

3089173
2ge.



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERIA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**RODAMIENTOS OBTURADOS :
CARACTERISTICAS, SELECCION Y APLICACION**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

AREA: INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A :

MANUEL BAUTISTA GUTIERREZ

DIRECTOR : ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

MEXICO, D. F.

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Necesito expresar aquí mismo mi agradecimiento para todas las personas e instituciones que me apoyaron en la conclusión de mis estudios de licenciatura y del presente trabajo.

Todo mi esfuerzo mental y anímico, un poco representado con el presente, se lo dedicaré a las personas que me han ayudado a ver la luz y sentir el amor; padres, esposa, hermanos, hijo y amigos. POR SIEMPRE.

INDICE

INTRODUCCION				1
CAPITULO UNO	RODAMIENTOS: APLICACIONES.	PROPOSITO,	CARACTERISTICAS	Y
1.1	Tipos de cojinetes.			4
1.2	Componentes de un rodamiento.			4
1.3	Clasificación de los rodamientos.			7
1.4	Rodamientos sellados.			14
CAPITULO DOS	FACTORES A CONSIDERAR AL SELECCIONAR UN RODAMIENTO SELLADO.			
2.1	Antecedentes.			17
2.2	Carga aplicada.			17
2.3	Velocidad.			20
2.4	Temperatura de trabajo.			23
2.5	Lubricación.			24
2.6	Contaminación.			29
CAPITULO TRES	GRASAS Y SELLOS DE LOS RODAMIENTOS SELLADOS.			
3.1	Introducción.			37
3.2	Lubricación con grasa.			37
3.3	Tipos de grasas.			38
3.4	Propiedades de las grasas.			40
3.5	Grasas lubricantes clasificadas según la temperatura y las condiciones de carga			43
3.6	Grasas para rodamientos sellados			45

3.7 La selección de una grasa	47
3.8 Sellos y tapas de los rodamientos obturados; selección y aplicación.	49
CAPITULO CUATRO MODELOS MATEMATICOS PARA PREDECIR LA DURACION DE LOS RODAMIENTOS.		
4.1 Introducción.	53
4.2 Modelos para determinar la duración.	53
4.3 Modelo de Lunberg-Palmgreen.	54
4.4 Nueva teoría de duración a la fatiga de los rodamientos.	56
4.5 Metodología para la selección de los rodamientos sellados.	61
CAPITULO CINCO SELECCION DE RODAMIENTOS SELLADOS EN DIVERSAS APLICACIONES.		
5.1 Introducción.	66
5.2 Transmisión automotriz estándar, cuatro velocidades, para motor de 195 HP.	66
5.3 Rodillo transportador para el manejo de materiales.	74
5.4 Rodillo trasero de aplanadora.	82
CONCLUSIONES	88
APENDICE A	"LA FATIGA DE CONTACTO". 90
APENDICE B	"DURACION O VIDA UTIL DE PROYECTO PARA DIFERENTES APLICACIONES"101
BIBLIOGRAFIA.	102

INTRODUCCION

Los rodamientos, como parte vital de la maquinaria y equipo, han sido objeto de avance tecnológico significativo. Se han mejorado sus materiales como son el acero al cromo (principalmente su pureza) y se ha incrementado la resistencia al desgaste y al calor de todos los materiales no metálicos incorporados en los sellos y jaula. Los nuevos diseños internos (modificación de geometría interna) ahora permiten trabajar con cargas más severas sin aumentar considerablemente el tamaño del rodamiento.

Además de todas estas mejoras, los usuarios y tecnólogos de los rodamientos, también han comprobado que la adecuada lubricación y el eficiente sellado de éstos, acrecenta muchísimo la duración del rodamiento.

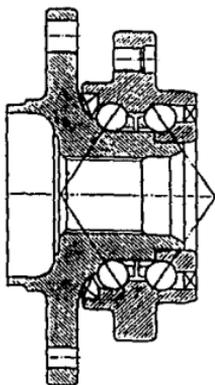
Hoy en día, contamos con un amplio rango de rodamientos engrasados y sellados. Estos se pueden seleccionar con gran variedad de finas grasas y los sellos que incorporan tienen el diseño y los materiales que satisfacen una gran variedad de usos. Sin embargo, una carencia de conocimientos sobre la materia ha mantenido su selección al margen. Solamente aquellos usuarios que están actualizados y saben manejar la información necesaria, han aprovechado las ventajas de utilizar los rodamientos sellados.

Uno de estos usuarios es el sector automotriz. En la página siguiente se ilustra los rodamientos que se incorporan en las ruedas de los nuevos modelos de automóviles y camiones. Son rodamientos de dos hileras de bolas o de rodillos diseñados para soportar cargas axiales y radiales. Tienen incorporado la brida que se apretará al mango de dirección y/o tambor según se trate de rueda delantera o rueda trasera. Están engrasados y sellados con materiales de alta durabilidad.

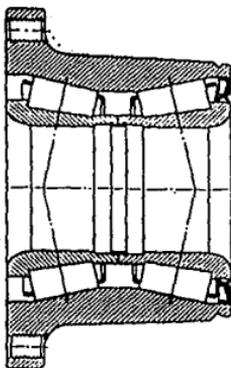
El presente trabajo incorpora información y método de selección de los rodamientos sellados. Los primeros tres capítulos introducen al lector en el campo de los rodamientos. El capítulo 4 presenta la teoría más actual sobre la materia la cual es base para el método de selección expuesto en el mismo capítulo.

Finalmente, se aplica el método de selección en los ejemplos expuestos en el capítulo cinco. Con números se observa la ventaja de seleccionar los rodamientos sellados.

UNIDAD DE RUEDA PARA AUTOMOVIL



UNIDAD DE RUEDA PARA CAMION



CAPITULO 1

**RODAMIENTOS: PROPOSITO,
CARACTERISTICAS Y APLICACIONES.**

EL PROPOSITO DE LOS RODAMIENTOS

Cuando un objeto se desliza sobre otro se presenta el fenómeno de FRICCION. Si esta fricción no se controla puede provocar:

- * Pérdida de potencia.
- * Generación de calor.
- * Vibraciones y ruido que pueden generar fatiga en elementos adyacentes.
- * Excesivo desgaste de las áreas de contacto.

El propósito primario de cualquier cojinete es el de proporcionar rotación entre partes de maquinaria con mínima fricción en una operación, reduciendo al mínimo los problemas antes mencionados. En el diseño de maquinaria, reducir la fricción siempre será una importante consideración.

1.1 TIPOS DE COJINETES.

Los dos principales tipos de cojinetes utilizados para reducir la fricción que permiten fácil movimiento de rotación entre partes de maquinaria son:

- * Cojinetes planos.
- * Cojinetes de elementos rodantes o rodamientos.

Los cojinetes planos forman un casquillo sobre la flecha (Fig. 1.1). Cuando la flecha gira, ésta hace contacto con el cojinete en un movimiento de deslizamiento presentándose gran fricción. Los cojinetes planos pueden reducir la fricción de dos maneras: primera, cuando el casquillo se compone de un material diferente al de la flecha se disminuye la fricción. Segunda, si el cojinete mantiene una capa de lubricante entre sí mismo y la flecha, la fricción se reducirá aún más.

Los cojinetes de elementos rodantes o rodamientos no se apoyan solamente en la lubricación para reducir la fricción; en tal problemática se apoyan en la transformación del movimiento de deslizamiento en un movimiento de rotación de la bola o rodillo. Estos cojinetes consisten de anillo externo y anillo interno con elementos rodantes entre ellos (Fig. 1.2). Típicamente los rodamientos son montados sobre un alojamiento estático y soportan una flecha en movimiento de rotación.

1.2 COMPONENTES DE UN RODAMIENTO.

Los rodamientos de bolas o de rodillos tienen las siguientes partes (Fig. 1.3):

Fig. 1.1 Cojinete plano, también llamado "buje".

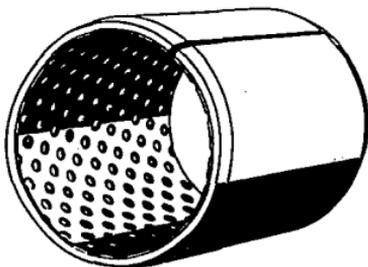
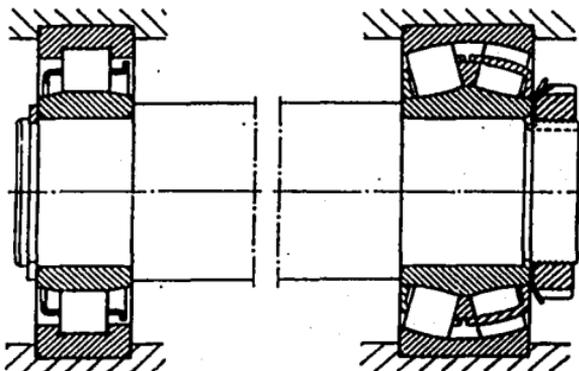
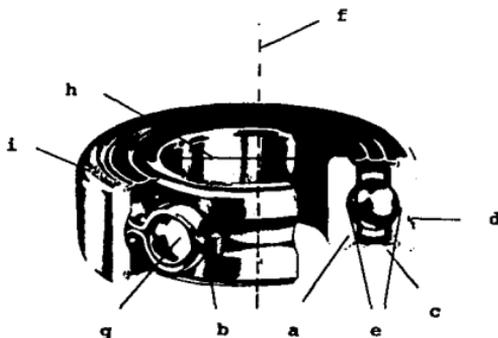


Fig. 1.2 Cojinetes de elementos rodantes. Izquierda, rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos; derecha, rodamiento autoalineable de dos hileras de rodillos.



- a: Anillo interior.- Anillo que se fija a la flecha.
- b: Jaula.- Un separador el cual mantiene a los elementos rodantes espaciados uniformemente en todo el rodamiento.
- c: Sello.- Mantiene libre de contaminación al rodamiento y mantiene adentro al lubricante.

Fig. 1.3 Componentes de un rodamiento



- d: Anillo exterior.- Anillo que se fija al alojamiento.
- e: Pista.- Es el área del anillo interior y del anillo exterior donde hacen contacto los elementos rodantes.
- f: Eje del rodamiento.- Una línea imaginaria que atraviesa el centro del rodamiento sobre la cual gira el mismo.
- g: Bolas y rodillos.- Son los elementos rodantes que soportan la carga, realizan un movimiento de rotación sobre las pistas.
- h: Agujero.- El diámetro interior del anillo interior.
- i: Cara.- Superficie lateral del rodamiento que es al eje, perpendicular.

1.3. CLASIFICACION DE RODAMIENTOS.

Existe una amplia gama de rodamientos diseñados para diferentes aplicaciones. Los principales tipos de rodamientos, sus características, capacidades de carga y sus aplicaciones típicas se mencionan a continuación. Para abreviación, al mencionar algún tipo de rodamiento, utilizaremos las siglas de su nombre en idioma inglés, por ejemplo, Angular Contact Ball Bearing, se mencionará como ACBB.

