.3.2 Método de las cuatro carreras.....	210
7.4 Equilibrado en dos planos	211
7.5 Influencia de la velocidad	215
7.6 Desequilibrio residual tolerado	219
7.6.1 Ejes rígidos.....	219

7.6.2 Ejes flexibles.....	223
7.7 Máquinas de equilibrado.....	231
7.7.1 Máquina de apoyos elásticos.....	232
7.7.2 Máquina de apoyos rígidos.....	232
7.8 Equilibrado progresivo.....	232
7.9 Ejercicios.....	233
7.9.1 Equilibrado de un ventilador (un plano).....	233
7.9.2 Cálculo del desequilibrio máximo admisible del ejercicio anterior.....	234
7.9.3 Equilibrado de una turbina (dos planos).....	235
7.9.4 Cálculo del desequilibrio modal para el eje del ejercicio anterior y comparación con el máximo admisible.....	238
8. Alineación de ejes.....	241
8.1 Introducción.....	241
8.2 Fundamentos de la alineación de ejes.....	241
8.2.1 Definición.....	241
8.2.2 Causas de la desalineación de ejes.....	243
8.2.3 Efectos de la desalineación de ejes.....	243
8.2.4 Objetivos de la alineación de ejes.....	244
8.3 Detección de la desalineación de ejes.....	244
8.3.1 Análisis de vibraciones.....	244
8.3.2 Termografía de infrarrojos.....	244
8.3.3 Patrones de desgaste en los apoyos.....	245
8.3.4 Fallos en juntas.....	246
8.3.5 Fallos en acoplamientos flexibles.....	246
8.4 Factores a considerar en la alineación de ejes.....	247
8.4.1 Configuración de la máquina.....	247
8.4.2 Tipo de acoplamiento.....	248
8.4.3 Expansión o contracción térmica.....	248
8.4.4 Deformación en tuberías.....	248
8.4.5 Estado de la base.....	249
8.4.6 Selección de los calzos o suplementos.....	249
8.5 Sistemas para la alineación de ejes.....	250
8.5.1 Sistemas con relojes comparadores.....	250
8.5.2 Método del comparador inverso.....	252
8.5.3 Método del borde y la cara.....	262
8.5.4 Sistemas basados en tecnología láser.....	266
8.6 Tolerancias y ajustes de la alineación.....	267
8.7 Ejercicios.....	269
8.7.1 Evaluación de la desalineación.....	269
8.7.2 Cálculo de la desalineación radial y angular con el procedimiento del comparador inverso.....	270

8.7.3 Cálculo de las correcciones para lograr la alineación.....	272
8.7.4 Alineación vertical a partir de medidas de borde y cara	273
8.7.5 Influencia de la dilatación térmica en la alineación vertical.....	275
Anexo. Conceptos básicos de vibraciones	279
A.1. Clasificación de la vibración	279
A.2. Parámetros básicos de las vibraciones.....	280
A.3. Modelización de sistemas de un grado de libertad (1 gdl)	282
A.3.1. Obtención de la ecuación de movimiento	284
A.4. Vibración libre de sistemas de 1 gdl no amortiguado	284
A.5. Sistema con amortiguamiento viscoso	286
A.6. Respuesta a excitación armónica	287
A.6.1. Sistema no amortiguado. Resonancia. Batimiento.....	287
A.6.2. Sistema con amortiguamiento viscoso (expresión compleja).....	290
Bibliografía.....	293

Apoyos de los ejes

1.1. Introducción

Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan apoyos denominados cojinetes. Según el tipo de carga que transmiten, los cojinetes se dividen en radiales y axiales, aunque determinadas soluciones constructivas admiten cargas combinadas. Atendiendo a la forma de funcionamiento se puede establecer la siguiente clasificación:

- Cojinetes de rodadura (**rodamientos**)
- Cojinetes de deslizamiento seco
- Cojinetes porosos impregnados en lubricante
- Cojinetes de película de fluido (**cojinetes de aceite**)
- Cojinetes magnéticos

En los rodamientos la disminución de la fricción se basa en que el rozamiento de rodadura es inferior al de deslizamiento, de modo que la carga se transmite a través de elementos (bolas, rodillos o agujas) que están en contacto de rodadura entre dos anillos (pistas de rodadura), mientras que en los cojinetes de aceite se hace uso de una película de aceite para disminuir la fricción.

Se estima que en maquinaria rotativa un 20% de los problemas que aparecen están relacionados con los apoyos de los ejes. A lo largo de este capítulo se proporcionará una descripción de los distintos tipos de averías de rodamientos y cojinetes de aceite, así como de sus causas.

1.2. Rodamientos

1.2.1. Descripción

La figura siguiente muestra las distintas partes de un rodamiento rígido de bolas. La pista interna usualmente es la que gira solidaria al eje, mientras que la pista externa se apoya en la carcasa de la máquina. Los elementos rodantes son los encargados de permitir el giro del eje con un rozamiento reducido. La jaula mantiene la distancia relativa entre los elementos rodantes evitando que se puedan agrupar provocando el fallo del rodamiento y la obturación protege al rodamiento de la entrada de elementos extraños y mantiene el lubricante (grasa) en su interior.

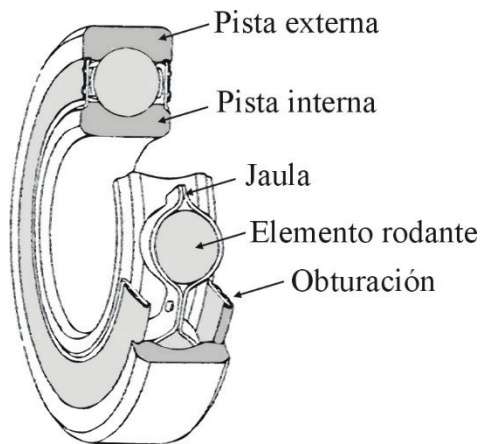


Figura 1.1. Nomenclatura de rodamientos

Los rodamientos se clasifican en función de la dirección de la carga aplicada en rodamientos radiales y rodamientos axiales (también llamados de empuje). También los podemos clasificar según el tipo de elemento rodante empleado en rodamientos de bolas y rodamientos de rodillos. A continuación, se repasarán las características de los rodamientos más comunes.

1.2.2. Características

1.2.2.1. Rodamientos radiales

Rígidos de bolas

Los rodamientos de bolas de ranura profunda constituyen el tipo más común de rodamientos. Transmiten carga radial y dado que las pistas de rodadura envuelven lateralmente a la hilera de elementos rodantes también pueden transmitir carga axial en los dos sentidos posibles.

Estos rodamientos pueden adquirirse prelubricados con grasa y sellados, o con protecciones laterales.

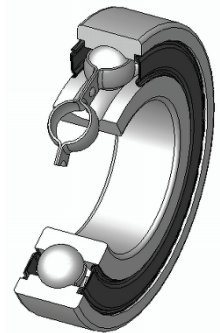


Figura 1.2. Rígido de bolas

De contacto angular

Los rodamientos de este tipo son capaces de transmitir carga radial, así como carga axial en un único sentido. Se fabrican con distintos ángulos de contacto. A mayor ángulo de contacto, mayor es la capacidad de carga de empuje.

Se pueden utilizar por parejas (cara-cara, espalda-espalda o tandem) ajustando el juego existente entre ellos actuando sobre la distancia axial entre los anillos interiores (en el montaje espalda-espalda) o los exteriores (en el montaje cara-cara).



Figura 1.3. Rodamiento de contacto angular

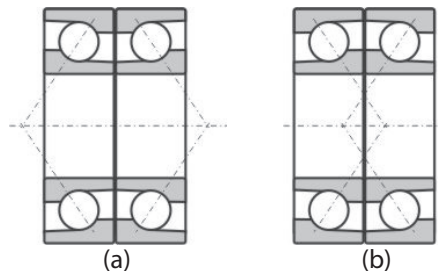


Figura 1.4. a. montaje en O (espalda-espalda), b. montaje en X (cara-cara)

Existen también rodamientos de bolas de contacto angular de doble hilera en disposición de espalda contra espalda, con solamente un anillo exterior. Estos pueden soportar cargas de empuje axial en ambos sentidos.

De autoalineación

En estos rodamientos el anillo exterior tiene una superficie de rodadura esférica cuyo centro coincide con el del rodamiento; por lo tanto, pueden absorber una desalineación angular del eje, ya sea proveniente de una falta de alineación entre los dos apoyos o causada por una falta de rigidez del propio eje.

Como inconveniente, la capacidad de estos rodamientos para transmitir carga axial es limitada.

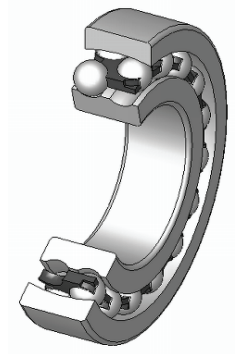


Figura 1.5.
Autoalineación

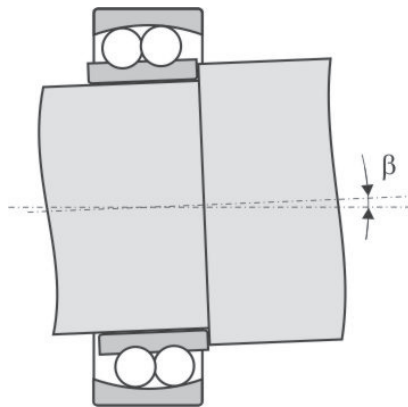


Figura 1.6. Rodamiento de autoalineación montado en un eje desalineado

De rodillos cilíndricos

Sus elementos rodantes son cilindros con un abombamiento cerca de los extremos para aliviar las tensiones causadas por una posible desalineación del eje. Como el contacto entre los elementos rodantes y las pistas de rodadura es lineal (en los rodamientos de bolas es puntual) tienen gran capacidad de carga radial.

Tienen movilidad axial, pero los hay con nervaduras laterales para impedir dicho movimiento, aunque este no es un método recomendable para soportar cargas axiales, puesto que en ese contacto lateral de los rodillos hay deslizamiento respecto a la pestaña de la pista de rodadura, lo que implica mayor rozamiento que en el contacto de rodadura.

