

a
acadèmica

Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos

Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

2ª edición



EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos

2ª edición

EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Los contenidos de esta publicación han sido revisados por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de materiales de la UPV

Colección Académica

Para referenciar esta publicación utilice la siguiente cita: BESA GONZÁLVIZ, A. J.; CARBALLEIRA MORADO, J. (2018) *Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos*. Valencia: Universitat Politècnica de València

Primera edición, 2015

Segunda edición, 2018

© Antonio José Besa González
Javier Carballeira Morado

© de la presente edición: Editorial Universitat Politècnica de València
distribución: Telf.: 963 877 012 / www.lalibreria.upv.es / Ref.: 0211_05_02_01

Imprime: Byprint Percom, sl

ISBN: 978-84-9048-630-6
Impreso bajo demanda

Queda prohibida la reproducción, distribución, comercialización, transformación y, en general, cualquier otra forma de explotación, por cualquier procedimiento, de la totalidad o de cualquier parte de esta obra sin autorización expresa y por escrito de los autores.

Impreso en España

Prólogo

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.

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 8 y 9, 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.

Índice

Prólogo	i
Índice	iii
Capítulo 1 Apoyos de los Ejes	1
1. Introducción	1
2. Rodamientos	2
2.1. Descripción	2
2.2. Características	3
2.3. Lubricación de rodamientos	7
2.4. Cálculo de la vida en rodamientos	13
2.5. Juego interno del rodamiento	24
2.6. Montaje de rodamientos	26
2.7. Tipos de fallos	29
3. Cojinetes de aceite	39
3.1. Clasificación según el tipo de lubricación	39
3.2. Geometrías de cojinetes radiales	40
3.3. Características de los cojinetes de aceite	42
3.4. Tipos de fallo	44
4. Ejercicios	50
4.1. Influencia de la temperatura del aceite en la fiabilidad de rodamientos	50
4.2. Relación entre vida y fiabilidad de rodamientos	55

Capítulo 2 Transmisiones	57
1. Introducción.....	57
2. Transmisiones por rozamiento, correas	58
2.1. Correas planas.....	58
2.2. Correas trapeciales.....	60
2.3. Instalación y mantenimiento de correas	62
3. Transmisiones flexibles por engrane	65
3.1. Cadenas.....	65
3.2. Correas dentadas o síncronas.....	69
4. Transmisiones por engranajes	71
4.1. Introducción.....	71
4.2. El perfil de evolvente. Normalización	74
4.3. Acciones entre dientes con perfil de evolvente.....	76
4.4. Causas de fallo.....	76
4.5. Lubricación de engranajes cilíndricos.....	80
5. Ejercicios	83
5.1. Medida de la fuerza de pretensado de una correa trapecial.....	83
5.2. Cálculo del lubricante para una transmisión de engranajes	84
Capítulo 3 Mantenimiento Predictivo por Vibraciones	87
1. Introducción.....	87
2. ¿Qué es el mantenimiento predictivo por vibraciones?.....	89
3. ¿Qué equipos monitorizar?.....	89
4. Fijación de objetivos.....	90
5. Inspección mecánica.....	91
6. Desarrollo del procedimiento de ensayos.....	91
6.1. Adquisición de datos	92
7. Análisis de datos.....	94
7.1. Análisis de tendencias.....	94
8. Conclusiones y recomendaciones.....	95
8.1. Tratamiento de la documentación.....	96
8.2. Presentación de resultados	96
9. Plan de acciones correctivas	96
Capítulo 4 Medida de Señal.....	99
1. Introducción.....	99
2. Transductores	100
2.1. Características de un transductor.....	100
2.2. Clasificación de transductores.....	101
2.3. Transductor de inductancia mutua	102