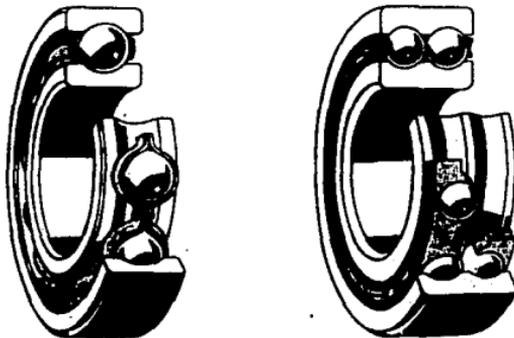
1.3.1. Rodamiento de bola de pista profunda (DGBB).

El más popular de los rodamientos es el DGBB también llamado rodamiento de Conrad. Características:

- * Una hilera de bolas.
- * De pista profunda, i.e. la pista posee hombros completos.
- * Este rodamiento de bolas hace punto de contacto con la pista.

Soporta cargas radiales ligeras a moderadas y cargas axiales ligeras de cualquier sentido (Fig. 1.4).

Fig. 1.4 Rodamiento DGBB



El DGBB es muy adecuado para muchas aplicaciones entre las que se incluyen:

- * Motores eléctricos.
- * Bombas pequeñas.
- * Transmisiones automotrices.
- * Maquinaria agrícola.

En aplicaciones donde la velocidad es importante, el DGBB está diseñado para satisfacer esta necesidad. Por ejemplo, un rodamiento lubricado con grasa de un diámetro interior de 100 mm:

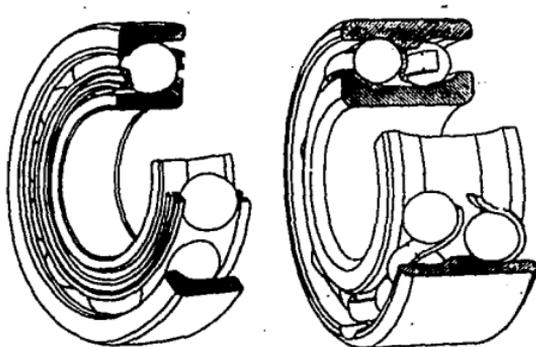
- * Trabaja hasta velocidades de 3400 RPM.
- * Es de muy baja fricción.
- * Tiene una temperatura normal de operación entre 50 y 70°C.
- * Soporta cargas radiales ligeras a moderadas, cargas ligeras axiales y cargas combinadas.

1.3.2 Rodamientos de Bolas de Contacto Angular (ACBB).

Angulo de contacto: es el ángulo que forma la línea que une los puntos de contacto entre la bola y las pistas a lo largo de la cual se transmite la carga de una pista a otra, con una línea perpendicular al eje del rodamiento.

El rodamiento de bolas de contacto angular está diseñado con un ángulo de contacto mayor de cero (Fig. 1.5). Estos rodamientos son ampliamente utilizados para soportar grandes cargas axiales de un sentido. Debido a su capacidad de carga, el ACBB es utilizado en aplicaciones donde se generan grandes cargas axiales tales como: bombas de pozo profundo y compresores de tornillo. El rodamiento de contacto angular tiene dos versiones: el rodamiento de una hilera de bolas (ACBB) y el de dos hileras de bolas (DRACBB).

Fig. 1.5 Izquierda ACBB; derecha DRACBB



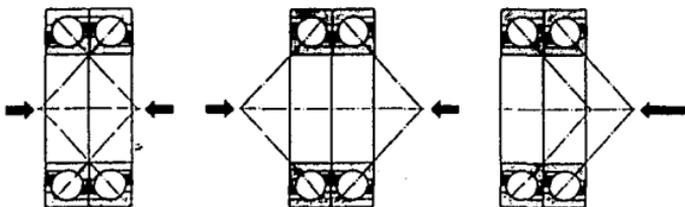
La capacidad de carga radial de un ACBB es casi igual a la de un DGBB. Una carga radial solamente puede ser aplicada a este rodamiento cuando existe carga axial con el fin de mantener el ángulo de contacto correcto.

Un ACBB de 100 mm de diámetro interior lubricado con grasa:

- * Puede trabajar hasta una velocidad de 2800 RPM.
- * Está diseñado para cargas axiales de un solo sentido y en combinación con carga radial.
- * Tiene un ángulo de contacto mayor de cero; los ángulos de contacto más comunes son de 15, 25 y 40°.
- * Genera más fricción que el DGBB debido a su geometría interna.
- * Tiene temperaturas normales de operación de entre 50 y 75°C.

Cuando los ACBB tienen caras pulidas de fábrica pueden ser montados en pares como lo muestra la Fig. 1.6; cara a cara o espalda con espalda para soportar cargas axiales en cualquier sentido, o en tándem para soportar mucho mayor carga axial de un solo sentido.

Fig. 1.6 Arreglos por pares de ACBB.



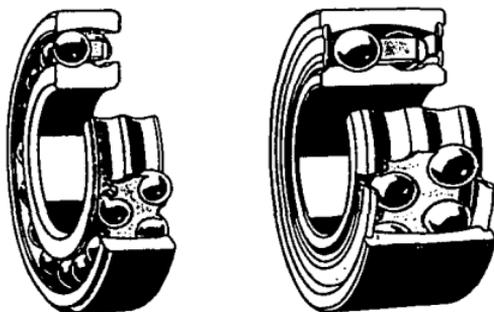
Cuando se requiere de un rodamiento de alta capacidad de carga radial el rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular puede ser la mejor elección. Este rodamiento soporta considerable carga radial y moderadas cargas axiales de ambos sentidos, esto debido a sus ángulos de contacto y a su gran número de bolas. Por lo anterior es muy útil en:

- * Reductores de velocidad.
- * Transmisiones automotrices.
- * Transmisiones industriales.
- * Bombas.

1.3.3 Rodamientos de bolas autoalineables (SABB).

El SABB tiene dos hileras de bolas y una pista esférica común en el aro exterior. Nos ofrece la característica de ser autoalineable, lo que compensa las desalineaciones entre flecha y alojamiento. Es muy recomendable en aplicaciones de mucha desalineación proveniente de los errores de montaje y las flexiones de la flecha (Fig. 1.7).

FIG. 1.7. Rodamiento SABB.



Un SABB lubricado con grasa y de 100 mm de diámetro interior:

- * Puede trabajar a velocidades de hasta 2200 RPM.
- * Genera muy poca fricción.
- * Tiene temperaturas normales entre 50 y 70°C.
- * Maneja cargas radiales y pequeñas cargas axiales de cualquier sentido.
- * Permite desalineaciones entre sus anillos de hasta 2°.

El SABB tiene gran utilización en:

- * Ventiladores.
- * Transportadores helicoidales.
- * Maquinaria agrícola.

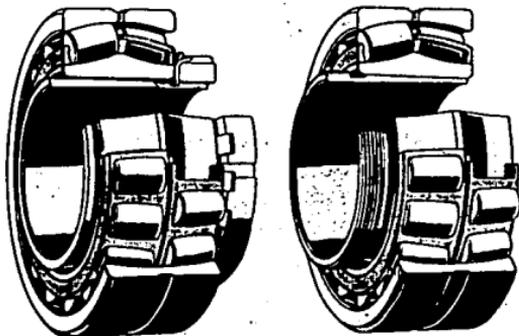
1.3.4 Rodamiento de rodillos autoalineables SRB.

El rodamiento de rodillos autoalineable representa el rodamiento de mayor capacidad de carga disponible, capaz de absorber desalineación. Este rodamiento tiene dos hileras de rodillos los cuales tienen forma de barril y giran sobre una pista esférica

común en el anillo exterior. Las pistas del anillo interior están inclinadas a un cierto ángulo respecto al eje del rodamiento. Estos rodamientos son autoalineables.

Como los SABB estos rodamientos pueden trabajar bajo carga radial y carga combinada. Estos rodamientos son ampliamente utilizados en la industria fabricante de papel y acero.

Fig. 1.8. Rodamientos SRB.



Un SRB lubricado con grasa de un diámetro interior de 100 mm:

- * Puede trabajar a velocidades hasta de 2200 RPM.
- * Tiene temperaturas normales de trabajo entre 50 y 75°C.
- * Maneja altas cargas radiales y cargas combinadas.
- * Es recomendable para aplicaciones de extrema carga.
- * Permite desalineaciones de hasta 1.5°.

1.3.5. Rodamientos de rodillos cilíndricos (CRB).

Los elementos rodantes cilíndricos en el CRB lo hacen excelente para aplicaciones de alta velocidad con grandes cargas radiales como pueden ser:

- * Motores eléctricos.
- * Husillos de maquinas-herramientas.
- * Molinos de trituración.
- * Generadores eléctricos.
- * Bombas.

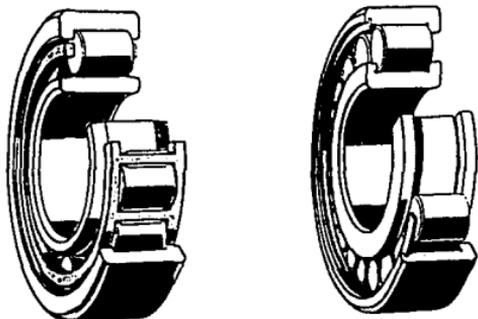
De baja fricción, estos rodamientos tienen alta capacidad de carga en relación a su tamaño. Ciertos tipos de CRB son los más útiles

donde se tiene una dilatación axial considerable de la flecha (Fig. 1.9).

Un CRB lubricado con grasa y de diámetro interior de 100 mm:

- * Puede trabajar a una velocidad de hasta 3200 RPM.
- * Es excelente en operaciones de alta velocidad debido a su mínima fricción.

Fig. 1.9 Rodamientos CRB.



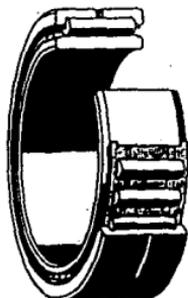
- * Temperaturas normales de operación entre 50 y 70°C.
- * Necesita relativamente poco espacio.
- * Se puede montar y desmontar fácilmente.
- * Soporta altas cargas radiales pero mínimas cargas axiales.
- * Los CRB de doble hilera son fabricados con tolerancias de alta precisión para su aplicación en husillos de máquinas herramientas.

1.3.6. Rodamientos de Agujas (NRB).

Así llamados por su longitud comparablemente mayor al diámetro pequeño de sus elementos rodantes (agujas), los NRB muy frecuentemente se emplean sin anillo interior, es decir, la flecha la utilizan como pista (Fig. 1.10).