Los hay con distintas configuraciones en cuanto a las nervaduras laterales de las pistas de rodadura como se muestra en la siguiente figura:

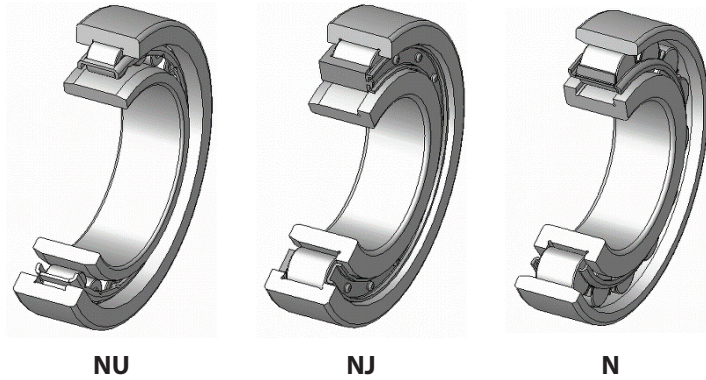


Figura 1.7. Distintos tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos

De rodillos cónicos

Estos rodamientos emplean elementos rodantes cónicos guiados por nervaduras en el anillo interior. Esto les permite transmitir carga axial en un solo sentido además de la carga radial.

Funcionan de forma similar a los rodamientos de bolas de contacto angular, y necesitan la carga axial para que el rodamiento no se desmonte, por lo que se suelen precargar axialmente. Es común que se monten en parejas. Al ser separables, los anillos interior y exterior se pueden montar independientemente, lo que simplifica las tareas de mantenimiento.

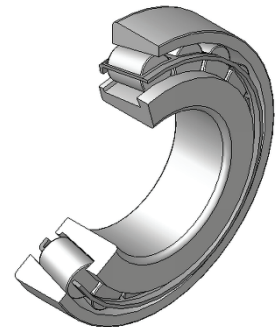


Figura 1.8. Rodillos cónicos

En estos rodamientos puede resultar crítico el juego axial que hay que dejar en el montaje y que tiene que ser capaz de absorber las dilataciones térmicas ocasionadas por el cambio de temperatura durante el trabajo de la máquina.

De rodillos esféricos

La superficie de rodadura del anillo exterior es esférica con el centro situado en el eje del rodamiento, esto le otorga al rodamiento la propiedad de autoalineación.

Son excelentes para soportar cargas radiales y pueden transmitir cargas axiales en cualquiera de los dos sentidos.

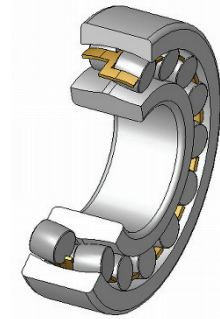


Figura 1.9. Rodillos esféricos

Rodamientos de agujas

Se utilizan cuando el espacio radial es reducido. Tienen gran capacidad de carga radial y no admiten carga axial.

Los hay con y sin pistas de rodadura. En aplicaciones con poco espacio, el eje o el alojamiento pueden hacer la función de pistas de rodadura.



Figura 1.10. Agujas

1.2.2.2. Rodamientos axiales

De bolas

Los rodamientos de bolas de empuje se componen de anillos de rodadura parecidos a arandelas con ranuras de superficie de rodadura para las bolas. Sólo pueden transmitir carga de empuje (axial).

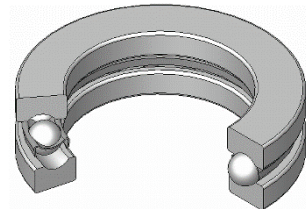


Figura 1.11. Axial de bolas

De rodillos cilíndricos

Los rodamientos de empuje de rodillos cilíndricos se diseñan para soportar grandes cargas en la dirección axial con una elevada rigidez. Sólo pueden transmitir carga de empuje (axial).

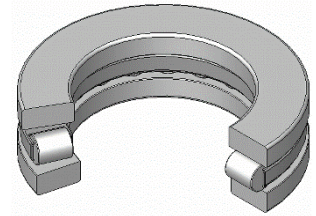


Figura 1.12. Axial de rodillos cilíndricos

De rodillos esféricos

Tienen superficie de rodadura esférica en el anillo exterior (el inferior en la Figura 1.13), y los rodillos están distribuidos oblicuamente en una sola hilera.

Dado que la superficie de rodadura del anillo exterior es esférica, estos rodamientos son de autoalineación. Tienen una elevada capacidad de carga de empuje y pueden transmitir cargas radiales moderadas. Pero no son apropiados para altas velocidades.

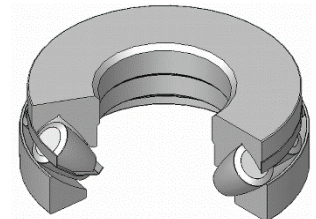


Figura 1.13. Axial de rodillos esféricos

1.2.3. Lubricación de rodamientos

Se estima que el 80% de los fallos en rodamientos están relacionados con problemas del lubricante. De esos fallos un 25% los causa la contaminación del mismo, un 20% son debidos a una elección incorrecta, otro 20% los genera el envejecimiento y un 15% la falta de lubricante. Así pues, para garantizar el óptimo funcionamiento de un rodamiento es imprescindible mantener separadas las superficies de fricción con el lubricante adecuado. Los objetivos de la lubricación son:

- Formar una película de lubricante entre las superficies con el fin de reducir la fricción y el desgaste (entre anillos, elementos de rodadura y jaulas).
- Prolongar de vida a fatiga (depende de la viscosidad y del espesor de la capa de lubricante).
- Ayudar a distribuir y disipar el calor: refrigeración (en el caso de la lubricación por aceite).
- Otros: evitar corrosión y oxidación, eliminar materiales extraños. etc.

La característica que determina la correcta formación o no de la película de lubricante entre las superficies en contacto es la viscosidad. La *Norma ISO 3448:1992* realiza una clasificación de la viscosidad de los aceites industriales tal y como se muestra en la siguiente tabla. La viscosidad cinemática se mide en mm^2/s o centistokes (cSt).

Tabla 1.1. Sistema ISO de clasificación según la viscosidad para aceites industriales

Grado de viscosidad	Viscosidad Cinemática media	Límites de Viscosidad Cinemática en cSt @ 40 °C	
		Mínima	Máxima
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,03
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10,0	9,00	11,00
ISO VG 15	15,0	13,50	16,50
ISO VG 22	22,0	19,80	24,20
ISO VG 32	32,0	28,80	35,20
ISO VG 46	46,0	41,40	50,60
ISO VG 68	68,0	61,20	74,80
ISO VG 100	100,0	90,00	110,00
ISO VG 150	150,0	135,00	165,00
ISO VG 220	220,0	198,00	242,00
ISO VG 320	320,0	288,00	352,00
ISO VG 460	460,0	414,00	506,00
ISO VG 680	680,0	612,00	748,00
ISO VG 1.000	1.000,0	900,00	1100,00
ISO VG 1.500	1.500,0	1.350,00	1650,00

Los lubricantes empleados en rodamientos suelen estar comprendidos entre los grados de viscosidad 10 y 680. La viscosidad que presenta un lubricante depende de su temperatura, esa dependencia se mide con el llamado índice de viscosidad, de forma que cuanto mayor es dicho índice menor es la variación de viscosidad que sufre el lubricante con los cambios de temperatura. Los aceites minerales tienen un índice de viscosidad en torno a 100, mediante aditivos se puede elevar este índice hasta 150, mientras que los aceites sintéticos pueden llegar a valores superiores a 200. La norma ISO 2909:2002 proporciona una metodología de cálculo para obtener el índice de viscosidad a partir de la viscosidad cinemática medida a 40 °C y a 100 °C. Sin embargo, dado que es habitual disponer del valor de viscosidad del lubricante a esas dos temperaturas, resulta más útil el empleo de la ecuación de Walther (1931) que viene recogida en la norma ASTM D341 y que muestra la relación entre viscosidad y temperatura (válida para $\nu > 2 \text{ mm}^2/\text{s}$).

$$\log(\log(\nu + 0,7)) = A - B \cdot \log(T)$$

Ecuación 1.1

En la ecuación, la viscosidad cinemática ν se introduce en mm^2/s , la temperatura T en Kelvin y A y B son constantes a determinar para cada lubricante a partir de los datos de viscosidad (ν_1 y ν_2) medidos a dos temperaturas distintas (T_1 y T_2), quedando:

$$B = \frac{\log(\log(\nu_2+0,7))-\log(\log(\nu_1+0,7))}{\log(T_1)-\log(T_2)} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

$$A = \log(\log(\nu_2 + 0,7)) + B \cdot \log(T_2) \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Obteniéndose pues la viscosidad cinemática a cualquier temperatura como

$$\nu = 10^{10(A-B \cdot \log(T))} - 0,7 \quad \text{Ecuación 1.4}$$

En la Figura 1.14 se muestra la variación de la viscosidad con la temperatura para el caso de diversos aceites minerales y para un aceite sintético con índice de viscosidad igual a 236.