2.4.	<i>Transformador diferencial o LDVT</i>	103
2.5.	<i>Transductor electrodinámico</i>	104
2.6.	<i>Transductores piezoeléctricos</i>	104
2.7.	<i>Transductores de capacitancia variable</i>	106
2.8.	<i>Transductores piezorresistivos</i>	106
3.	<i>Transmisión de señales</i>	107
3.1.	<i>Sistemas de transmisión</i>	107
3.2.	<i>Apantallado y ruido</i>	107
3.3.	<i>Monitorización remota</i>	109
4.	<i>Características de los equipos de registro</i>	109
4.1.	<i>Resolución</i>	109
4.2.	<i>Precisión absoluta y relativa</i>	110
4.3.	<i>Capacidad de medida y procesado en tiempo real</i>	110
5.	<i>Ejercicios</i>	110
5.1.	<i>Selección de un acelerómetro</i>	110
Capítulo 5 Análisis de Señal		113
1.	<i>Introducción</i>	113
2.	<i>Análisis básico de señal</i>	114
3.	<i>Severidad de vibración según norma ISO</i>	116
3.1.	<i>Criterio basado en la amplitud de vibración</i>	117
3.2.	<i>Criterio basado en los cambios de la amplitud de vibración</i>	120
4.	<i>Dominio Temporal - Frecuencial</i>	120
4.1.	<i>Tratamiento digital de señal</i>	120
4.2.	<i>Efecto de la longitud finita. Ventanas temporales</i>	122
4.3.	<i>Efecto de la digitalización de la señal temporal</i>	124
4.4.	<i>Otras consideraciones</i>	127
4.5.	<i>Combinaciones de señales</i>	128
5.	<i>Técnicas basadas en la detección de impactos</i>	132
5.1.	<i>Revisión de la señal temporal</i>	133
5.2.	<i>Amplitud pico (PeakVue) y método de envolvente</i>	134
6.	<i>Dominio de la Quefrecia. Cepstrum</i>	136
7.	<i>Dominio Temporal – Orbital</i>	137
8.	<i>Ejercicios</i>	139
8.1.	<i>Efecto del aliasing</i>	139
8.2.	<i>Resolución en frecuencia</i>	140
8.3.	<i>Aplicación norma ISO 20816-2</i>	140
Capítulo 6 Detección de Fallos		143
1.	<i>Introducción</i>	143
2.	<i>Acciones en ejes</i>	144
2.1.	<i>Desequilibrios</i>	144

2.2.	<i>Desalineación</i>	146
2.3.	<i>Holguras</i>	148
2.4.	<i>Rozamientos</i>	149
2.5.	<i>Grietas en ejes</i>	151
2.6.	<i>Otras fuerzas sobre el eje</i>	152
3.	<i>Cojinetes de aceite</i>	153
3.1.	<i>Causas de vibración anormal en cojinetes de aceite</i>	153
3.2.	<i>Monitorizado del cojinete</i>	155
3.3.	<i>Medida de la rigidez del cojinete</i>	155
4.	<i>Rodamientos</i>	155
4.1.	<i>Introducción</i>	155
4.2.	<i>Control en el dominio del tiempo</i>	156
4.3.	<i>Método del Pulso de Choque</i>	158
4.4.	<i>Control en el dominio de la frecuencia</i>	159
5.	<i>Engranajes</i>	163
5.1.	<i>Desalineación</i>	164
5.2.	<i>Excentricidad</i>	165
5.3.	<i>Juego</i>	165
5.4.	<i>Fase de ensamblaje y frecuencias fantasma</i>	165
6.	<i>Correas de transmisión</i>	167
7.	<i>Identificación de frecuencias naturales</i>	168
8.	<i>Bombas centrífugas, ventiladores y turbinas</i>	170
9.	<i>Motores y generadores eléctricos</i>	173
9.1.	<i>Problemas en máquinas de inducción</i>	173
9.2.	<i>Otras técnicas de detección</i>	176
10.	<i>Máquinas alternativas</i>	177
11.	<i>Vibraciones en tuberías</i>	177
12.	<i>Ejercicios</i>	178
12.1.	<i>Cálculo de las frecuencias de fallo en un rodamiento</i>	178
12.2.	<i>Cálculo de la frecuencia de engrane y de fase de ensamblaje</i>	179
Capítulo 7 Equilibrado		181
1.	<i>Introducción</i>	181
2.	<i>Comportamiento dinámico de ejes flexibles</i>	183
2.1.	<i>Velocidades críticas</i>	183
2.2.	<i>Modos de vibración</i>	184
3.	<i>Equilibrado básico (un plano)</i>	186
3.1.	<i>Método de los coeficientes de influencia</i>	191
3.2.	<i>Método de las cuatro carreras</i>	193
4.	<i>Equilibrado en dos planos</i>	194
5.	<i>Influencia de la velocidad</i>	199
6.	<i>Desequilibrio residual tolerado</i>	203