Esto significa que es muy útil para aplicaciones donde el espacio para el rodamiento es mínimo como por ejemplo en los alternadores de automóvil. Este rodamiento tiene una alta capacidad de carga radial. Está disponible en diseños de una y dos hileras de agujas.

Fig. 1.10 Rodamientos NRB.



Un NRB lubricado con grasa para un flecha de 100 mm de diámetro:

- * Puede trabajar a velocidades de hasta 2800 RPM.
- * Esta diseñado para aplicaciones de espacio muy limitado.
- * Tiene temperaturas normales de operación de entre 50 y 70°C.
- * Soporta únicamente cargas radiales.

1.3.7. Rodamientos de rodillos cónicos (TRB).

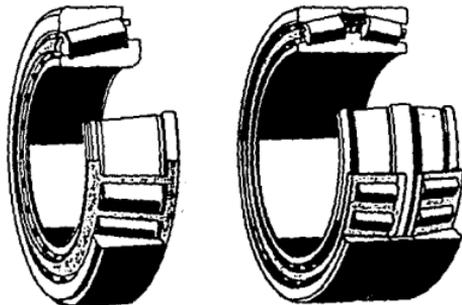
Como en mayoría de los rodamientos de rodillos el TRB tiene un anillo interior, jaula, rodillos y anillo exterior. En un TRB su anillo exterior se encuentra separado de los demás elementos. Comúnmente se le denomina taza a este anillo y al conjunto de los demás elementos se le denomina cono (Fig 1.11). Cono y taza se montan generalmente por separado. Los rodillos y las pistas están diseñadas basándose en el principio del cono para dar al rodamiento un verdadero movimiento de tracción.

Este diseño hace al TRB recomendable para cargas axiales, radiales y combinadas. Esto lo hace tan popular en aplicaciones como:

- * Automóviles.
- * Camiones.
- * Equipo de construcción de camino.
- * Maquinaria agrícola.
- * Rodillos de laminación.

Un TRB de 100 mm de diámetro interior lubricado con grasa:

Fig. 1.11 Rodamiento TRB



- * Opera a velocidades de hasta 1900 RPM.
- * Soporta carga axial, radial y combinadas.
- * Es recomendable para aplicaciones de alta carga.
- * Comúnmente se fabrican con dimensiones en pulgadas.

1.3.8. Otros tipos de rodamientos.

Algunos otros tipos de rodamientos menos comunes son:

- * Rodamientos de alta precisión.
- * De bolas o de rodillos para husillos de máquinas-herramienta.
- * Amplia variedad de rodamientos especiales para la aeronáutica, como los que se incluyen en los rotores de los helicópteros.
- * Rodamientos muy especiales para el sector agrícola.
- * Coronas de orientación, rodamientos lineales, rodamientos de bolas y de rodillos axiales.
- * Rodamientos especiales para unidades de cubos de rueda de automóvil y camión tal como se ilustran en la introducción.

Las coronas de orientación son muy comunes en las grúas giratorias. Se encuentra como apoyo principal de la bóveda de los telescopios astronómicos.

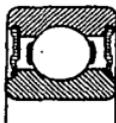
1.4 RODAMIENTOS SELLADOS

Debido a las exigencias del mercado sobre rodamientos libres de

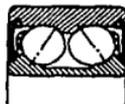
mantenimiento, se han diseñado rodamientos sellados, la mayoría "lubricados de por vida".

El rango de rodamientos sellados ahora disponibles incluyen:

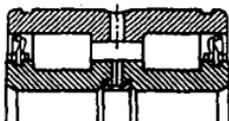
Rodamientos rígidos de bolas



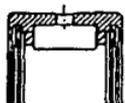
Rodamientos de dos hileras de bolas de contacto angular



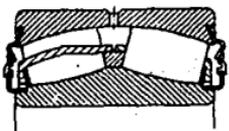
Rodamiento de rodillos cilíndricos, doble hilera, sin jaula



Rodamiento de agujas



Rodamiento de rodillos doble hilera autoalineable.



Sobre las características de los sellos y grasas para estos rodamientos, una completa información se incluye en el capítulo 3.

CAPÍTULO 2

FACTORES A CONSIDERAR AL SELECCIONAR UN RODAMIENTO SELLADO

2.1 ANTECEDENTES.

En el capítulo anterior mencionamos el propósito de los rodamientos, sus características y algo muy importante, sus aplicaciones. Se puede decir que existe un tipo de rodamiento para cada aplicación. Sin embargo para obtener el rodamiento adecuado debemos considerar y evaluar todas las condiciones de operación. Con datos cuantificables podremos seleccionar el tipo y tamaño de rodamiento así como escoger de entre tantas variantes disponibles. Algunas de estas variantes son:

- * Grado de precisión dimensional.
- * Tolerancias de juego interno.
- * Material de componentes.
- * Tipos de sellos (si los requiere).

En este capítulo mencionaremos los factores a considerar para la selección de los rodamientos y haremos énfasis en aquéllos que afectan considerablemente a los rodamientos sellados como son la temperatura de operación, la lubricación y la velocidad de trabajo.

El contenido de este capítulo es base para trabajar posteriormente en la selección de rodamientos (capítulos 4 y 5).

2.2 CARGA APLICADA.

Si un rodamiento de bolas o de rodillos gira bajo carga, se presenta la fatiga del material en cualquier punto después de cierto tiempo. La fatiga se inicia con una pequeña grieta, localizada a cierta profundidad debajo de la superficie de contacto, transformándose gradualmente en un cráter (descascarillado mostrado en la Fig. 2.1), reflejando que el rodamiento necesita ya un reemplazo.

El rodamiento puede también fallar debido a otras causas diferentes a la fatiga, como pueden ser: la corrosión, desgaste (lubricación no satisfactoria), daño en la jaula, etcétera; aunque estos tipos de daños se pueden evitar tomando las precauciones necesarias. Sin embargo en un rodamiento, a partir de ciertos valores de carga más pronto o más tarde se producirá la fatiga del material.

Pero afortunadamente los rodamientos están diseñados para soportar cargas o fuerzas y conociendo la magnitud de la carga así como su carácter dinámico y su línea de acción estaremos hábiles para hacer la selección conveniente.

Si se trata de una carga perpendicular al eje o flecha, existen gran variedad de rodamientos para soportar tal carga y se denominan

Fig. 2.1 Proceso de fatiga (a-b-c-d) en los rodamientos.



a



b



c



d

rodamientos radiales. A su vez los rodamientos axiales son diseñados para soportar cargas axiales. Finalmente se tienen rodamientos cuya geometría permite soportar cargas combinadas, es decir cargas axiales y radiales a la vez. Las cargas que actúan sobre un rodamiento pueden calcularse de acuerdo con las leyes de la mecánica siempre que se conozcan o puedan determinarse las fuerzas externas, (por ejemplo, las fuerzas producidas a causa de la potencia transmitida o del trabajo efectuado, y las fuerzas de inercia). Cuando se calculan los componentes de las cargas en un rodamiento individual, el eje se considera como una viga que descansa sobre soportes rígidos y no sometidos a momentos a efecto de simplificar los cálculos. Tampoco se tienen en cuenta las

deformaciones elásticas en el soporte o bastidor de la máquina, ni los momentos producidos en el rodamiento como resultado de la flexión del eje. Tales simplificaciones son necesarias para cuando se realizan los cálculos de una disposición de rodamientos utilizando medios de fácil acceso como las calculadoras de bolsillo.

Las cargas que actúan sobre un rodamiento se pueden calcular en base a la teoría de la elasticidad sin efectuar las simplificaciones mencionadas, pero esto demandaría el uso de un potente procesador matemático además de largos y complicados programas. Los rodamientos, los ejes y los alojamientos se consideran como componentes elásticos de un sistema.

Las fuerzas externas que proceden, por ejemplo, de los pesos propios de los ejes y de los componentes que éstos soportan, o del peso del vehículo y otras fuerzas de inercia, son conocidas o pueden calcularse. No obstante cuando se determinan las fuerzas de trabajo (las fuerzas de laminación, las fuerzas de corte en las máquinas-herramienta, etcétera), las fuerzas de choque y las fuerzas dinámicas adicionales, por ejemplo, por haberse producido un desequilibrio, suele ser necesario confiar en estimaciones que están basadas en la experiencia obtenida con otras máquinas y disposiciones de rodamientos similares.

Por ejemplo las fuerzas teóricas que actúan sobre los dientes de un tren de engranes pueden calcularse conociendo la potencia transmitida y la característica de los dientes. No obstante, hay fuerzas dinámicas adicionales que se producen en el propio engranaje o por el accionamiento de la entrada o toma de fuerza. Las fuerzas dinámicas adicionales en los engranes resultan de los errores de forma de los dientes y de los desequilibrios de los componentes que giran. Debido a las exigencias de funcionamiento silencioso, los engranajes se hacen en base a normas muy estrictas de precisión; por ello las fuerzas adicionales son generalmente tan pequeñas que se pueden despreciar cuando se calculan los rodamientos. Una vez cuantificadas las fuerzas externas y habiéndolas descompuesto en axiales o radiales como se mencionó, aplicamos las leyes de mecánica para obtener las cargas resultantes en cada rodamiento del sistema. Ahora y con el fin de manejar la teoría de selección de rodamientos, las componentes debemos de convertirlas en una fuerza radial equivalente "F". Esta fuerza o carga equivalente es aquella carga constante radial la cual si se aplicara a un rodamiento con el anillo interior girando y con el anillo exterior estático obtendríamos la misma vida de servicio tal como si aplicáramos las condiciones reales de carga.

Si la carga F sobre el rodamiento calculada en base a la información anterior, es constante en magnitud y dirección y actúa radialmente sobre un rodamiento radial o axialmente y centrada

sobre un rodamiento axial, entonces $P=F$, y así F se introduce directamente en las ecuaciones de vida.

Cuando el rodamiento está sometido a cargas radiales-axiales simultáneamente, la carga dinámica equivalente se puede obtener de la siguiente ecuación general[*11]:

$$P = X F_r + Y F_a \quad \dots \quad (2.1)$$

Donde: P = Carga dinámica equivalente.

F_r = Carga radial real.

F_a = Carga axial real.

X = Factor de carga radial del rodamiento.

Y = Factor de carga axial del rodamiento.

Los factores X e Y dependen de la geometría interna del rodamiento y de alguna manera indican la habilidad del mismo para soportar cargas combinadas. Por lo tanto estos factores están estrechamente relacionados con el tipo de rodamiento y sus valores se pueden encontrar en la literatura técnica de la materia[*8, 11].

En el caso de rodamientos radiales de una hilera de elementos rodantes, una carga axial adicional solamente influye en la carga equivalente P , si la relación F_a/F_r excede de un valor específico e . Por el contrario para los rodamientos radiales de dos hileras de elementos rodantes, incluso las pequeñas cargas axiales influyen de un modo significativo.