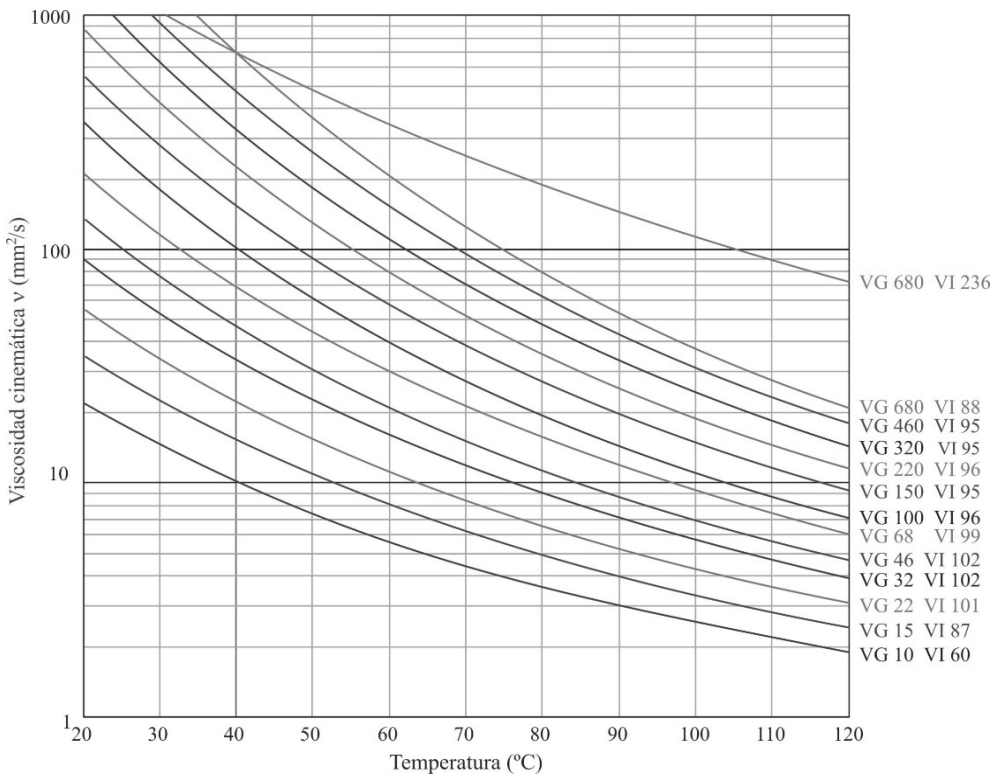


Figura 1.14. Variación de la viscosidad cinemática del lubricante con la temperatura

Debido a la fricción interna, la temperatura de servicio inherente a un rodamiento (calentamiento espontáneo) se encuentra entre 35 °C y 70 °C. Sin embargo, la temperatura exterior puede influir en la temperatura del rodamiento, haciendo que ésta aumente o disminuya considerablemente. Para evitar que se alteren los tratamientos térmicos de los componentes del rodamiento su temperatura no debe superar los 120 °C, si bien existen series especiales capaces de trabajar hasta los 350 °C.

La lubricación puede realizarse mediante grasa o aceite. La tabla siguiente muestra una comparación entre ambos tipos de lubricación.

Tabla 1.2. Comparación entre lubricación de rodamientos por grasa y por aceite

	GRASA	ACEITE
Estructura de cajas sellada	Simple	Puede ser compleja (se requiere mantenimiento)
Velocidad	del 65% al 80% con respecto a aceite	Velocidad límite
Enfriamiento	Malo	Posible con la circulación forzada del aceite
Fluidez	Mala	Buena
Sustitución completa del lubricante	A veces difícil	Fácil
Extracción de partículas	Imposible	Fácil

1.2.3.1. Lubricación con grasa

La grasa es un lubricante compuesto por un aceite base y un espesante. Las basadas en aceites de baja viscosidad son más adecuadas para rodamientos que trabajan a alta velocidad y baja temperatura, mientras que las que emplean un aceite base de viscosidad elevada son apropiadas para cargas y temperaturas elevadas. En el caso de cargas altas se recomienda el empleo de grasas con aditivos de presión extrema.

No es recomendable mezclar distintos tipos de grasas ya que se pueden generar depósitos y pérdidas de sus propiedades si reaccionan sus componentes.

Una de las características directamente relacionada con las condiciones de trabajo es la consistencia de la grasa, identificada por el grado NLGI (National Lubricating Grease Institute, de EE.UU.), normalmente se emplean grados de consistencia NLGI de 2 ó 3, pero si la temperatura de trabajo es muy baja o cuando se emplean sistemas de lubricación automática es recomendable emplear grasas más fluidas (grados NLGI 0 y 1), por el contrario para temperaturas de trabajo altas puede ser necesario emplear el grado de consistencia 4.

Para no dificultar en exceso el movimiento de los elementos rodantes, hay que evitar llenar completamente de grasa el interior del rodamiento. Como orientación se puede decir que:

- La grasa ha de ocupar entre 1/2 a 2/3 del espacio libre cuando la velocidad sea menor que el 50% de la velocidad límite.
- Entre 1/3 y 1/2 del espacio cuando la velocidad sea mayor que el 50% de la velocidad límite.

Dado que con las horas de trabajo el lubricante se va deteriorando, será necesario sustituirlo para evitar el fallo del rodamiento. Los proveedores de lubricantes proporcionan gráficas para determinar el intervalo apropiado de sustitución, expresado en horas de servicio en función del tipo y tamaño de rodamiento y de su velocidad de trabajo. Estas gráficas son válidas para grasas basadas en jabón de litio y aceite base mineral, en maquinaria estacionaria, con cargas normales y temperaturas medidas en el aro exterior de hasta +70 °C. Para temperaturas superiores se deber reducir el intervalo a la mitad por cada 15 °C de aumento de temperatura. Hay que tener en cuenta que los rodamientos lubricados con grasa y obturados deben trabajar a temperaturas inferiores a 100 °C. En el caso de emplearse grasas basadas en aceite sintético y en condiciones de buena limpieza se puede lograr mayor vida y aumentar el rango de temperaturas de trabajo hasta los 130 °C.

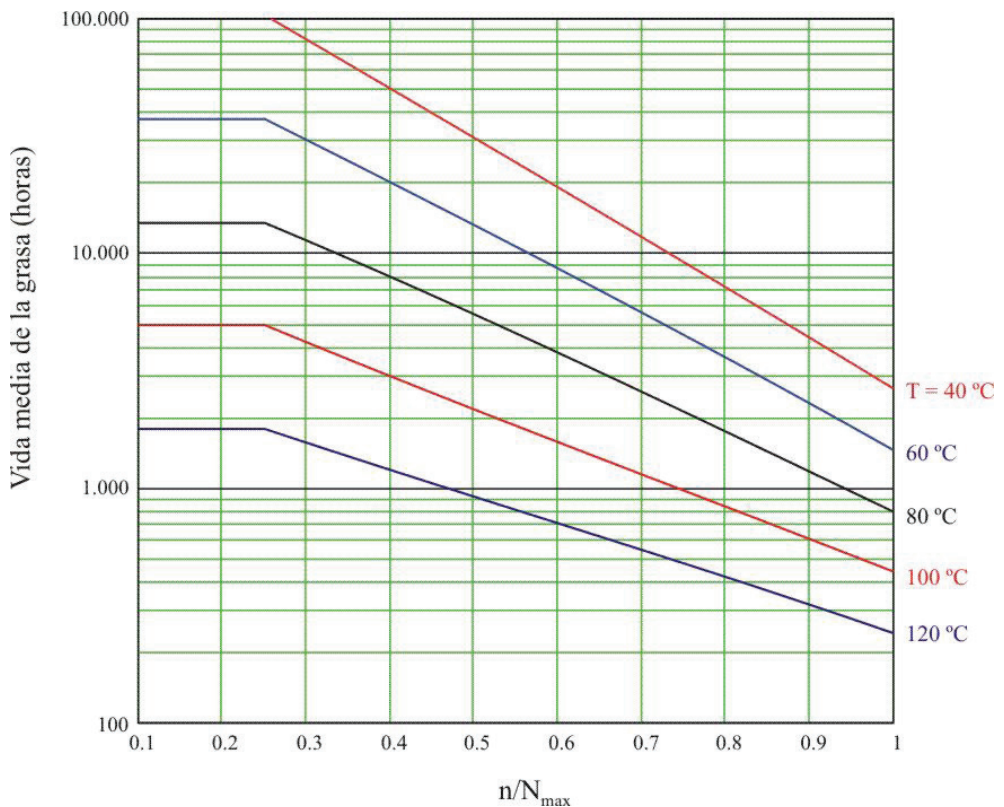


Figura 1.15. Vida de la grasa (aceite base mineral) en rodamientos rígidos de bolas sellados

En rodamientos rígidos de bolas sellados, se puede estimar la vida de la grasa con los gráficos mostrados en las Figuras 1.15 y 1.16, en función que se trate de una grasa basada en aceite mineral o de una grasa con base de aceite sintético. En estos gráficos se toma la línea correspondiente a 40 °C si la temperatura es inferior. N_{max} es la velocidad límite del rodamiento lubricado con grasa y n es la velocidad de trabajo.

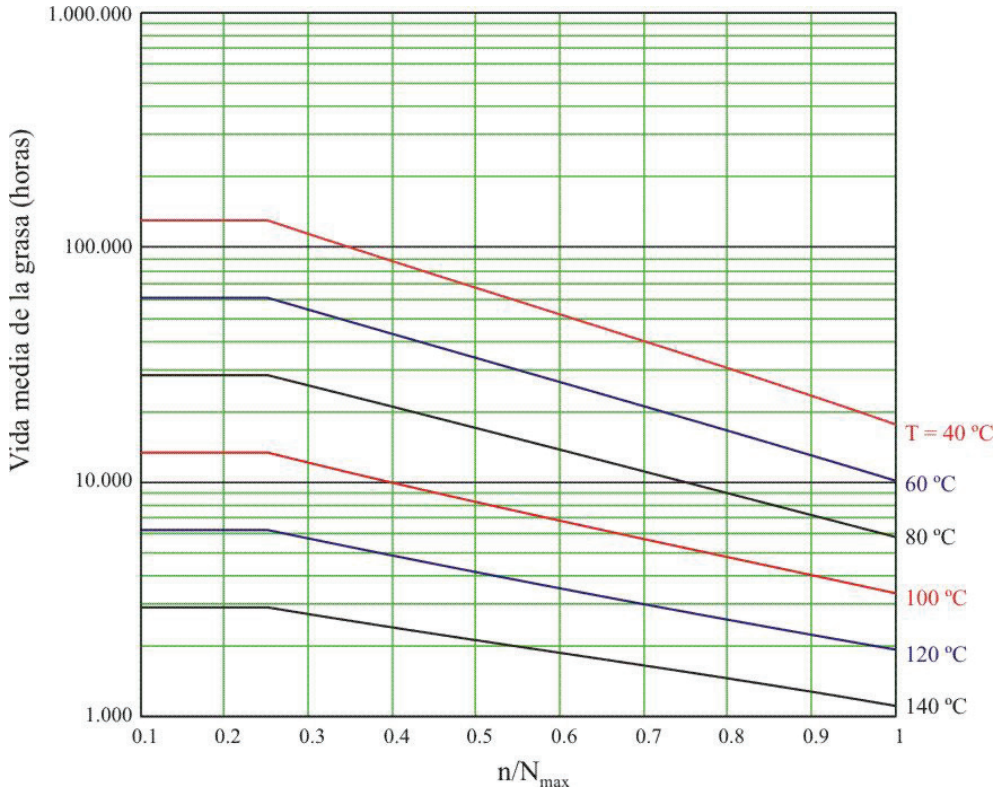


Figura 1.16. Vida de la grasa (aceite base sintético) en rodamientos rígidos de bolas sellados

1.2.3.2. Lubricación con aceite

La lubricación por aceite se suele utilizar cuando las condiciones de funcionamiento (como la velocidad o la necesidad de disipar el calor) no permiten el empleo de grasa, o cuando se emplea el mismo aceite para lubricar otros elementos de la máquina, como puede ser una transmisión por engranajes. Dicha lubricación se puede realizar de varias formas:

- Baño de aceite: el nivel de aceite no debería superar el centro de elemento rodante más bajo.