6.1.	<i>Ejes rígidos</i>	203
6.2.	<i>Ejes flexibles</i>	207
7.	<i>Máquinas de equilibrado</i>	207
7.1.	<i>Máquina de apoyos elásticos</i>	208
7.2.	<i>Máquina de apoyos rígidos</i>	208
8.	<i>Equilibrado progresivo</i>	208
9.	<i>Ejercicios</i>	209
9.1.	<i>Equilibrado de un ventilador (un plano)</i>	209
9.2.	<i>Cálculo del desequilibrio máximo admisible del ejercicio anterior</i>	210
9.3.	<i>Equilibrado de una turbina (dos planos)</i>	211
9.4.	<i>Cálculo del desequilibrio modal para el eje del ejercicio anterior y comparación con el máximo admisible</i>	214
Capítulo 8 Alineación de Ejes		217
1.	<i>Introducción</i>	217
2.	<i>Fundamentos de la alineación de ejes</i>	217
2.1.	<i>Definición</i>	217
2.2.	<i>Causas de la desalineación de ejes</i>	218
2.3.	<i>Efectos de la desalineación de ejes</i>	219
2.4.	<i>Objetivos de la alineación de ejes</i>	219
3.	<i>Detección de la desalineación de ejes</i>	220
3.1.	<i>Análisis de vibraciones</i>	220
3.2.	<i>Termografía de infrarrojos</i>	220
3.3.	<i>Patrones de desgaste en los apoyos</i>	221
3.4.	<i>Fallos en juntas</i>	222
3.5.	<i>Fallos en acoplamientos flexibles</i>	222
4.	<i>Factores a considerar en la alineación de ejes</i>	223
4.1.	<i>Configuración de la máquina</i>	223
4.2.	<i>Tipo de acoplamiento</i>	224
4.3.	<i>Expansión o contracción térmica</i>	224
4.4.	<i>Deformación en tuberías</i>	224
4.5.	<i>Estado de la base</i>	225
4.6.	<i>Selección de los calzos o suplementos</i>	225
4.7.	<i>Tolerancias y ajustes de la alineación</i>	226
5.	<i>Sistemas para la alineación de ejes</i>	227
5.1.	<i>Sistemas con relojes comparadores</i>	227
5.2.	<i>Método del comparador inverso</i>	229
5.3.	<i>Método del borde y la cara</i>	240
5.4.	<i>Sistemas basados en tecnología láser</i>	243
6.	<i>Ejercicios</i>	245
6.1.	<i>Cálculo de la desalineación radial y angular con el procedimiento del comparador inverso</i>	245
6.2.	<i>Cálculo de las correcciones para lograr la alineación</i>	247
6.3.	<i>Alineación vertical a partir de medidas de borde y cara</i>	248

6.4. Influencia de la dilatación térmica en la alineación vertical.....	250
Anexo Conceptos Básicos de Vibraciones.....	253
1. Clasificación de la vibración	253
2. Parámetros básicos de las vibraciones.....	254
3. Modelización de sistemas de 1 g.d.l.....	256
3.1. Obtención de la ecuación de movimiento.....	258
4. Vibración libre de sistemas de 1 g.d.l. no amortiguado.....	259
5. Sistema con amortiguamiento viscoso	260
6. Respuesta a excitación armónica.....	261
6.1. Sistema no amortiguado. Resonancia. Batimiento.....	261
6.2. Sistema con amortiguamiento viscoso (expresión compleja).....	265
Bibliografía.....	269

Capítulo 1

Apoyos de los Ejes

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.