La carga equivalente la mediremos contra la capacidad de carga dinámica del rodamiento C para determinar la habilidad del mismo bajo la carga aplicada. Esta evaluación forma parte del proceso de selección del rodamiento, cuya explicación se obtiene en el capítulo 4. Hasta aquí se ha mencionado cuan importante es conocer la carga aplicada al rodamiento.

2.3. VELOCIDAD

2.3.1 Velocidad y fricción.

La velocidad a que puede funcionar un rodamiento tiene un límite. En general este límite, es impuesto por la temperatura de funcionamiento que puede permitir el lubricante empleado, o el material de que están hechos los componentes del rodamiento. La velocidad a la cual el rodamiento alcanza esta temperatura depende del calor generado por fricción en el rodamiento (incluyendo también cualquier posible aportación de calor desde el exterior) y de la cantidad de calor que pueda ser disipada desde el rodamiento.

En términos específicos[*I]:

$$\Delta T = N_R / w_r \quad \dots \quad (2.2)$$

$$N_R = 1.05 \cdot 10^{-4} M n \quad \dots \quad (2.3)$$

$$M = M_0 + M_1 + M_2 + M_3 \quad \dots \quad (2.4)$$

donde:

ΔT = Incremento de la temperatura (temperatura del rodamiento - temperatura ambiente)

N_R = Pérdida de potencia.

w_r = Factor de refrigeración.

M = Par de fricción.

n = Velocidad de operación.

El par de fricción M_0 no depende de la carga aplicada sobre el rodamiento, sino de las pérdidas hidrodinámicas originadas por el lubricante, la viscosidad y la cantidad de lubricante usado, así como la velocidad de rotación. Es el factor dominante de los rodamientos que funcionan a altas velocidades con cargas ligeras y puede calcularse por la fórmula[*11]:

$$M_0 = f_0 (v n)^{2/3} d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{si } v n \geq 2000 \quad \dots \quad (2.5)$$

$$M_0 = 160 f_0 d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{si } v n < 2000 \quad \dots \quad (2.6)$$

donde:

f_0 = coeficiente que depende del tipo de rodamiento y de su lubricación [ver *I].

v = viscosidad cinemática del aceite (o del aceite base si la lubricación es con grasa) a la temperatura funcionamiento.

d_m = diámetro medio del rodamiento.

2.3.2. Velocidad y lubricación.

También la velocidad de operación influye en el estado de lubricación del rodamiento.

El objetivo de la lubricación es evitar el contacto metálico directo. Idealmente debe existir una película lubricante que separe completamente las partes metálicas. Cuantitativamente la película lubricante debe conservar un espesor de tamaño 1.5 veces la rugosidad superficial de las pistas y/o elementos rodantes.

El espesor de la película está determinado por la siguiente fórmula[*3]:

$$H_{min} = 2.65 V^{0.7} G^{0.54} W - 0.13 \quad \dots \quad (2.7)$$

donde:

V = Parámetro de velocidad de operación.

G = parámetro de material.

W = parámetro de carga.

Podemos entonces observar cómo influye la velocidad de operación en la película lubricante. Como definitivamente la velocidad de operación y la viscosidad del lubricante son los parámetros más importantes en la formación de la película lubricante, mediante las siguientes ecuaciones [*10] se selecciona el lubricante en función de la velocidad a la temperatura de operación y de esta manera garantizamos la adecuada lubricación:

v_1 = viscosidad requerida

$$v_1 = \begin{cases} 4500 / (n d_m)^{1/2} & \text{si } n \leq 1000 \dots (2.8) \end{cases}$$

$$v_1 = \begin{cases} (4500 / (n d_m)^{1/2}) (1000/n)^{1/3} & \text{si } n > 1000 \dots (2.9) \end{cases}$$

Sin embargo, los lubricantes también tienen un tiempo de vida útil. Nuevamente la velocidad de operación es factor fundamental en la duración del aceite. En los rodamientos sellados es importante considerar este punto pues como sabemos, la gran mayoría no son relubrificables.

Es necesario entonces considerar el tiempo de vida útil y éste puede determinarse mediante las siguientes ecuaciones [*9]. Como se observará, los rodamientos de bolas tienen, por su forma de trabajo, períodos más largos de vida útil del lubricante en comparación con los rodamientos de rodillos.

a) Rodamientos radiales de bolas con jaula:

$$t_r = 10 t_c \quad \text{si } t_c \leq 625 \quad \dots \quad (2.10)$$

$$t_r = 250 (t_c)^{1/2} \quad \text{si } t_c > 625 \quad \dots \quad (2.11)$$

b) Rodamientos de rodillos cilíndricos y de agujas con jaula:

$$t_r = 5 t_c \quad \text{si } t_c \leq 1600 \quad \dots \quad (2.12)$$

$$t_r = 200 (t_c)^{1/2} \quad \text{si } t_c > 1600 \quad \dots \quad (2.13)$$

c) Rodamientos de rodillos esféricos y cónicos, rodamientos axiales de bolas.

$$t_r = t_c = f \cdot (10^6 / (n d) - 300) \quad \dots \quad (2.14)$$

aquí $f = K + m d$

$$K = 0.76, \quad m = 0.024 \quad \text{si } 10 \leq d \leq 125$$

$$K = 4.6, \quad m = -0.0073 \quad \text{si } 125 \leq d \leq 500$$

donde:

- d = diámetro interior del rodamiento [mm]
- n = velocidad de operación [RPM]
- f, m = factores dependientes del tamaño del rodamiento
- K = constante
- t_l = período de lubricación [h]

En la selección de un rodamiento sellado, a diferencia de un rodamiento abierto, es importante considerar la velocidad de operación. Como se menciona, influye en la selección de la grasa lubricante, determina el tiempo de vida útil de la misma y algo muy importante, a mayor velocidad mayor fricción y por lo tanto mayor temperatura.

2.4. TEMPERATURA DE TRABAJO

En todos los rodamientos es importante considerar la temperatura de trabajo. A temperaturas elevadas se reduce la capacidad de carga dinámica del rodamiento. Este factor adquiere mayor importancia cuando se utilizan elementos plásticos (sellos, jaulas de nylon), grasas minerales estándar etcétera.

Así pues, los rodamientos sellados están limitados en temperatura de trabajo aún más que sus similares abiertos. Debemos considerar el mayor desgaste de sellos según la temperatura y debemos también elegir la grasa para la temperatura de trabajo. Como mencionaremos en el capítulo siguiente existen grasas por rango de temperatura. Cuando la temperatura aumenta la viscosidad del lubricante disminuye y por lo tanto, el espesor de la película lubricante es menor con la posibilidad de presentarse el contacto metálico. Y es una cadena, con el contacto metálico aumenta la fricción y la temperatura, la grasa se gotea para finalmente el rodamiento se atasque por trabajo en seco (Fig. 2.2).

Definitivamente a grandes temperaturas el mayor problema es la lubricación. Las mejores grasas para altas temperaturas disponibles en la actualidad son capaces de soportar temperaturas de hasta 200°C, pero su vida de servicio está seriamente limitada por la evaporación y/o la polimerización del aceite base. Existen aplicaciones como las ruedas de las vagonetas de hornos donde se exige a los rodamientos funcionar largo tiempo a temperaturas comprendidas entre 200°C y 400°C. Para esta aplicación se ha diseñado un rodamiento con placas de protección y el lubricante es un grafito muy puro llamado "Electrografito". De este material está constituida la Jaula que al girar se le desprende polvo de grafito. Por este medio el rodamiento está lubricado de por vida.

Fig. 2.2 Rodamiento con grave carencia lubricatoria



Por precisar, de los resultados obtenidos en el apartado anterior sobre el período de lubricación se debe considerar una disminución en 50% del período cada que excedemos 10°C la temperatura de 70°C. Un ejemplo clásico donde hemos considerado la influencia de la temperatura sobre la vida de la grasa en un rodamiento sellado lo tenemos con los alternadores para automóviles. Hoy día la velocidad es de hasta 20000 RPM. Como consecuencia se producen temperaturas de trabajo muy altas donde se requiere de una grasa especial con un aceite base sintético y de sellos fabricados de gomas especiales.

2.5 LUBRICACION

La función del lubricante es:

- * Formar una película entre los componentes del rodamiento que se mueven unos con respecto a otros para evitar el contacto metálico. La película debe ser suficientemente gruesa para obtener una lubricación satisfactoria, incluso bajo fuertes cargas, variaciones considerables de temperatura y vibraciones.
- * Reducir la fricción y eliminar el desgaste.
- * Proteger contra la corrosión.
- * Obturar (en caso de grasa) contra impurezas tales como suciedad, polvo, humedad o agua.

Los rodamientos se lubrican normalmente con grasa o aceite, y sólo en casos especiales con lubricantes sólidos (molibdeno, grafito, etc).

La grasa se emplea generalmente en aplicaciones que funcionan en condiciones normales de velocidad y temperatura. La grasa tiene algunas ventajas sobre el aceite, por ejemplo, la aplicación es muy sencilla, y proporciona protección contra la humedad e impurezas. La mayoría de las aplicaciones de rodamientos se engrasan.

La lubricación con aceite se suele emplear cuando la velocidad o la temperatura de funcionamiento hace imposible el empleo de la grasa, o cuando hay que evacuar calor, y por supuesto, cuando los rodamientos están montados en un conjunto lubricado con aceite, por ejemplo, en una caja de engranes.

2.5.1. La película lubricante.

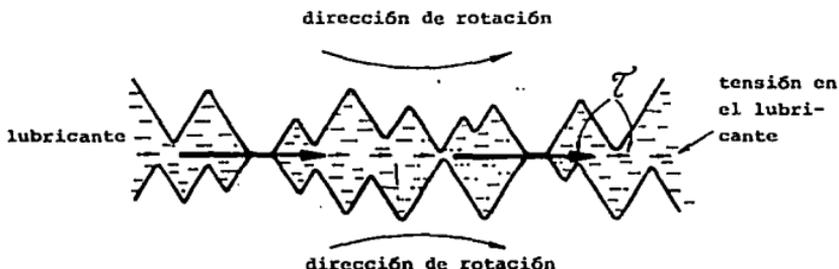
En todos los rodamientos sin distinción de tipo o tamaño, la película lubricante es un elemento encargado de transmitir cargas. Tiene la misión de evitar que los elementos del rodamiento deslicen o rueden uno sobre otro, tengan contacto directo y que sus superficies puedan dañarse por cierta causa.

Tanto el espesor como la capacidad de carga de la película lubricante dependen de la viscosidad del aceite, de la velocidad del giro, de la rugosidad superficial y la existencia de partículas contaminantes [*3]. Se pueden distinguir tres situaciones diferentes de lubricación: Capa-límite, lubricación hidrodinámica y lubricación elasto-hidrodinámica.

Se obtiene lubricación por capa límite cuando el espesor de la película lubricante es de una magnitud similar a las moléculas individuales del aceite.