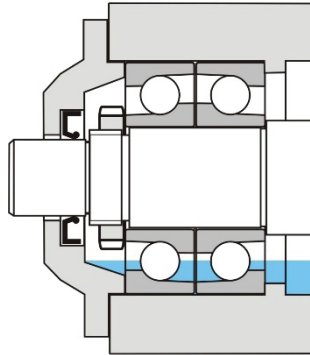


Figura 1.17. Lubricación por baño de aceite

- Goteo: sistema de dosificación de aceite junto al rodamiento.
- Barboteo: en transmisiones por engranajes, el aceite que lubrica al rodamiento es salpicado por los dientes de los engranajes.
- Circulante: se hace circular el aceite con un sistema de bombeo en aplicaciones con velocidades y temperaturas altas. El aceite se puede filtrar y refrigerar con un radiador.
- Niebla de aceite: se pulveriza aceite en una corriente de aire, esto permite alcanzar velocidades extremas en el rodamiento.

En los sistemas de lubricación que utilizan la circulación forzada del aceite es importante asegurarse de que no existan problemas a la hora de evacuar este aceite, ya que el rodamiento probablemente fallará de forma prematura si se inunda completamente de lubricante.

1.2.4. Cálculo de la vida en rodamientos

1.2.4.1. Introducción

Existe un conjunto de parámetros que influyen sobre la duración de los rodamientos:

- Fatiga
- Desgaste
- Corrosión
- Lubricación insuficiente o excesiva
- Suciedad
- Errores de montaje
- Deformaciones elásticas y térmicas

El cálculo de vida de un rodamiento está basado principalmente en el dato de la capacidad de carga dinámica, en el lubricante empleado y en las condiciones de trabajo y mantenimiento del mismo.

1.2.4.2. Carga en los elementos rodantes

Las fuerzas que actúan sobre un rodamiento, se reparten entre diversos elementos rodantes, transmitiendo básicamente fuerzas normales a las superficies en contacto. En la siguiente figura se muestra el reparto de carga radial entre los distintos elementos rodantes en el caso habitual de un rodamiento cuya pista exterior no gira mientras que la pista interior gira solidaria con el eje. En esta situación puede aparecer fallo en cualquier punto de la pista interior o en los puntos inferiores de la pista exterior.

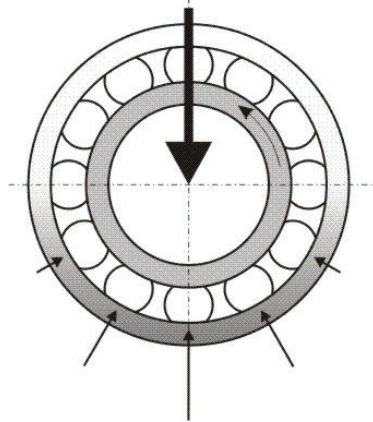


Figura 1.18. Distribución de la carga sobre un rodamiento

En aquellos rodamientos que pueden transmitir simultáneamente cargas axiales y radiales, las fuerzas transmitidas por los elementos rodantes dependen de la magnitud de ambas. El análisis de transmisión de fuerzas y la experiencia han conducido a ecuaciones para el cálculo de fuerzas equivalentes, ecuaciones que pueden encontrarse en los catálogos comerciales de rodamientos.

1.2.4.3. Fallo bajo carga estática

Un primer tipo de fallo que puede aparecer en rodamientos es el debido a la carga estática que se transmite cuando el rodamiento no gira. En esa situación, si el esfuerzo transmitido es excesivo, el elemento rodante puede generar una deformación permanente sobre la pista de rodadura de una magnitud tal que al girar el rodamiento produzca vibraciones y ruidos. Normalmente, el tamaño de deformación permanente considerado para producir fallo estático es el $0.0001 \cdot d$, siendo d el diámetro del elemento rodante.

Cada rodamiento tiene definida una capacidad de carga estática C_0 , utilizada para la definición del fallo estático del mismo. En general, un rodamiento puede soportar cargas mayores a C_0 si el rodamiento gira constantemente. No obstante, las cargas que actúan sobre el elemento rodante y las pistas, si el rodamiento gira, no serán estáticas y por lo tanto podrán producir fallo por fatiga.

Se define el coeficiente de seguridad estática X_0 como la relación entre la capacidad de carga estática C_0 y la carga estática equivalente F_0 .

$$X_0 = \frac{C_0}{F_0} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Donde la carga estática equivalente se calcula a partir de los factores de fuerza axial x_0 y radial y_0 , siguiendo las instrucciones del fabricante del rodamiento o las indicaciones de la norma ISO 76:2006.

$$F_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a \quad \text{Ecuación 1.6}$$

La siguiente tabla proporciona orientación de los valores adecuados para el coeficiente de seguridad estática en función de las condiciones de funcionamiento.

Tabla 1.3. Coeficiente de seguridad estática

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática X_0	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	≥ 1.5	≥ 1.0
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos elevados para la suavidad de marcha	≥ 3.0	≥ 2.0
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	≥ 3.0	≥ 1.5

1.2.4.4. Fallo a fatiga del rodamiento

El cálculo de la vida a fatiga de un rodamiento se aborda en la *Norma ISO 281:2007*, incluyéndose la influencia de la fiabilidad, el lubricante y la contaminación del mismo. Aunque no aborda otros aspectos como puede ser el paso de corriente eléctrica por el rodamiento o la corrosión.

Los rodamientos fallan por exfoliación, picado o desconchado de las superficies de rodadura, produciendo ruido, vibraciones, funcionamiento irregular, etc. La vida se define como el número de revoluciones L hasta que aparece la primera evidencia de fatiga, tal como una primera grieta.

Aunque se controlen cuidadosamente los materiales, la precisión de construcción, y las condiciones de funcionamiento (carga, velocidad, lubricación, etc.), la vida del rodamiento puede variar considerablemente (un rodamiento puede tener una vida 20 veces superior a otro). Por ello es necesario abordar el cálculo con un planeamiento probabilístico. Así se define:

Vida Nominal (L_{10}): número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.

$$L_{10} = 10^6 \left(\frac{C}{F} \right)^q \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Ecuación donde C es la capacidad de carga dinámica (definida para cada rodamiento) que representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones. En general $q = 3$ en rodamientos de contacto puntual (bolas) y $q = 10/3$ para contacto lineal o lineal modificado (rodillos).

1.2.4.5. Factores de corrección de vida

La vida L del rodamiento en la Norma ISO 281:2007 se calcula corrigiendo la vida nominal con un factor de fiabilidad (a_1), y otro (a_{iso}) que tiene en cuenta las condiciones de trabajo del rodamiento según la siguiente expresión:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

Por fiabilidad (a_1)

La vida nominal de un rodamiento está calculada para una probabilidad del 90% de supervivencia. Para tener en cuenta fiabilidades mayores, se incluye un coeficiente de corrección por fiabilidad a_1 , calculado con la Tabla 1.4.

Tabla 1.4. Factor de fiabilidad a_1

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

Por condiciones de trabajo (a_{iso})

Este factor tiene en cuenta el efecto de las condiciones de trabajo, particularmente la lubricación inadecuada, sobre la vida del rodamiento. La Norma *ISO 281:2007* permite que cada fabricante de rodamientos defina el procedimiento para obtener este factor corrector, viniendo expresado normalmente en función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento P_u (fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada), de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo, de las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

Sin embargo, la ecuación $L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$ no proporciona resultados fiables cuando:

- La carga aplicada es muy elevada (superior a C_0 o al 50% de C)
- La velocidad de giro es muy reducida (inferior a 20 rpm) o muy elevada (superior a la velocidad límite del rodamiento)
- La temperatura es elevada (superior a 130 °C)
- El lubricante está contaminado por agua
- La desalineación es excesiva
- Existe paso de corriente eléctrica por el rodamiento
- El rodamiento se ve sometido a vibraciones elevadas

Se puede calcular el factor a_{iso} del siguiente modo:

1. Se obtiene la viscosidad relativa ν_1 en función del diámetro medio del rodamiento d_m con las siguientes ecuaciones, donde d_m está en milímetros y n es la velocidad en rpm:

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad \text{para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Ecuación 1.9

2. En la Figura 1.14 o mediante las ecuaciones 1 a 4, se obtiene la viscosidad ν del aceite a la temperatura de trabajo del rodamiento.
3. El cociente de estas dos viscosidades se identifica con la letra kappa $\kappa = \nu/\nu_1$. Si $\kappa < 0,4$ existirá contacto entre los elementos sólidos (pistas de rodadura y elementos rodantes) siendo necesario el empleo de aditivos EP o lubricantes sólidos (como por ejemplo grafito y disulfuro de molibdeno). Si se emplean estos aditivos y el nivel de contaminación no es alto ($\eta_c > 0.2$) se puede tomar $\kappa = 1$ pero limitando a_{iso} a un valor máximo de 3.
4. El nivel de contaminación del lubricante proporciona el factor η_c , este factor se puede obtener de forma simplificada a partir de la Tabla 1.5.