2. Rodamientos

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 concentrar provocando el fallo del rodamiento y la obturación protege al rodamiento de la entrada de elementos extraños.

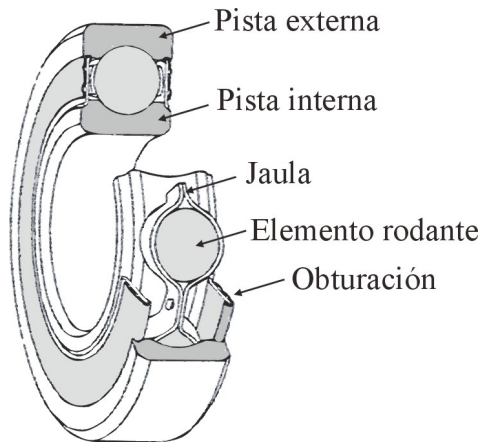


Figura 1.1. Nomenclatura de rodamientos

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.

2.2. Características

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 ambas direcciones.

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

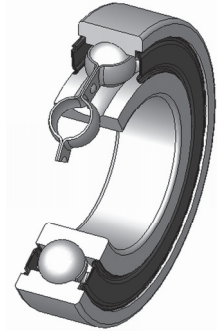


Figura 1.2. Rígido de bolas

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

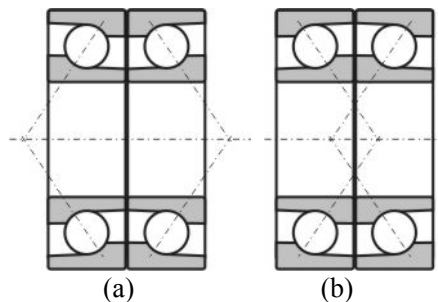


Figura 1.4. a. montaje en O (espalda-espalda), b. montaje en X (cara-cara)

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.

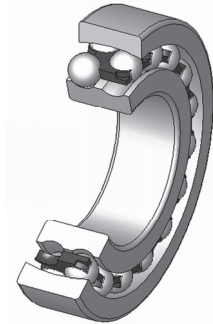


Figura 1.5.
Autoalineación

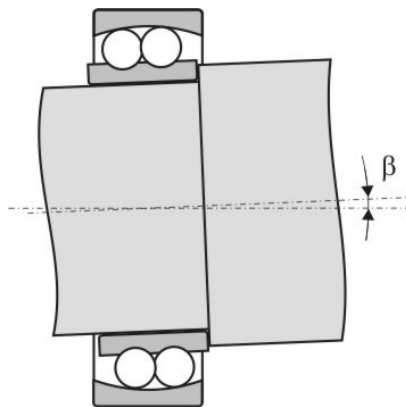


Figura 1.6. Rodamiento de autoalineación montado en un eje desalineado

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:

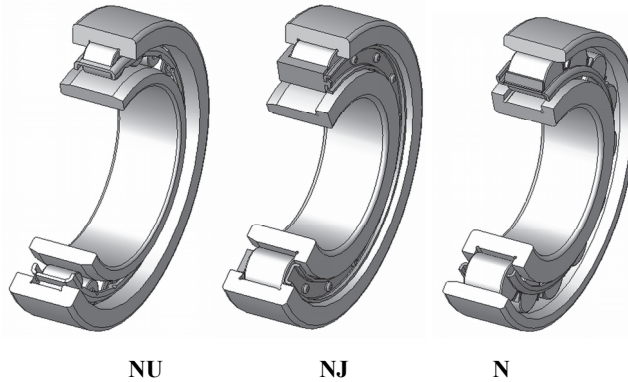


Figura 1.7. Distintos tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos

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.

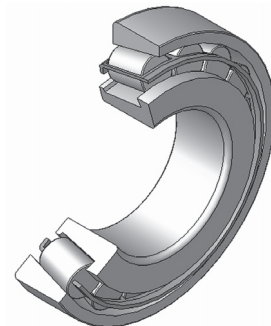


Figura 1.8. Rodillos cónicos

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.