Esta condición se presenta cuando la cantidad de lubricante es insuficiente, o el movimiento relativo entre las dos superficies es

Fig. 2.3 Lubricación en capa límite.



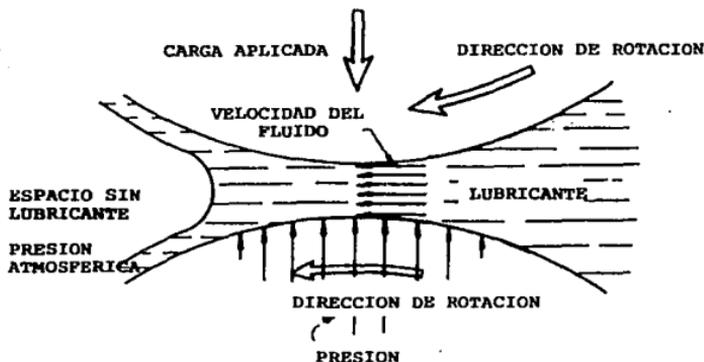
demasiado lento. El coeficiente de fricción en este caso es alto, tan alto como 0.1, y sobre el incipiente contacto metálico puede alcanzar 0.5. Cuando el coeficiente aumenta, (esto es, la resistencia aumenta) las pérdidas por fricción también aumentan. Estas se convierten en calor aumentando la temperatura del lubricante y reduciéndose la viscosidad de forma que la capacidad de carga de la película se reduce (el caso peor es cuando se reduce tanto que el contacto metálico se produce); esto se puede evitar usando aditivos que refuercen la resistencia de la película.

La lubricación hidrodinámica o lubricación de película gruesa, se obtiene cuando las dos superficies están completamente separadas por una película coherente de lubricante. El espesor de la película excede así de las irregularidades combinadas de las superficies. El coeficiente de fricción es bastante menor que en la lubricación por capa límite, y en ciertos casos puede llegar a 0.005.

La lubricación hidrodinámica evita el desgaste de las partes en movimiento ya que no hay contacto metálico entre ellas.

La lubricación elasto-hidrodinámica se presenta en superficies de contacto fuertemente cargadas (elásticas), esto es, superficies que cambian su forma bajo una carga fuerte y regresan a su forma original cuando cesa la carga. Los rodamientos de bolas son un buen ejemplo. Cuando una bola bajo carga rueda por la pista

Fig. 2.4 Lubricación hidrodinámica.



de un rodamiento montado, se alcanzan presiones muy altas en el punto de contacto. Las superficies que flexan están presionadas juntas y se aplastan ligeramente por un instante (deformación elástica). Cuando la bola rueda, las superficies de contacto vuelven a su forma original. Podría ser que el lubricante se lanzase hacia fuera del punto de contacto, quedando las superficies en contacto directo una contra otra, pero este no es el caso: la viscosidad del lubricante aumenta enormemente. Cuando la bola ha pasado, la viscosidad del lubricante se reduce de nuevo.

El factor "S" que es la relación entre el espesor h de la película en situación elasto-hidrodinámica y la cuadrática media de la rugosidad superficial S , es referencia importante en la naturaleza de la lubricación(*3), esto es:

$$S = h/S \quad \dots \quad (2.15)$$

Si el espesor de película es 4 veces S , i.e., si $S = 4$, existe una completa separación de superficies por medio de lubricante y existirá plenamente la lubricación elasto-hidrodinámica. Si el valor de $S < 1$, se presenta la lubricación de capa-límite. Esto significa que las superficies de contacto no están separadas por una película lubricante cohesiva y que ocurre el contacto metal-metal.

Las propiedades químicas del lubricante juegan un papel vital bajo estas condiciones y el uso de aditivos aumentarán la resistencia de la película (aditivos EP, de extrema presión).

Para la mayoría de los rodamientos, el valor de ξ se encuentra entre 1 y 3, condición conocida como lubricación parcialmente elasto-hidrodinámica. Generalmente la lubricación se considera satisfactoria si ξ es mayor de 1.

De lo anterior se concluye que el valor de ξ puede influir en la vida del rodamiento. En la mayoría de los casos se espera una reducción en la vida cuando $\xi < 1$ (condición de capa límite), vida normal cuando $\xi = 1$ y si $\xi > 1$ entonces se puede obtener condiciones favorables para aumentar la vida de servicio.

2.5.2 La viscosidad.

Para cualquier rodamiento, ξ y el espesor de la película lubricante están básicamente determinadas por la viscosidad del aceite y la velocidad de giro del rodamiento. En la mayoría de los casos la influencia de la carga es tan pequeña que no es necesario tomarla en consideración. Sobre esta base, investigaciones han concluido nuevos desarrollos en este campo en forma de un simple diagrama mostrado en la Fig. 2.5 donde la viscosidad requerida v_1 , en mm²/s (cSt) se obtiene, a la temperatura de operación, si la velocidad n en RPM y el diámetro medio del rodamiento d_m son conocidos.

Los resultados de la gráfica son los mismos a los obtenidos mediante las ecuaciones 2.8 y 2.9 descritas con anterioridad.

v_1 está determinada para la temperatura de operación, i.e., la temperatura en las zonas de contacto. Generalmente, la viscosidad v , para el aceite a la temperatura de operación, debe ser lo más grande posible para de esta forma garantizar la formación de adecuada película lubricante y consecuentemente aumentar la duración del rodamiento. El incremento está determinado por la relación:

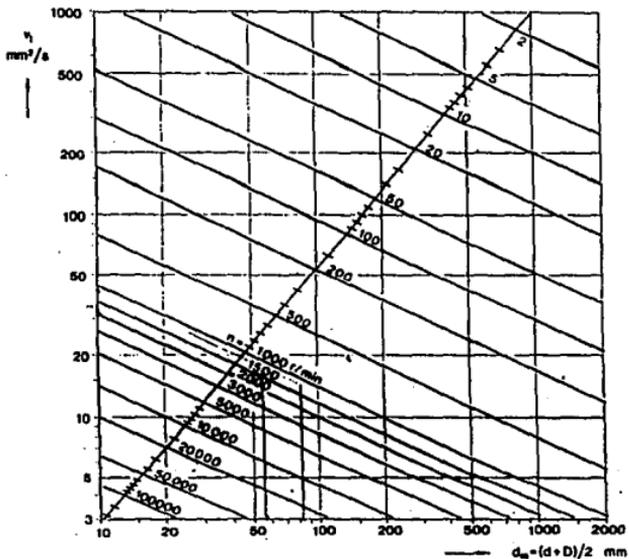
$$K = v / v_1$$

entre la viscosidad cinemática actual del lubricante y la viscosidad requerida definida por el último diagrama(*I). Sin embargo, se debe recordar que la temperatura del rodamiento se eleva cuando aumenta la viscosidad del lubricante y así existe un límite práctico para mejorar la vida del rodamiento que puede ser obtenida de esta forma.

Algunas veces no es posible evitar un valor K menor que 1. Para estos casos se recomiendan los aditivos EP. Si $K < 0.4$ se deben

utilizar estos aditivos. La vida del rodamiento es directamente dependiente de las condiciones de lubricación expresadas por medio

Fig. 2.5 Diagrama para la viscosidad requerida



de K. En el capítulo 4 enunciaremos, en la teoría de duración de rodamientos, la relación que guarda la vida del rodamiento con el factor K.

2.6 CONTAMINACION

Aunque se han mejorado en todos los aspectos las características de los rodamientos, por ejemplo, la calidad del acero (se han reducido los niveles de impurezas), la rugosidad superficial de pistas y elementos rodantes, la pureza de la grasa que es ya muy

aceptable, se siguen presentando fallas de fatiga mecánica muy prematuras.

Se ha encontrado entre los rodamientos con falla prematura, que es muy alto el porcentaje de rodamientos con problemas de contaminación. Cualquier cuerpo extraño, de forma sólida o líquida presente en el trabajo, produce indentaciones en las pistas o disminuye la capacidad de la película lubricante y por tanto acelera el proceso de fatiga. Las fuentes de contaminación detectadas son:

- * Contaminación resultante del proceso de fabricación del rodamiento el cual no fue lavado o limpiado correctamente antes de ser empleado.
- * Contaminación que proviene con el lubricante.
- * Contaminación la cual se origina durante el montaje debido al manejo defectuoso de los rodamientos.
- * Partículas generadas en el rodamiento mismo cuando éste gira.
- * Partículas provenientes de otros componentes del arreglo de rodamientos o de componentes adyacentes de los cuales los rodamientos no están separados.
- * Contaminación proveniente del medio ambiente.

Se debe considerar que las condiciones en un rodamiento no serán las mismas en todo su período de operación. Los sellos pueden desgastarse y perder su eficiencia tal que aumenta la cantidad de contaminación que puede entrar al sistema y al rodamiento. También la degradación del lubricante se acelera por la presencia de contaminantes.

La contaminación se presenta en dos estados, líquido y sólido. Cuando se trata de contaminantes sólidos son varios los factores que intervienen para la aceleración de la fatiga vía la contaminación presente. Estos factores pueden ser:

Relativos a la aplicación:

- * Tamaño de filtro usado.
- * Arreglo de sellos.
- * Medio ambiente.

Relativos a la partícula:

- * Tamaño de partícula.
- * Forma de la partícula.

- * Distribución de tamaños.
- * Dureza de las partículas.
- * Tenacidad del material.
- * Concentración.

Relativos al rodamiento:

- * Tamaño y tipo del rodamiento.
- * Espesor de la película lubricante.
- * Tipo de lubricación.

La influencia de estos factores en el trabajo del rodamiento es compleja y muchos de ellos son difíciles de cuantificar, sin embargo, experimentos realizados por el grupo SKF sobre la influencia de contaminación en la vida del rodamiento han arrojado resultados muy provechosos.

Para empezar, la contaminación la medimos con un factor llamado "factor de ajuste α_c para la contaminación". El factor es adimensional y es el resultado de la conjugación de los factores anteriormente citados.

La tabla 2.6 nos muestra los valores de α_c para diferentes grados de contaminación[*I].

Adicionalmente a la tabla 2.6 y para ser más específicos, la gráfica 2.7 tomada del Handbook sobre "Nueva Teoría de Vida del grupo SKF", se añade a este trabajo para mostrar los valores de α_c que han sido obtenidos en condiciones normales de carga y velocidad, para varias aplicaciones.

El propósito de haber asignado un valor adimensional al estado de contaminación considera cuantificar la influencia sobre la duración a la fatiga. Es y debe ser ahora α_c un parámetro más junto con los factores como velocidad, carga, lubricación y temperatura de trabajo, de consideración en la selección de los rodamientos.

El capítulo 4 ilustra mediante la gráfica del factor a_{SKF} , la inclusión hecha por el grupo SKF, del parámetro α_c en la duración a la fatiga de los rodamientos.

Fig. 2.6 Valores de ρ_c para diferentes grados de contaminación.