Tabla 1.5. Factor de contaminación η_c

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro muy fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación	0	0

- Se calcula la relación contaminación-carga $\eta_c(P_u/F_{eq})$ y con ella se entra en la gráfica correspondiente al tipo de rodamiento que se esté seleccionando para obtener el factor corrector por condiciones de trabajo a_{iso} . En estas gráficas el factor a_{iso} está limitado a un valor máximo de 50, aun cuando la relación contaminación carga sea superior a 5. Además, si $k_i > 4$ se tomará la curva correspondiente a $k_i = 4$.

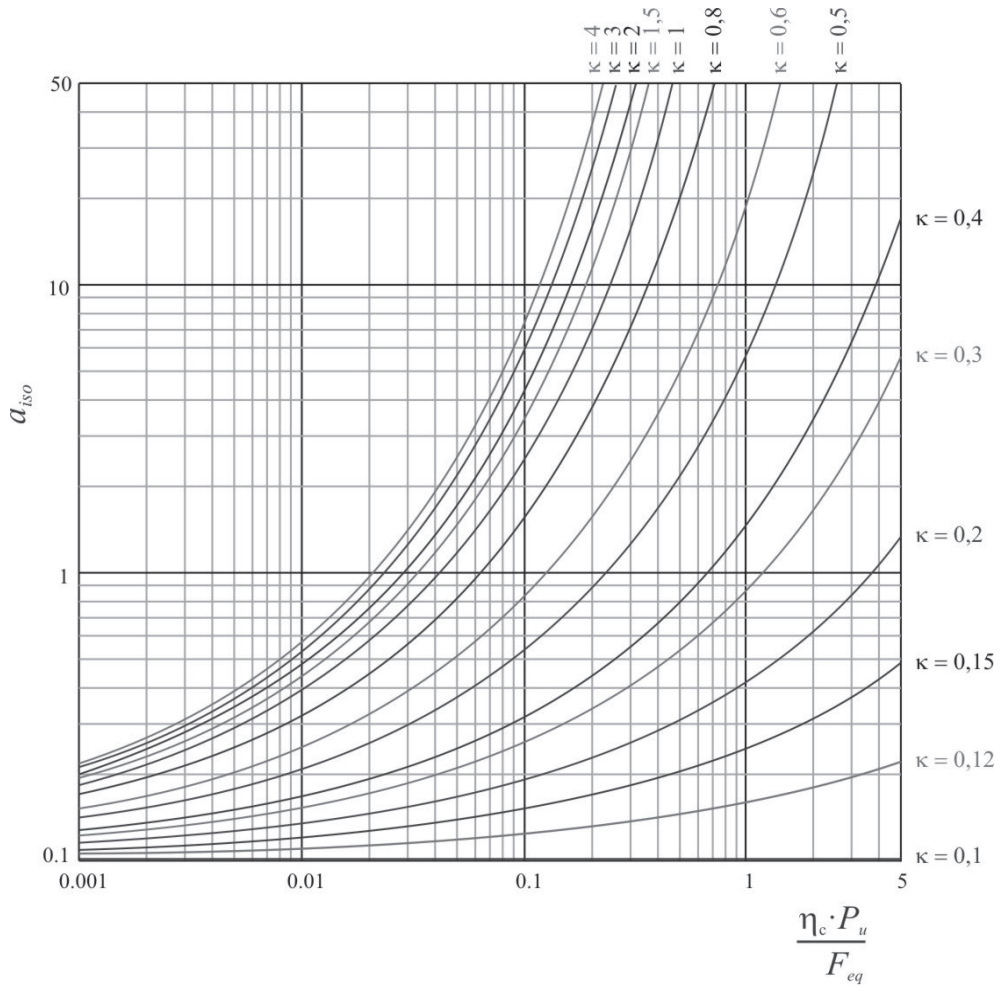


Figura 1.19. Factor a_{iso} para rodamientos radiales de bolas

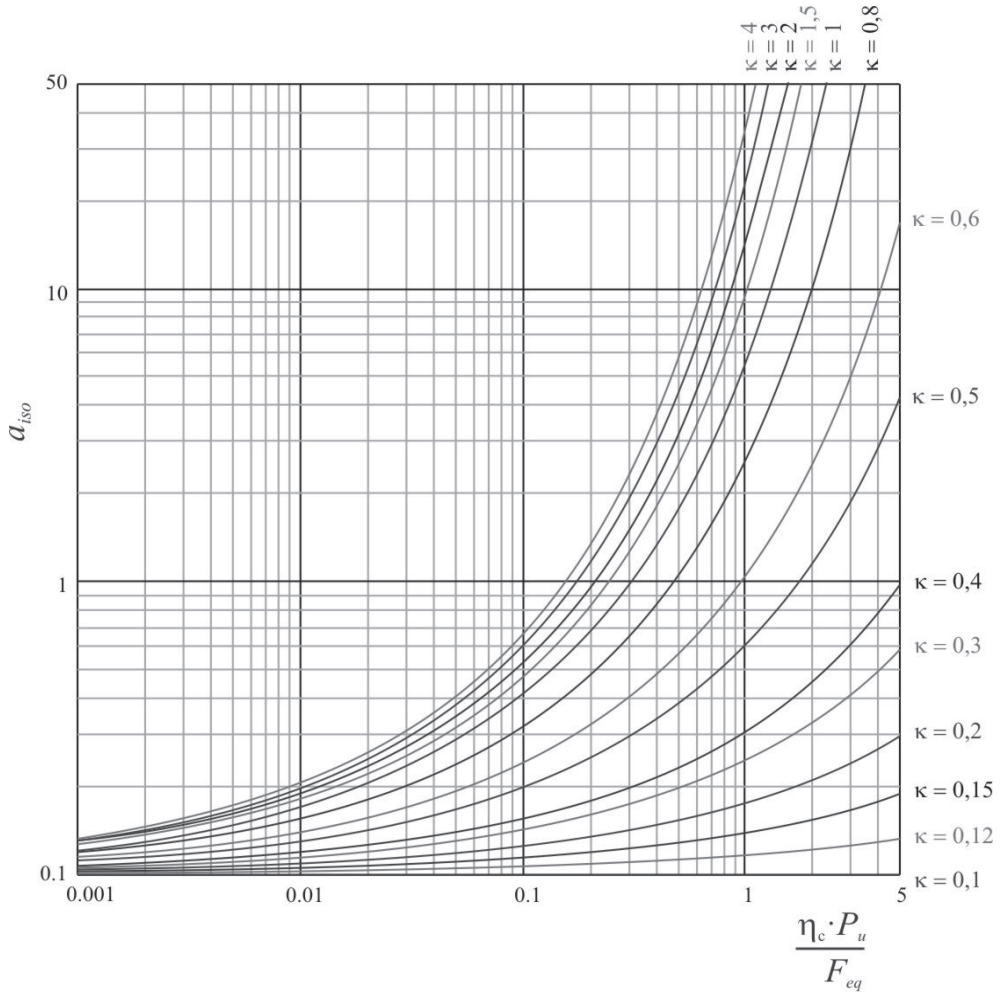


Figura 1.20. Factor a_{iso} para rodamientos radiales de rodillos

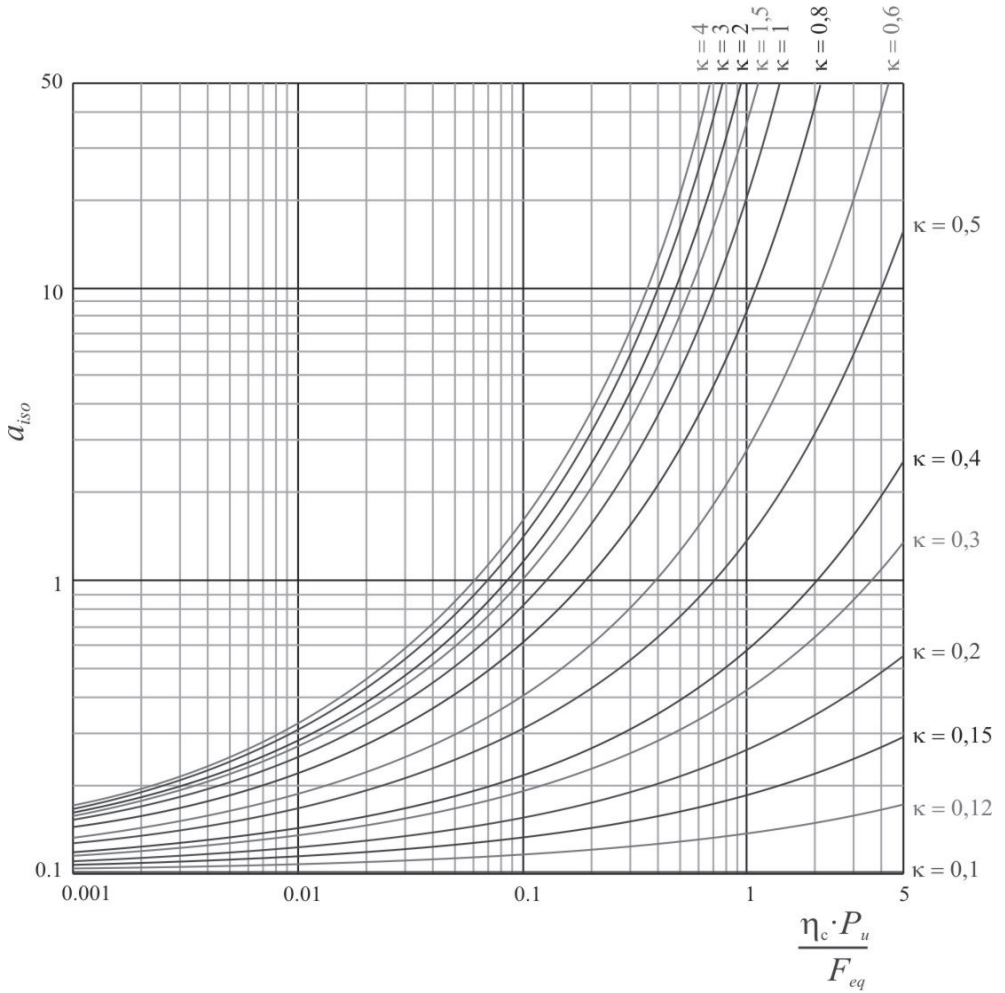


Figura 1.21. Factor a_{ISO} para rodamientos axiales de bolas

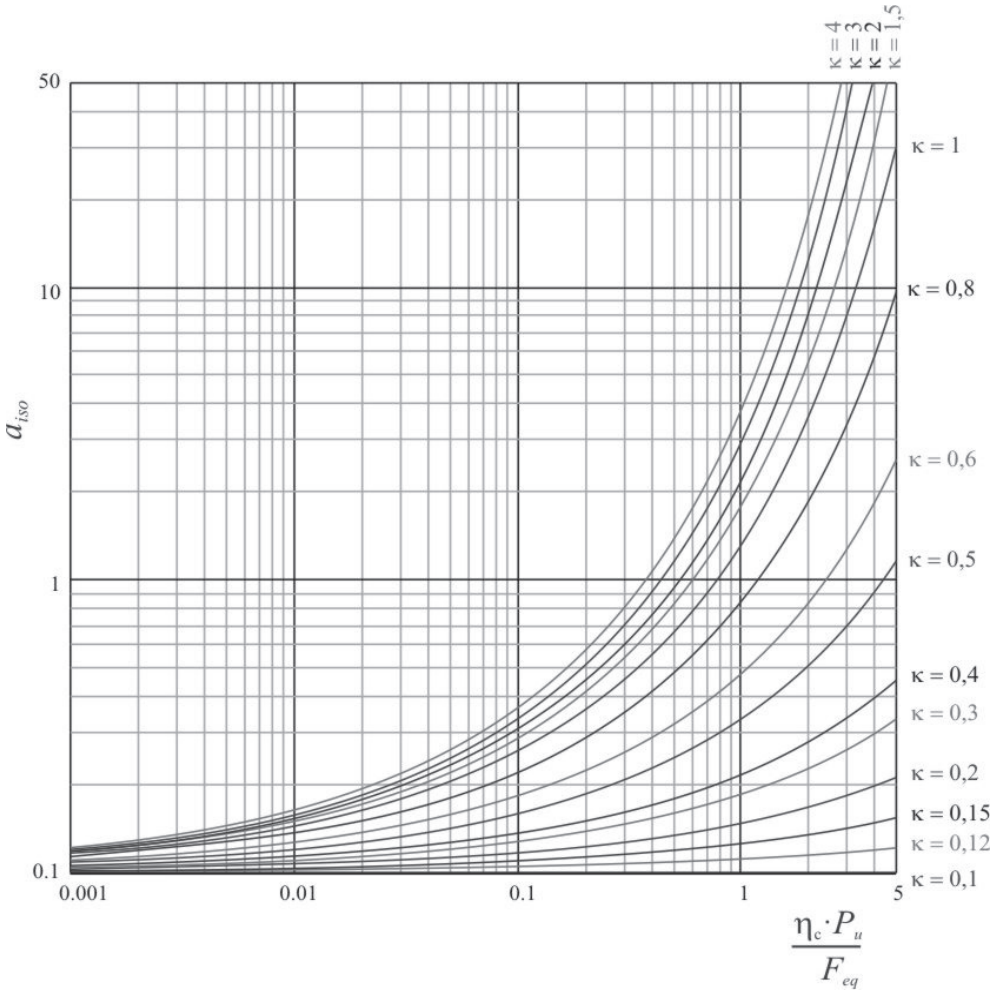


Figura 1.22. Factor a_{ISO} para rodamientos axiales de rodillos

1.2.4.6. Recomendaciones de vidas de rodamientos

La mayoría de catálogos de los fabricantes de rodamientos incluyen datos sobre la vida que deberían tener los rodamientos de varias clases de máquinas. La Tabla 1.6 muestra las vidas recomendadas de rodamientos dependiendo del tipo de aplicación.

Tabla 1.6. Vidas recomendadas para rodamientos

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1–2
Motores para aviación	2–4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4–8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8–14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14–20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20–30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50–60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100–200

1.2.5. Juego interno del rodamiento

El juego interno es la holgura que existe entre las pistas de rodadura y los elementos rodantes. Los juegos radial y axial se definen como las distancias que pueden desplazar los anillos entre sí en esas direcciones. Este juego se utiliza para absorber las posibles dilataciones térmicas de la máquina. El juego interno influye en la duración a fatiga, la vibración, el ruido y la generación de calor del rodamiento.



Figura 1.23. Marcas en pista de rodamiento de rodillos cónicos causadas por un juego excesivo. Fuente: fotografía cortesía de la compañía Timken

El juego en rodamientos está normalizado, debiéndose seleccionar el adecuado para cada tipo de aplicación. Los rodamientos se fabrican con juego normal (C2 ó C3), con juego radial menor que el normal (C0 y C1) para rodadura de alta precisión, y con juegos radiales