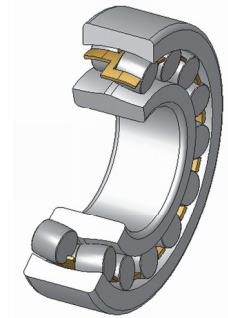


Figura 1.9. Rodillos esféricos

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

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).

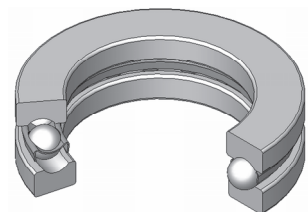


Figura 1.11. Axial de bolas

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).

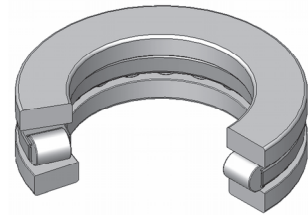


Figura 1.12. Axial de rodillos cilíndricos

De rodillos esféricos

Tienen superficie de rodadura esférica en el anillo exterior, 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 tomar cargas radiales moderadas. Pero no son apropiados para altas velocidades.

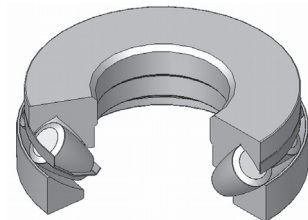


Figura 1.13. Axial de rodillos esféricos

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.

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 $\nu > 2 \text{ mm}^2/\text{s}$).

$$\log(\log(\nu + 0,7)) = A - B \cdot \log(T) \quad [1]$$

Ecuación en la que 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:

$$B = \frac{\log(\log(\nu_2 + 0,7)) - \log(\log(\nu_1 + 0,7))}{\log(T_1) - \log(T_2)} \quad [2]$$

$$A = \log(\log(\nu_2 + 0,7)) + B \cdot \log(T_2) \quad [3]$$

Obteniéndose pues la viscosidad cinemática a cualquier temperatura como

$$\nu = 10^{10(A - B \cdot \log(T)) - 0,7} \quad [4]$$

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.