DESCRIPCION DEL ESTADO DE CONTAMINACION	VALOR ESTIMADO DE ρ_c
MUY LIMPIO. - Partículas contaminantes de igual tamaño al de la película lubricante. Esto se obtiene cuando se está lubricando con aceite atomizado, circulante y filtrado con los equipos más finos. Condiciones típicas en pruebas en laboratorio.	0.8 a 1.0
LIMPIO. - Condiciones típicas de los rodamientos sellados lubricados de por vida. Tamaño de partículas contaminantes hasta un número más respecto a el espesor de película lubricante. Condiciones también de una aplicación utilizando aceite filtrado por equipos finos.	0.5 a 0.8
NORMAL. - Condiciones típicas de los rodamientos con placas de protección integrales y engrasados de por vida. Limpieza adecuada del medio ambiente, i.e., partículas de dos números de orden mayores a la película lubricante. Aceite filtrado por equipos convencionales.	0.3 a 0.5
CONTAMINADO. - Condiciones típicas en los rodamientos sin sellos integrados; filtros de aceite de malla grande y/o partículas entrado de los alrededores. Rodamientos lubricados con grasa y con intervalos de relubricación son muy frecuentes y/o con grasa sucia.	0.1 a 0.3
ALTAMENTE CONTAMINADO. - Típico para rodamientos abiertos en cajas de engranes donde las partículas desprendidas de los engranes entran a través del aceite al rodamiento; no hay filtrado de aceite. Ocurre también cuando el arreglo de sellos es totalmente inadecuado para el grado de contaminación del ambiente.	0.01 a 0.1
EXTREMADAMENTE CONTAMINADO. - Rodamientos trabajando en ambientes altamente contaminados como canteras, papeleras.	0.00 a 0.01

Fig. 2.7 Rango de η_c para diferentes aplicaciones

APLICACION	RANGO DE η_c	Valor η_c más probable
Motores eléctricos medianos, industriales	0.15 a 0.42	0.20 a 0.3
Motores eléctricos grandes, industriales	0.3 a 0.5	0.30 a 0.5
Electrodomésticos	0.05 a 0.5	0.1 a 0.2
Motores de tracción	0.2 a 0.4	0.2 a 0.4
Motores en vibradores	0.1 a 0.3	0.1 a 0.3
Reductores de velocidad, industriales pequeños y medianos	0.01 a 0.2	0.03 a 0.05
Reductores de velocidad, industriales grandes	0.01 a 0.2	0.03 a 0.10
Unidades de rueda automóvil	0.15 a 0.4	0.15 a 0.4
Transmisiones de automóvil	0.05 a 0.02	0.08 a 0.14
Diferencial eje trasero automóvil	0.05 a 0.25	0.1 a 0.2
Unidades de rueda para vagones FPCC	0.03 a 0.3	0.05 a 0.1
Unidades de rueda para locomotoras	0.2 a 0.55	0.25 a 0.4
Unidades de rueda METRO	0.05 a 0.3	0.8 a 0.15
Reductores de velocidad locomotoras	0.2 a 0.5	0.2 a 0.15
Propela principal de embarcaciones	0.1 a 0.4	0.1 a 0.4
Rodamientos para flechas en embarcaciones	0.1 a 0.5	0.1 a 0.5
Reductores de velocidad de embarcaciones	0.01 a 0.3	0.01 a 0.3
Poleas para cable	0.02 a 0.3	0.02 a 0.3
Rodillos para banda transportadora	0.03 a 0.3	0.03 a 0.3
Poleas para transportador	0.1 a 0.3	0.1 a 0.3
Bombas centrífugas	0.01 a 0.2	0.05 a 0.08
Ventiladores, pequeños y medianos	0.01 a 0.15	0.03 a 0.06
Ventiladores grandes	0.1 a 0.3	0.1 a 0.3
Roladoras de tubo	0.01 a 0.35	0.01 a 0.35
Quebradoras de piedra	0.15 a 0.4	0.15 a 0.4
Cribas vibratorias	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Ruedas de cavadoras de túnel	0.1 a 0.5	0.2 a 0.3
Aplanadoras	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Agitadores, máquinas mezcladoras	0.05 a 0.15	0.05 a 0.15

Fig. 2.7 Rango de η_c para diferentes aplicaciones, continuación

APLICACION	Rango de η_c	Valor η_c más probable
Máquinas compactadoras	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Máquinas para fabricación de briquetas	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Soportes para hornos giratorios	0.09 a 0.3	0.09 a 0.3
Centrifugas	0.15 a 0.4	0.15 a 0.4
Tornos, Taladros	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Fresadoras	0.3 a 0.6	0.3 a 0.6
Rectificadoras	0.3 a 0.8	0.3 a 0.8
Pulidoras	0.3 a 0.5	0.3 a 0.5
Rodillos para laminación	0.04 a 0.35	0.04 a 0.35
Máquinas para madera, sierras	0.02 a 0.3	0.02 a 0.3
Máquinas para madera, cuchillas	0.01 a 0.2	0.01 a 0.2
Máquinas para madera, fresadoras	0.01 a 0.3	0.01 a 0.3
Máquinas para el plástico	0.01 a 0.4	0.01 a 0.4
Máquinas para el trabajo de la piel	0.02 a 0.2	0.02 a 0.2
Manejadores de diskettes	0.7 a 0.9	0.7 a 0.9

Considerando toda esta información, se pueden manejar ciertas directrices para mejorar el estado de contaminación de los rodamientos en la aplicación. Estas directrices pueden ser:

- * Aumentar el tamaño del rodamiento.
- * Aumentar la pureza del lubricante.
- * Incrementar la eficiencia de los filtros.
- * Aumentar la frecuencia de cambio de lubricante.
- * Aumentar la eficiencia del arreglo de sellos.
- * Analizar la factibilidad de utilizar rodamientos sellados.
- * Disminuir la contaminación inicial proveniente de la fabricación del rodamiento (utilizar rodamientos de mejor calidad).

- * Disminuir la contaminación de fuentes externas (polvo, lodo).
- * Disminuir la contaminación por partículas generadas en la aplicación (desgaste de engranes, desgaste de sellos).
- * Mejorar el proceso de montaje y ensamble del sistema.

Por lo que respecta a la contaminación por líquidos se crean varios problemas de tal situación como son:

- * Corrosión.
- * Fatiga del rodamiento.
- * Disminución de la película lubricante.
- * Precipitación de aditivos.
- * Oxidación del aceite (aumenta la acidez, cambia la viscosidad).

CAPITULO 3

GRASAS Y SELLOS DE LOS RODAMIENTOS SELLADOS

3.1 INTRODUCCION

Una de las muchas ventajas que los rodamientos ofrecen en comparación con los cojinetes planos es que en la mayoría de los casos pueden ser lubricados con grasa, lo cual simplifica su mantenimiento e inspección. Debido a su consistencia, la grasa queda retenida en el interior y alrededor del rodamiento lo cual permite que los intervalos de lubricación sean bastante largos. En muchos casos apenas puede hablarse de relubricación, ya que la grasa se añade o renueva sólo al revisar o reparar la máquina en cuestión. Si se conoce la temperatura de trabajo del rodamiento, se han cuantificado plenamente las cargas y la velocidad, se puede seleccionar una grasa cuya vida de servicio puede ser mayor a la del rodamiento.

La limpieza es otra de las ventajas que se consigue al lubricar con grasa, siendo fácil darse cuenta de lo que ello significa por ejemplo, en las industrias alimenticia y textil. La grasa lubricante de rodamientos posee también propiedades obturadoras, impidiendo que partículas extrañas como polvo, penetren en los rodamientos.

El sello integrado al rodamiento confiere mejor protección contra contaminantes externos reduciendo al mínimo el nivel de contaminación. La importancia de esto ha originado profundas investigaciones sobre los sellos. En este capítulo describiremos las características de los sellos frente a circunstancias propias de su trabajo como son el desgaste, la temperatura, la compatibilidad con los lubricantes, etcétera.

Finalmente, puede mencionarse que la grasa, empleándola en cantidades moderadas, confiere al rodamiento un par de fricción frecuentemente más reducido que el aceite, siendo únicamente la lubricación por goteo y por aceite atomizado las que pueden competir en este aspecto contra la lubricación con grasa. Lubricando con grasa es sólo la delgada capa entre los elementos rodantes y caminos de rodadura la que interviene en el trabajo del rodamiento, mientras que la grasa a los lados sirve de protección contra las impurezas que pudiesen penetrar.

3.2 LUBRICACION CON GRASA.

Se define la grasa lubricante como dispersión semilíquida a sólida de un agente espesante en un líquido (aceite base). Consiste en una mezcla de aceite mineral o sintético (80 a 90%), y un jabón. Al menos en el 90% de las grasas el jabón es metálico, formado cuando un metal hidróxido reacciona con un ácido graso. Un ejemplo es el estearato de litio (jabón de litio).

Cuando la grasa tiene que contener propiedades especiales, se

incluyen otros constituyentes que actúen como inhibidores de la oxidación y mejoren la resistencia de la película lubricante. Esta resistencia es particularmente importante en rodamientos que giran lentamente o funcionan bajo fuertes cargas.

Cambiando el jabón, aceite o aditivo, se pueden producir diferentes calidades de grasas para una amplia gama de aplicaciones.

3.2.1 El trabajo de la grasa.

El jabón metálico, actúa como contenedor para el aceite lubricante.

El jabón forma como una malla o convolución de fibras jabonosas. Las cavidades de la malla están llenas de aceite, parecido a lo que sucede con los poros de una esponja llena de agua. Si una esponja mojada se exprime, el agua sale de ella; podríamos decir que la esponja sangra. Nosotros también decimos que el aceite sangra de la grasa, pero en esta operación la temperatura juega el principal papel. La grasa en un rodamiento es a veces expuesta a un trabajo de amasado, que podría dar lugar a que sangre. Durante el asentamiento de un rodamiento lubricado de nuevo, la grasa trabaja por sí misma en las cavidades del rodamiento y permanece ahí durante un largo período de funcionamiento.

Por ello, más que el trabajo mecánico es el aumento de temperatura en la masa de la grasa alrededor del rodamiento quien provoca el sangrado y el suministro de aceite a las superficies de contacto y de deslizamiento del rodamiento. Ahí debe de llegar una gran cantidad de aceite. Por lo tanto se debe elegir el tipo de grasa que tenga propiedades adecuadas a los requerimientos del tipo de rodamiento y las condiciones de funcionamiento. Por ejemplo, se precisan especiales requerimientos en rodamientos sometidos a fuertes vibraciones, en los que una grasa que no sea mecánicamente estable es expulsada fuera del rodamiento en un continuo proceso de circulación que causa una rotura mecánica de la base de jabón metálico, destruyéndose la grasa.