mayores que el normal (C4 y C5) que se emplean cuando se prevé una mayor diferencia de temperaturas entre las dos pistas de rodadura y cuando se requiere un ajuste más forzado en el montaje de las pistas.

Motivos que hacen conveniente eliminar el juego interno precargando el rodamiento:

- Aumentar la rigidez de los rodamientos, manteniendo de este modo la exactitud de funcionamiento del eje (máquinas herramientas, instrumentación, eje del piñón del diferencial del automóvil, etc.).
- Reducir ruido y vibraciones.
- Evitar el deslizamiento entre elementos rodantes y pistas que aparece a altas velocidades debido a efectos giroscópicos.

La precarga de los rodamientos se puede realizar de varias formas:

- Montando el rodamiento sobre una superficie troncocónica. De esta forma la pista interna se expande al montar el rodamiento. Es necesario poner una rosca para asegurar el rodamiento y lograr la precarga.

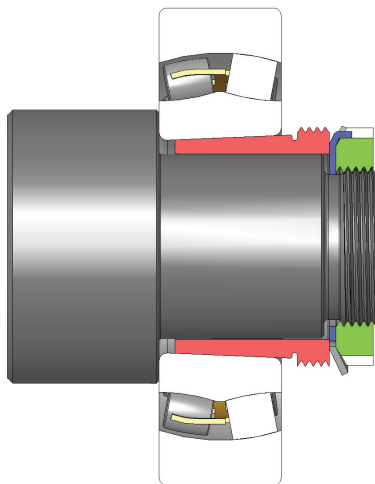


Figura 1.24. Rodamiento con manguito de montaje troncocónico.

Fuente: Silberwolf (Wikipedia) (2008)

- Utilizando ajuste por interferencia para fijar una de las pistas de rodadura, por ejemplo, montando el rodamiento en caliente en el eje.
- Utilización de rodamientos para disposición Dúplex. Por ejemplo, en la Figura 1.25 se muestra un montaje en O de dos rodamientos de bolas de contacto angular, quedando una cierta holgura e entre las pistas internas. Si se aplica una fuerza axial entre esas pistas internas, aparece una precarga entre las pistas y los elementos rodantes.

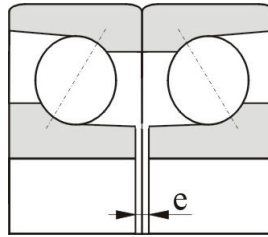


Figura 1.25. Rodamientos en disposición Dúplex

En la Figura 1.26 se muestra que tanto la presencia de un juego excesivo (como una precarga inadecuada) reducen la vida del rodamiento, mientras que con una precarga adecuada se puede aumentar la duración respecto a la correspondiente a un juego nulo.

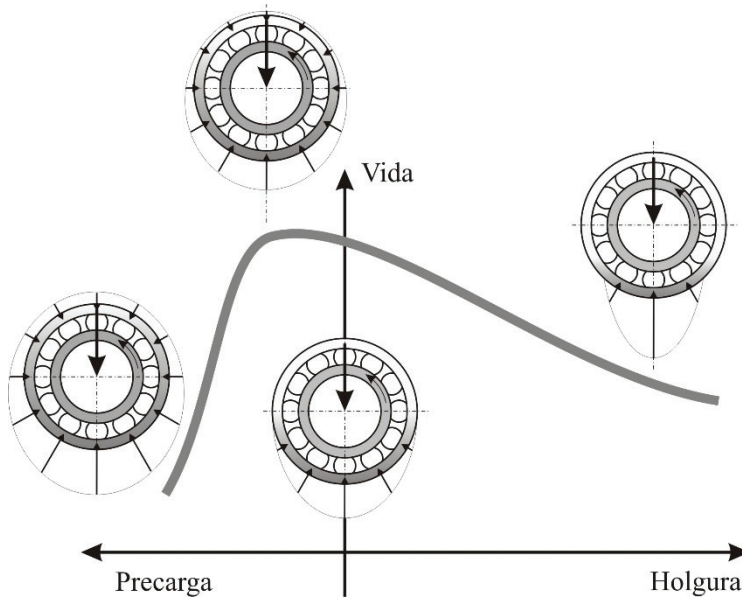


Figura 1.26. Vida del rodamiento frente a su holgura/precarga

1.2.6. Montaje de rodamientos

Se estima que los errores de montaje originan el 5% de los fallos de rodamientos. De esos fallos un porcentaje significativo está causado por errores en las dimensiones del eje o del alojamiento en la carcasa. Al montarse el rodamiento suelen emplearse tolerancias de ajuste tanto con el eje como con el alojamiento para evitar desplazamientos de las pistas de rodadura. Los ajustes normales se muestran en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7. Ajustes típicos de montaje

	Eje	Alojamiento
Rodamientos de bolas	j5 a k5	J6
Rodamientos de rodillos y agujas	k5 a m5	K6

Esos ajustes sobre rodamientos de grupo de juego normal (C2 y C3) dan como resultado un juego de servicio correcto en el rodamiento.