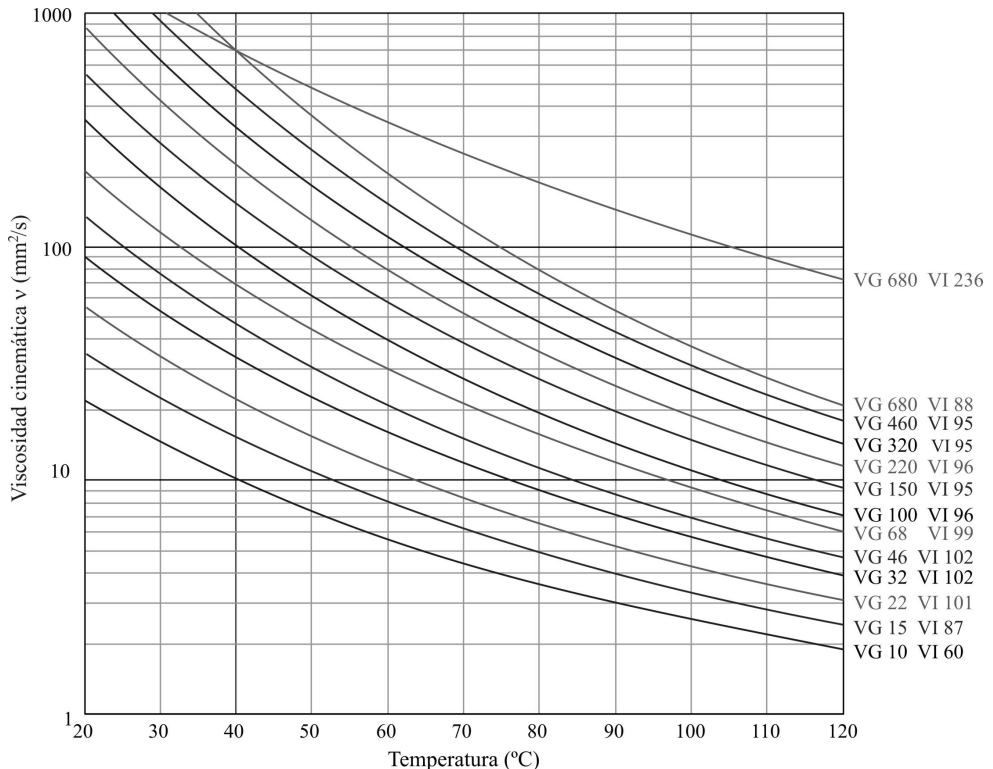


Figura 1.14. Variación de la viscosidad cinemática del lubricante con la temperatura

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

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, se debe 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.

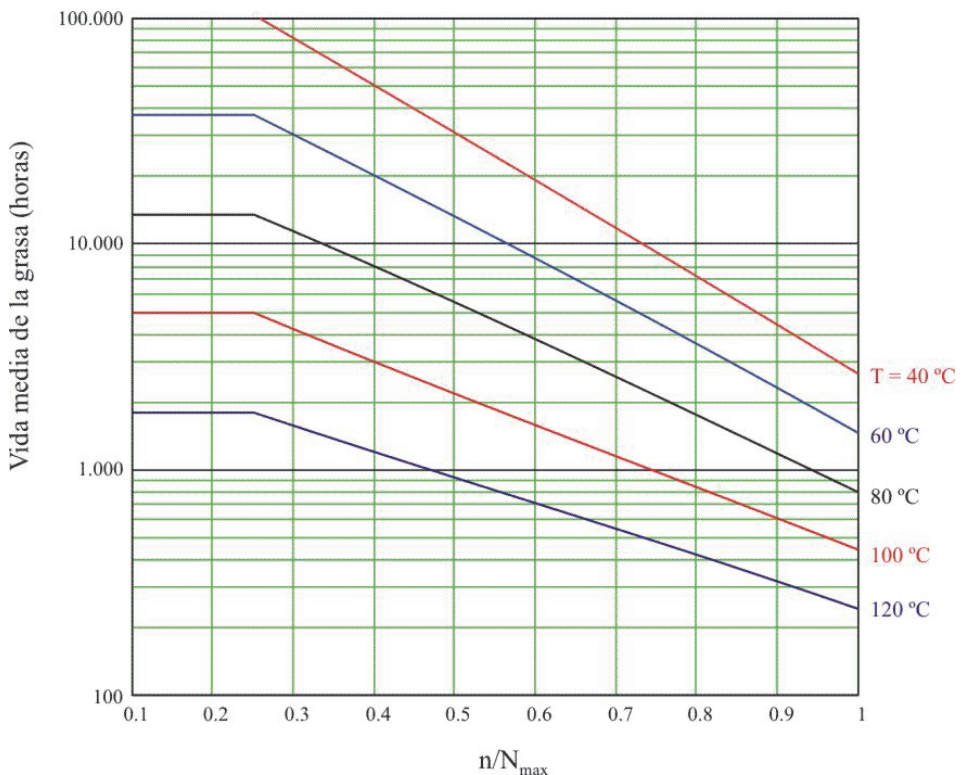


Figura 1.15. Vida de la grasa (aceite base mineral) en rodamientos rígidos de bolas sellados

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.