3.3 TIPOS DE GRASAS.

Los tipos de grasas más comunes emplean se hacen espesar con jabón de calcio (Ca), sodio (Na) o Litio (Li). Las grasas líticas son particularmente adecuadas para lubricar rodamientos.

3.3.1 Grasas cálcicas.

Las grasas cálcicas tienen un estructura suave, de tipo mantecoso

y una buena estabilidad mecánica. No se disuelven en agua y son normalmente estables con 1 al 3% de agua. En otras condiciones, el jabón se separa del aceite de manera que la grasa pierde su consistencia normal y pasa de semilíquida a líquida. Por eso no debe utilizarse en rodamientos cuya temperatura es mayor de 60°C.

Las grasas cálcicas con aditivos de jabón de plomo se recomiendan en instalaciones expuestas al agua a temperaturas de hasta 60°C, por ejemplo en la sección de tela de una máquina de fabricación de papel. Algunas grasas de jabón calcio-plomo también ofrecen buena protección contra el agua salada, y por eso se utilizan en ambientes marinos.

No obstante, existen otras grasas cálcicas estabilizadas por otros medios distintos del agua; éstas se pueden emplear a temperaturas de hasta 120°C; por ejemplo, grasas cálcicas compuestas.

3.3.2 Grasas sódicas.

Las grasas sódicas se pueden emplear en una mayor gama de temperatura que las cálcicas. Tienen buenas propiedades de adherencia y obturación. Las grasas sódicas proporcionan buena protección contra la oxidación, ya que absorben el agua, aunque su poder lubricante decrece considerablemente por ello. Si penetra mucha agua en el rodamiento hay el riesgo de que la grasa desaparezca. Por esta razón no se deben emplear en aplicaciones húmedas. En la actualidad se utilizan grasas sintéticas para alta temperatura del tipo sodio, capaces de soportar temperaturas de hasta 120°C.

3.3.3 Grasas líticas.

Las grasas líticas tienen normalmente una estructura parecida a las cálcicas: suaves y mantecosas. Tienen también las propiedades positivas de las cálcicas y sódicas, pero no las negativas. Su capacidad de adherencia a las superficies metálicas es buena. Su estabilidad a alta temperatura es excelente, y la mayoría de las grasas líticas se pueden utilizar en una gama de temperaturas más amplia que las sódicas.

Las grasas líticas son muy poco solubles en agua; las que contienen adición de jabón de plomo, lubrican relativamente, aunque estén mezcladas con mucha agua. No obstante, cuando esto sucede, están de alguna manera emulsionadas, por lo que en estas condiciones sólo se deberían utilizar si la temperatura es demasiado alta para grasas de jabón de calcio-plomo, esto es, 60°C.

3.3.4 Grasas de jabón compuesto.

Este término se emplea para grasas que contienen una sal, así como un jabón metálico, usualmente del mismo metal. Las grasas de jabón de calcio compuesto son las más comunes de este tipo, y el principal ingrediente es el acetato cálcico. Otros ejemplos son compuestos de Litio, Sodio, Bario y Aluminio. Las grasas de jabón compuesto permiten mayores temperaturas que las correspondientes grasas convencionales.

3.3.5 Grasas con jabones de sustancias inorgánicas.

En lugar de jabón metálico se pueden emplear distintas sustancias inorgánicas para espesar, por ejemplo bentonita y gel de sílice. La superficie activa utilizada sobre partículas de estas sustancias absorben las moléculas del aceite. Las grasas de este grupo son estables a altas temperaturas y son adecuadas para aplicaciones de alta temperatura; son también resistentes al agua. No obstante, sus propiedades lubricantes decrecen a temperaturas normales.

3.3.6 Grasas sintéticas.

En este grupo se incluyen las grasas basadas en aceites sintéticos, tales como aceites ésteres y siliconas, que no se oxidan tan rápidamente como los aceites minerales. Las grasas sintéticas tienen por ello un mayor campo de aplicación. Se emplean distintos espesantes, tales como jabón de litio, bentonita y PTFE (Teflón). La mayoría de las calidades están de acuerdo a determinadas normas militares, normalmente las American MIL para aplicaciones y equipos avanzados, tales como dispositivos de control e instrumentación de aeronaves, robots y satélites. A menudo estas grasas sintéticas tienen poca resistencia al rozamiento a bajas temperaturas, en ciertos casos por debajo de -70°C.

3.4 PROPIEDADES DE LAS GRASAS.

Las siguientes propiedades son de particular importancia para el usuario:

- * Capacidad para soportar carga.
- * Consistencia.
- * Rango de temperaturas.
- * Propiedades anticorrosivas.
- * Estabilidad mecánica.
- * Miscibilidad.
- * Viscosidad del aceite base.

3.4.1 Consistencia.

La consistencia indica el grado de rigidez de una grasa. Depende del tipo y cantidad de espesante usado, de la temperatura de funcionamiento (de la cual depende la viscosidad del aceite básico), y de las condiciones mecánicas de funcionamiento.

Generalmente la consistencia se especifica según la escala del National Lubricating Grease Institute (NLGI), de Estados Unidos. Se basa en el grado de penetración de un cono estándar en la grasa, a una temperatura de 25°C durante 5 segundos, midiendo después la profundidad de la penetración en décimas de milímetro. La tabla 3.1 muestra los índices NLGI más comunes y su valoración. Cuanto más blanda es una grasa, la penetración será mayor y el índice NLGI menor. Para rodamientos se emplea normalmente grasas con consistencia 2 o 3.

Tabla 3.1 Índices NLGI para las grasas

Índice NLGI	Penetración (mm/10)
000	445-475
00	400-430
0	355-385
1	310-340
2	265-295
3	220-250
4	175-205
5	130-160
6	85-115

3.4.2 Gama de temperaturas.

Es importante seleccionar una grasa que admita las temperaturas de trabajo. A alta temperatura, muchos tipos de grasa se ablandan, y hay riesgo de que se produzcan escapes. A temperaturas constantes altas, es necesario emplear grasas para alta temperatura. A temperaturas excesivamente altas, las grasas lubricantes se oxidan rápidamente, particularmente las de jabón metálico. Entonces la

grasa se endurece y se produce una perjudicial sangría del aceite. Un límite empírico de máxima temperatura de operación es de 140°C.

A muy bajas temperaturas, las grasas se hacen normalmente rígidas y lubrican poco. Esto puede evitar que los elementos rodantes giren, especialmente en el arranque y bajo cargas pequeñas. Entonces los elementos rodantes deslizan y se producen desgaste, perdiendo rotación o produciéndose avería. Otro límite empírico de mínima temperatura para una grasa es de aproximadamente -30°C.

3.4.3 Propiedades antioxidantes.

Los rodamientos se deben lubricar siempre con grasas inhibidoras de la corrosión. Si sólo entra humedad, el antioxidante puede ser soluble en agua, de forma que es liberado en presencia de agua y evita la corrosión. En rodamientos que puedan estar en contacto con mayor volumen de agua, el constituyente debe ser insoluble y la grasa debe tener un poder adherente tal que las superficies del acero queden cubiertas de una película incluso si la grasa está saturada con agua. Las grasas líticas son ejemplos de este tipo.

3.4.4 Estabilidad mecánica.

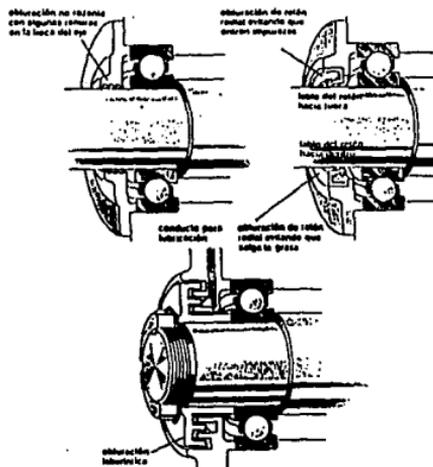
Ciertas grasas, particularmente las líticas de dudosa calidad, tienen una tendencia para ablandarse durante el trabajo mecánico, lo cual puede provocar pérdidas. En instalaciones con vibración, el trabajo es particularmente severo, ya que la grasa está continuamente vibrando en los soportes de los rodamientos. Por ello para aplicaciones vibratorias, la grasa debe tener una buena estabilidad mecánica, por ejemplo una grasa lítica de buena marca.

3.4.5 Obturación.

Es importante para un rodamiento estar protegido contra el ambiente de tal forma que no penetren ni impurezas ni humedad para que no se produzcan daños. La obturación también evita la salida de grasa. La efectividad de la obturación es de importancia crucial para la duración del rodamiento en funcionamiento.

En rodamientos se emplean dos tipos de obturaciones; rozantes y no rozantes. Más adelante hablaremos con detalle de las obturaciones integrales (sellos).

FIGURA 3.2 SELLOS ROZANTE Y NO ROZANTE



3.5 GRASAS LUBRICANTES CLASIFICADAS SEGUN LA TEMPERATURA Y LAS CONDICIONES DE CARGA.

Ya hemos descrito los principales tipos de grasas existentes en el mercado y las hemos clasificado según el espesante que incorporan. No obstante, también se pueden clasificar según su adaptabilidad a diferentes condiciones de funcionamiento, lo cual se usa mucho más en la práctica. Las grasas lubricantes funcionan bajo condiciones extremas, que pueden variar considerablemente de una aplicación a otra. Normalmente, es cuestión de las temperaturas y las cargas, aunque las necesidades de protección contra la oxidación pueden variar apreciablemente.

La consistencia y la capacidad para lubricar de una grasa están muy influenciadas por la temperatura de funcionamiento. Un rodamiento que funciona a una cierta temperatura se debería lubricar con una grasa que tenga una consistencia y una capacidad para lubricar

correctas. Por ello, las grasas se fabrican con distintas composiciones para diferentes gamas de temperaturas de funcionamiento. Están divididas en tres tipos: grasas para alta, media y baja temperatura. Hay también un grupo de grasas adecuadas para fuertes cargas, que tienen un aditivo que aumenta la resistencia de la película lubricante.

3.5.1 Grasas para bajas temperaturas.

Tienen una composición tal que ofrecen poca resistencia, especialmente en el arranque, incluso a temperaturas tan bajas como -50°C . La viscosidad de estas grasas es pequeña, de unos $15 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a 40°C . Su consistencia puede variar de $\text{NLGI}=0$ a $\text{NLGI}=2$; estas consistencias necesitan de unas obturaciones efectivas para evitar la salida de la grasa. Los rodamientos poco o ligeramente cargados son especialmente sensibles a alto par de arranque. Una grasa rígida impide la rotación, de forma que los elementos rodantes deslizan provocando daños abrasivos en las superficies de contacto. Las grasas para bajas temperaturas también se utilizan en condiciones normales de funcionamiento (de 0° a 70°C) en rodamientos para instrumentos, otros rodamientos ligeramente cargados, y en rodamientos para máquinas herramienta, textiles, etc.