En los apoyos de un eje uno de los extremos suele ser fijo (queda limitado el movimiento en la dirección axial) y el otro libre (permite el movimiento axial del eje) para asegurar la isoestaticidad y evitar que aparezcan esfuerzos a causa de dilataciones térmicas o defectos de montaje. Si un rodamiento no desarmable (por ejemplo, un rígido de bolas) ha de funcionar como rodamiento libre será necesario montar uno de los aros con ajuste holgado (calidad g o h en el eje, o bien calidad G, H o J en el alojamiento).

1.2.6.1. Desmontaje

Si el rodamiento está montado por interferencia en el eje se debe emplear un extractor, aplicándolo al aro interior, si no fuese posible, lo aplicaremos al aro exterior, pero se hará girar dicho aro durante el desmontaje para que la fuerza de extracción no dañe al rodamiento.

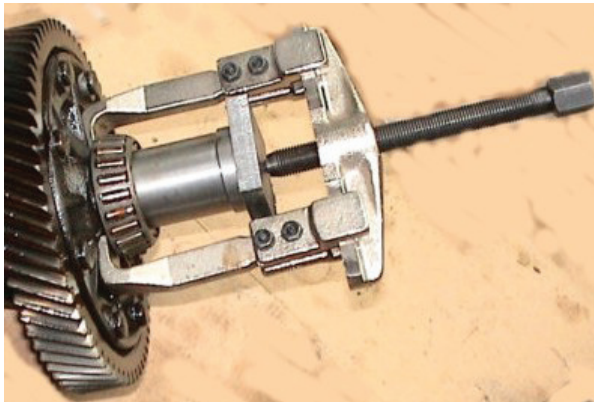


Figura 1.27. Extractor de rodamientos

En el caso de grandes rodamientos es difícil vencer el rozamiento entre el rodamiento y el eje incluso empleando extractores de gran tamaño, por ello se suele emplear inyección de aceite a través del eje sobre el aro interior del rodamiento, logrando de este modo reducir la fricción facilitando la extracción y evitando dañar el eje, tal y como se muestra en la siguiente imagen.

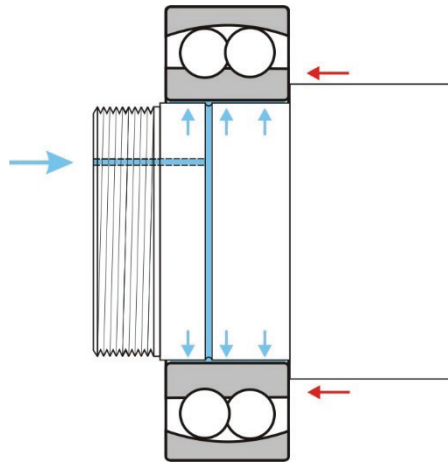


Figura 1.28. Extracción con aceite

Si se trata de un rodamiento despiezable como por ejemplo uno de rodillos cilíndricos y está montado con apriete en el eje resulta muy peligroso recurrir a cortar la pista para su extracción, ya que la tensión del material puede ocasionar una rotura frágil repentina, con la consecuente proyección de fragmentos de metal y el riesgo asociado de lesiones graves.

Para realizar una extracción segura puede recurrirse a un aro de calentamiento de aluminio, que una vez calentado se aplica sobre la pista a extraer provocando su dilatación, también hay aros de calentamiento con sistemas de inducción que calientan rápidamente la pista a extraer sin dar tiempo a calentar el eje. Pero no es adecuado emplear una llama abierta como un soplete para esta tarea, ya que el calentamiento no uniforme y descontrolado dañará al rodamiento.

Si el rodamiento está montado con apriete en el alojamiento, puede emplearse un botador (cincel) tubular para su extracción, aplicándolo sobre el aro externo, golpeando uniformemente a su alrededor. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y carecer de rebabas. No se debe golpear nunca directamente el rodamiento con el martillo.

1.2.6.2. Montaje

Es conveniente lubricar el asiento del rodamiento antes de su montaje. Nunca hay que dar martillazos directamente sobre el rodamiento, se intercalará siempre algún elemento intermedio (botador), que se aplicará al aro interno. Hay que vigilar que el rodamiento no entre torcido en el eje.

Si el eje lleva roscas interiores o exteriores se pueden aprovechar para el montaje. También se puede utilizar una prensa mecánica o hidráulica para el montaje en frío de rodamientos medianos o pequeños, intercalando un tubo entre la prensa y el rodamiento.

El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente (entre 80 °C y 100 °C). Este calentamiento se recomienda hacerlo por inducción, aunque también se puede realizar por baño de aceite (teniendo la precaución de separar el rodamiento de la base del receptáculo donde se caliente), en un horno o en una placa de calentamiento. Los rodamientos con tapas de obturación o de protección lubricados con grasa no se deben calentar en baño de aceite, ni a más de 80 °C. ¡Nunca se calentará un rodamiento directamente a la llama! Ni se superarán los 120 °C.

Para montar un rodamiento con apriete en el alojamiento, se lubrica primero dicho alojamiento, para después calar el rodamiento mediante un botador tubular aplicado al aro exterior y un martillo. También se puede emplear una prensa. Otra opción es dilatar el alojamiento calentándolo con una lámpara eléctrica, aceite caliente, o llama directa (con precaución para evitar agrietamientos del alojamiento).

En el caso de rodamientos de rodillos cónicos es necesario comprobar el juego resultante tras el montaje. En el caso de precarga excesiva se generará ruido y calor durante el giro, lo que aumentará las dilataciones y acelerará el deterioro. Por el contrario, si el juego resulta excesivo los rodillos pierden el contacto con las pistas de rodadura fuera de la zona de carga y puede generarse desgaste prematuro de la jaula o de las pistas por el patinado de los rodillos al entrar y salir de la zona de carga.

Los rodamientos no despiezables se montan normalmente primero sobre el eje y luego en el alojamiento, conjuntamente con el eje.

1.2.7. Tipos de fallos

Los tipos fundamentales de fallo que pueden aparecer en rodamientos son:

- Fatiga
- Desgaste
- Adherencia
- Corrosión
- Indentación (deformación plástica por carga estática o impacto)
- Rotura frágil por impactos
- Daño por corriente eléctrica

Cada uno de ellos origina señales características en el rodamiento, así pues, en ocasiones su observación permitirá identificar la causa del fallo.

1.2.7.1. Marcas en las pistas de rodadura

Cuando un rodamiento gira bajo carga, las superficies de contacto en las pistas de rodadura adquieren un aspecto mate, esto es normal y no indica fallo en el rodamiento. El aspecto de las marcas dependerá de las condiciones de rotación y carga. De su observación se podrá deducir si el rodamiento ha funcionado en condiciones adecuadas. Como ejemplo a continuación se analizarán algunos casos típicos.

Carga radial unidireccional con aro interior rotativo y exterior fijo

- Aro interno: al girar la huella es idéntica a lo largo de todo el camino de rodadura, estando centrada si la carga es puramente radial.
- Aro externo: la huella será más profunda en la dirección de la carga, ocupando algo menos de 180°.

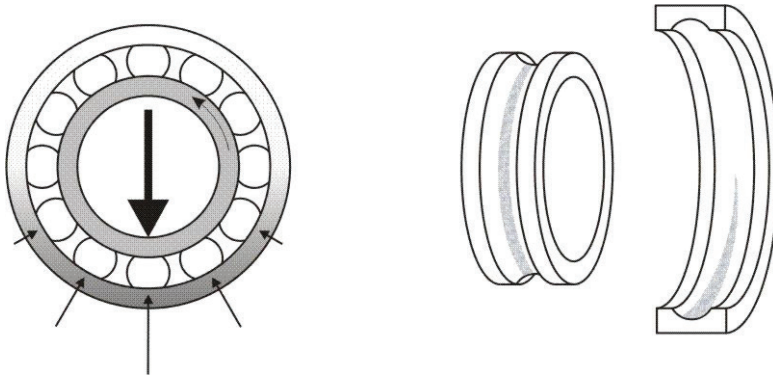


Figura 1.29. Aro interior rotativo y exterior fijo

Carga radial unidireccional + precarga, aro interior rotativo y exterior fijo

A causa de la precarga en el aro exterior la huella ocupará toda la circunferencia, estando más marcada en la dirección de la carga radial.

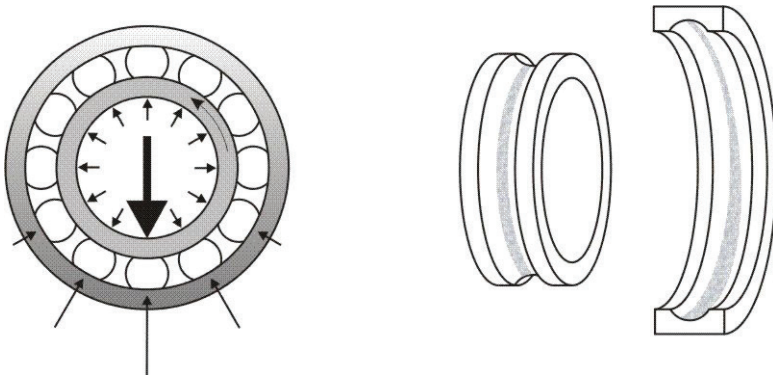


Figura 1.30. Precarga con aro interior rotativo y exterior fijo

Compresión oval del aro exterior

En el aro interior al girar, la huella tendrá ancho uniforme a lo largo de toda la circunferencia.

Sobre el aro exterior (el fijo) la huella aparece en dos sectores diametralmente opuestos a causa de la deformación de este aro.

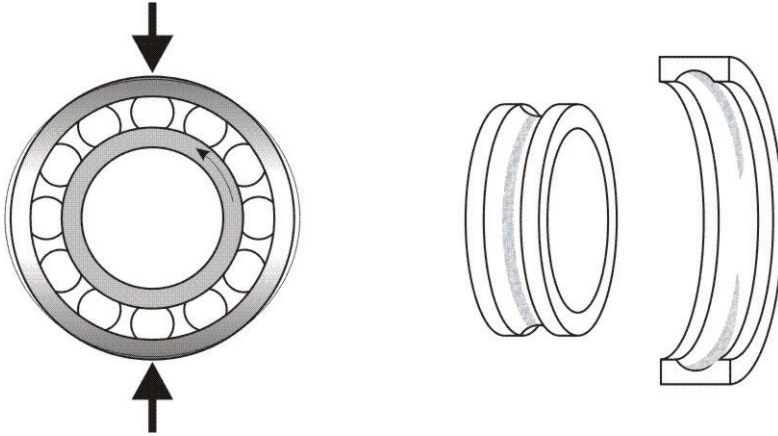


Figura 1.31. Compresión oval del aro exterior

Desalineación con aro interior rotativo y exterior fijo

Debido a la desalineación, la trayectoria de la bola tiene forma oval, estando la huella en el aro exterior (fijo) más marcada en dos posiciones diametralmente opuestas.