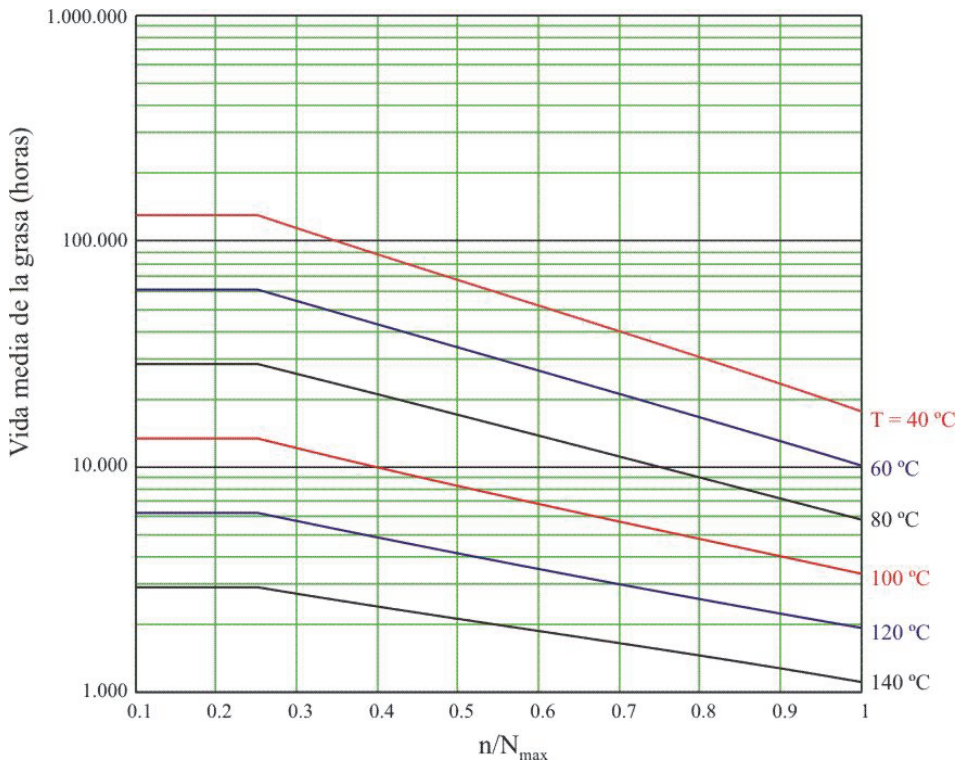


Figura 1.16. Vida de la grasa (aceite base sintético) en rodamientos rígidos de bolas sellados

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.

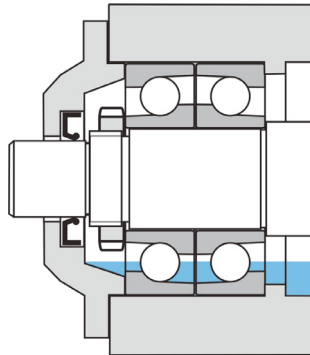


Figura 1.17. Lubricación por baño de aceite

Goteo: sistema de dosificación de aceite junto al rodamiento.

Barboteo: en transmisiones por engranajes, el aceite 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.

2.4. Cálculo de la vida en rodamientos

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.

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.

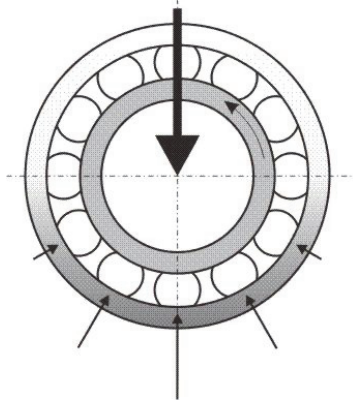


Figura 1.18. Distribución de la carga sobre un rodamiento

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.

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 .

$$X_0 = \frac{C_0}{F_0} \quad [5]$$

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*.

$$F_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a \quad [6]$$

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

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 desenchado 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.

$$L_{10}=10^6\left(\frac{C}{F}\right)^q \quad [7]$$

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).

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:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad [8]$$

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} que reúne los dos efectos anteriores siguiendo el procedimiento indicado por la norma del siguiente modo:

1. Se obtiene la viscosidad relativa ν_l 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:

$$\nu_l = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad \text{para } n < 1000 \text{ rpm}$$
$$\nu_l = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{para } n \geq 1000 \text{ rpm} \quad [9]$$

2. En la Figura 1.14 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 $\kappa = \nu/\nu_l$. 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.

Para seguir leyendo haga click aquí