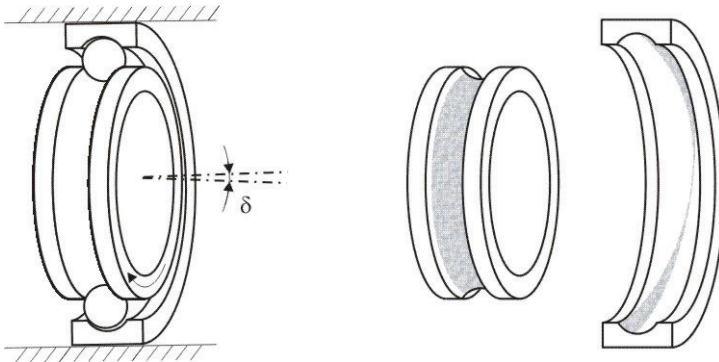


Figura 1.32. Desalineación entre aros

Desalineación de la arandela del alojamiento en carga axial

En la arandela del eje al girar, la huella tendrá ancho uniforme a lo largo de toda la circunferencia.

En la arandela del alojamiento (arandela no giratoria) la huella estará más marcada en un sector.

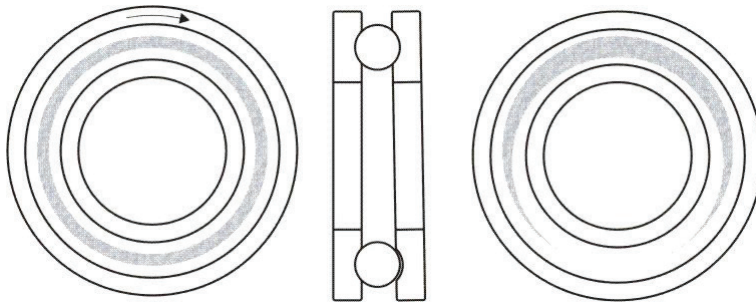


Figura 1.33. Desalineación en rodamiento axial

1.2.7.2. Fatiga

Hay tres tipos de daño superficial en las superficies de rodadura que pueden aparecer en condiciones normales de funcionamiento: laminado, picado y desconchado. El laminado consiste en la deformación plástica de la capa superficial de material (aproximadamente 10 micras de espesor), a causa de esto el material se endurece. El picado consiste en la aparición de pequeños cráteres con una profundidad igual al espesor de la capa que ha sufrido deformación plástica. Por último, el desconchado consiste en la aparición de grietas en el interior del material que progresan hasta la superficie, generando defectos superficiales con profundidades entre 20 y 100 micras.

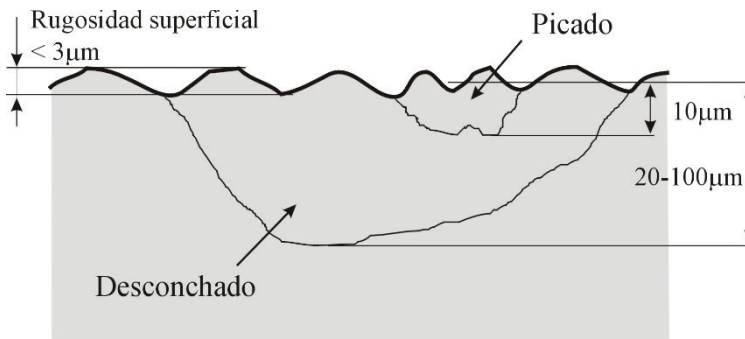


Figura 1.34. Fallos por fatiga superficial de las superficies de rodadura

Picado

- Apariencia: superficie rugosa a causa de la pérdida de material de la superficie de rodadura de reducidas dimensiones (unas 10 micras).
- Causa: lubricación insuficiente o inadecuada. Al faltar lubricante las crestas de ambas superficies entran en contacto originándose pequeñas grietas que crecen hacia el interior.
- Solución: seleccionar un lubricante más adecuado (mayor viscosidad)

Desconchado

- Apariencia: importantes pérdidas de material en las superficies de rodadura originadas por la generación de grietas de fatiga en el interior del material que crecen hasta alcanzar la superficie. Puede no suponer una anomalía, sino sencillamente que el rodamiento haya alcanzado el final de su vida útil a fatiga.
- Causas de un desconchado prematuro: carga excesiva, precarga excesiva, ovalidad del eje o en el alojamiento de la carcasa, dilatación térmica del eje. También puede originarse por otro tipo de daños como la corrosión, la indentación, adherencias o paso de corrientes eléctricas.



Figura 1.35. Desconchado en rodamiento de rodillos cónicos por carga alta con baja velocidad y mala lubricación. Fuente: fotografía cortesía de la compañía Timken

- Solución: localizar el exceso de carga, aumentar la viscosidad del aceite, seleccionar rodamientos con mayor juego interno, reducir la precarga en el montaje, rectificar el eje.



Figura 1.36. Desconchado en rodamiento de rodillos cilíndricos por carga excesiva. Fuente: fotografía cortesía de la compañía Timken

1.2.7.3. Desgaste y fretting

- Apariencia: marcas y surcos de desgaste en el camino de rodadura y elementos rodantes, superficies mates. Las partículas provenientes del desgaste de las jaulas de latón pueden colorear de verde la grasa.

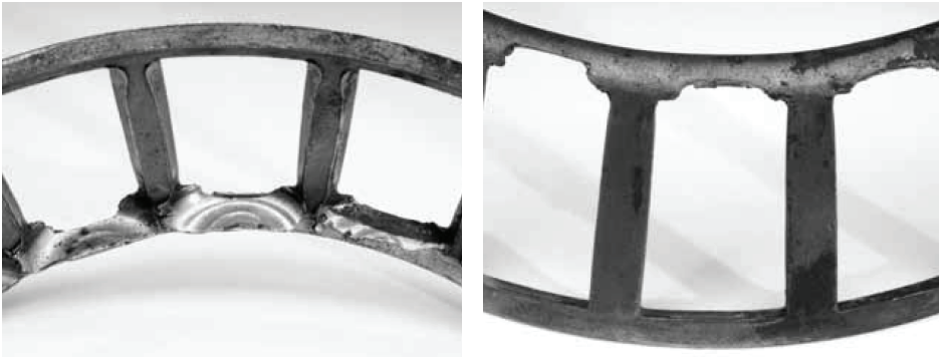


Figura 1.37. Desgaste en la jaula de rodamiento de rodillos cónicos por juego excesivo.

Fuente: fotografía cortesía de la compañía Timken

- Causa: presencia de partículas extrañas en el interior del rodamiento, lubricación insatisfactoria, obturaciones ineficaces, juego excesivo en rodamientos de rodillos cónicos, vibraciones cuando el rodamiento no gira ya que no se forma película de aceite y aparece contacto directo metálico, las vibraciones generan pequeños movimientos que originan el desgaste (fretting).



Figura 1.38. Desgaste por fretting (sin girar) en pista externa de rodamiento de rodillos cónicos.

Fuente: fotografía cortesía de la compañía Timken

- Solución: garantizar la limpieza en las tareas de mantenimiento, verificar la estanqueidad. Para evitar los daños durante el transporte de la máquina se puede desmontar el rodamiento, si no es posible desmontarlo conviene precargarlo.

Caso 1. Rotura de jaula en el rodamiento de un reductor ferroviario

La máquina analizada es el reductor que empleaba en el sistema de tracción de uno de los vehículos del metro de la ciudad de Valencia. En la entrada del reductor se acopla un motor eléctrico y en el eje de salida están montadas las ruedas del vehículo. En el reductor se utilizan engranajes cónicos hipoides, con 11 dientes en el piñón motriz. El eje del piñón va soportado por dos rodamientos de rodillos cónicos con un montaje en O (espalda-espalda).

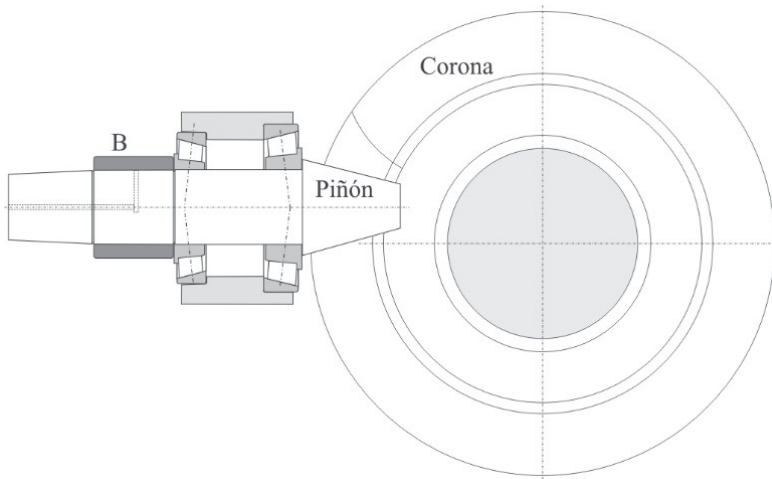


Figura 1.39. Esquema de reductor ferroviario

El fabricante del vehículo nos consultó tras encontrar en una revisión del mismo que la jaula del rodamiento de rodillos cónicos más cercano al piñón se había roto en varios pedazos. Para poder analizar el problema el fabricante montó uno de los reductores en un banco de ensayos fuera del vehículo. En este banco se registraron las vibraciones en la carcasa del reductor durante el funcionamiento, así como el desplazamiento axial del eje de entrada.

**Para seguir leyendo, inicie el
proceso de compra, click aquí**