3.5.2 Grasas para temperaturas medias.

Las llamadas grasas multiuso están en este grupo. Se recomiendan para rodamientos de -30° a 110°C , por esto, se pueden utilizar en la gran mayoría de los casos. La viscosidad del aceite base debe estar entre 60 y $180 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a 40°C . La consistencia es normalmente 2 o 3 según la escala NLGI .

3.5.3 Grasas para altas temperaturas.

Las temperaturas de funcionamiento de los rodamientos en algunos motores eléctricos, bombas y ventiladores es muy alta. En estos equipos, una grasa para alta temperatura puede ser la solución; estas grasas permiten temperaturas de hasta 200°C . Contienen aditivos que mejoran la estabilidad a la oxidación. La viscosidad del aceite base es normalmente de unos $110 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a 40°C , no debiéndose exceder mucho este valor, ya que la grasa se puede volver relativamente rígida a temperatura ambiente y provocar aumento del par de rozamiento. Su consistencia es $\text{NLGI}=3$.

3.5.4 Grasas EP.

Normalmente una grasa EP contiene compuestos de azufre, cloro o

fósforo, y en algunos casos ciertos jabones de plomo. Con ello se obtiene una mayor resistencia de película, esto es, aumenta la capacidad de carga de la película lubricante. Tales aditivos son necesarios en grasas para velocidades muy lentas y para rodamientos medianos y grandes sometidos a grandes tensiones. Funcionan de manera que cuando alcanzan temperaturas suficientemente altas en el exterior de las superficies metálicas, se produce una reacción química en esos puntos que evita la soldadura.

La viscosidad del aceite base es de unos $175 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a 40°C , la consistencia suele corresponder a $\text{NLGI}=2$. En general, las grasas EP no se deben emplear a temperaturas menores de 30°C y mayores de 110°C .

3.5.5 Grasas EM.

Las grasas con designación EM contienen bisulfuro de Molibdeno (MoS_2), y proporcionan una película mas resistente que los aditivos EP. También se emplean otros lubricantes sólidos tales como el grafito.

3.5.6 Degradación de las grasas por la temperatura.

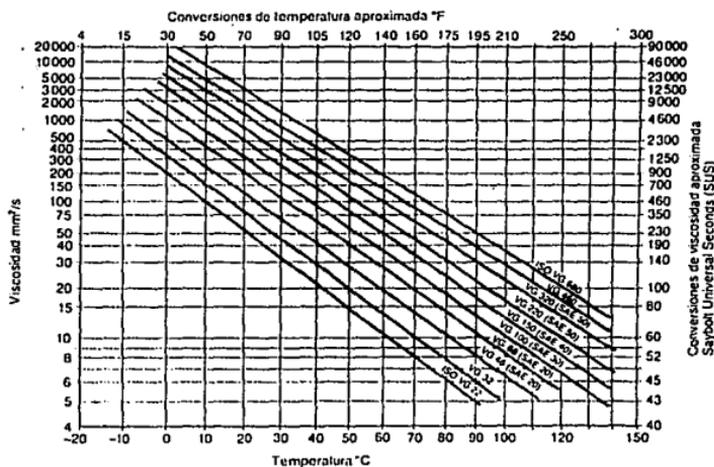
Como la grasa contiene aceite mineral o sintético, esta se degrada con el incremento de la temperatura, es decir, la viscosidad de su aceite base disminuye.

Para asegurar la presencia de la película lubricante, la viscosidad del aceite debemos seleccionarla según las condiciones existentes de trabajo. Por medio de las ecuaciones 2.8 y 2.9 obtenemos la viscosidad requerida del aceite según la velocidad de operación y el tamaño del rodamiento. Para considerar la temperatura de trabajo utilizaremos la gráfica 3.2 para seleccionar el aceite (la viscosidad a 40°C).

3.6 GRASAS PARA RODAMIENTOS SELLADOS

Es necesario listar las grasas disponibles para los rodamientos sellados ya que no todas las grasas del mercado están aprobadas por los fabricantes de rodamientos para incluirlas en sus productos sellados. La tabla 3.2 nos proporciona la información.

Gráfica 3.1 VISCOSIDAD-TEMPERATURA



Nota: Los números de clasificación de la viscosidad son de acuerdo con la Norma Internacional ISO 3448-1975 para aceites con un índice de viscosidad de 95. Los grados de viscosidad SAE equivalente aproximada se indican entre paréntesis.

TABLA 3.2 GRASAS PARA RODAMIENTOS SELLADOS

NOMBRE DE LA GRASA	GRADO NLGI	JABON	TIPO DE ACEITE	RANGO DE TEMPERATURA (°C)	VISC. DEL ACEITE A 40°C (cSt)
ANDOK C EXXON	3	SODIO	MINERAL	-10° A 121°	110
AEROSHELL S	2	HECTORIT	MINERAL	-40° A 177°	460
ENIREX N3 EXXON	3	LITIO	MINERAL	-40° A 204°	129
BEACON 325 EXXON	2	LITIO	SINTETICO	-73° A 121°	12.3
DC 33 LIGHT	1	LITIO	FENIL-SIL	-73° A 140°	44
DARINA 2	2	MICROGEL	MINERAL	-40° A 150°	117
ALVANIA R3 SHELL	2	LITIO	HIIDROCARB	-30° A 140°	57
DC 44 LIGHT	1	LITIO	FENIL-SIL	-40° A 204°	90
DC 44 MEDIUM	3	LITIO	FENIL-SIL	-40° A 204°	90
REGAL AFB2 TEXAC	2	LITIO	MINERAL	-40° A 121°	50
GRATM1 SKF	3	LITIO	MINERAL	-20° A 120°	90
GRAEP2 SKF	2	LITIO	MINERAL	-25° A 110°	195
GRAEM2 SKF	2	LITIO	MINERAL	20° A 120°	510
ALVANIA EP2	2	LITIO	MINERAL	-40° A 140°	228
MOBILGREASE 28	2	BENTONA	SINTETICO	-54° A 174°	33
SRJ-2 CHEVRON	2	POLIUREA	MINERAL	-30° A 175°	111
PREMIUM RB TEXAC	2	LITIO	MINERAL	-30° A 160°	145
DOLIUM R SHELL	2	POLIUREA	HIIDROCARB	-40° A 160°	100
MULTEMP KYODO	2	LITIO	MINERAL	-50° A 140°	28
ASONIC KLUBER	2	LITIO	MINERAL	-45° A 147°	30

3.7 LA SELECCION DE UNA GRASA

Una grasa no adecuada para una determinada aplicación puede tener un efecto negativo sobre la duración del rodamiento. Es muy importante seleccionar una grasa que tenga una película de aceite con suficiente capacidad de carga entre los elementos rodantes y pistas, bajo las condiciones de trabajo dadas.

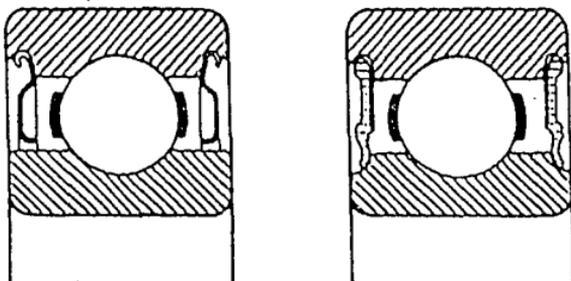
En la mayoría de los casos no es difícil seleccionar la grasa, ya que la calidad estándar cubre una amplia gama de aplicaciones. Cuando sea necesario hacer una selección mas precisa, hay que tener en cuenta:

- * condiciones de carga bajo las que funciona el rodamiento.
- * gama de velocidad.
- * condiciones de refrigeración.
- * eficacia de la obturación.
- * ambiente exterior.
- * condiciones de funcionamiento, tales como vibración y orientación del eje (horizontal y vertical).

3.8 SELLOS Y TAPAS DE LOS RODAMIENTOS OBTURADOS, CARACTERISTICAS Y SELECCION.

Los rodamientos obturados ofrecen una solución económica y compacta para los problemas de obturación. Estos rodamientos tienen placas de protección (TAPAS) o de obturación (SELLOS ROZANTES) en uno o ambos lados. La figura siguiente nos muestra la diferencia entre TAPAS Y SELLOS ROZANTES. Como se puede apreciar, las tapas protegen al rodamiento contra contaminación hasta cierto tamaño de partículas contaminantes; existe un intersticio entre tapa y anillo interior necesario para evitar la fricción metal con metal.

FIGURA 3.3 DGBB CON SELLOS Y PLACAS OBTURADORAS



Los rodamientos equipados con placas de protección se emplean en disposiciones donde la contaminación no es fuerte ni existe riesgo de que penetre en el rodamiento agua, vapor, etcétera, o también en disposiciones en las que la ausencia de rozamiento es importante por razones de velocidad o temperatura de funcionamiento.

Para la mejor comprensión de las diferencias entre los sellos rozantes y las tapas la tabla 3.3 nos muestra los criterios de selección de las obturaciones.

TABLA 3.3

APLICACION	TAPAS	SELLOS ROZANTES
Bajo torque de fricción	+++	-
Habilidad en alta velocidad	+++	-
Retención de grasa(1)	+	+++
Exclusión de polvo	+	+++
Exclusión de agua	+	+++
Temperatura de operación	Depende de la grasa(2)	Depende de la grasa(2) y del material del sello

(1) La retención de grasa es también función del llenado de grasa.

(2) La temperatura estándar de operación de los rodamientos obturados es -30 a +110°C con grasa para temperaturas medias y sellos de caucho sintético(NBR).

Para aquellas aplicaciones donde se tiene exigencias más críticas para los rodamientos sellados será necesario utilizar otras grasas y sellos de diferente material.

El material estándar del sello rozante es el NBR (Nitrile Butadiene Rubber). Algunos otros materiales se han empleado para este propósito los cuales son el poliacrílico (ACM), el fluorocarbón (FKM), usualmente llamado VITON y el elastómero de silicón (MVQ).

Las principales características de estas cuatro familias están dadas en la tabla 3.4 mostrada abajo. Además, en cada familia, es posible encontrar diferentes grados con características peculiares. Estos detalles no se pueden presentar en este documento pero deberían discutirse con los fabricantes de sellos si es necesario.

TABLA 3.4 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES DE LOS SELLOS ROZANTES

PROPIEDAD	NBR	ACM	FKM	MVQ
Temperatura máxima en modo trabajo continuo (C). (1)	100	150	190	180
Temperatura máxima pico °C. (1)	130	180	230	240
Temperatura mínima °C	-30	-20	-15	-60
Resistencia a la grasa	BUENA	BUENA (2)	MUY BUENA	REGULAR
Resistencia al aceite mineral	BUENA	MUY BUENA	EXCELENTE	BUENA
Resistencia al desgaste	BUENA	POBRE	BUENA	POBRE(3)
Índice relativo de costo del sello.	1	1.6-2.4	2.5-3.3	10-12

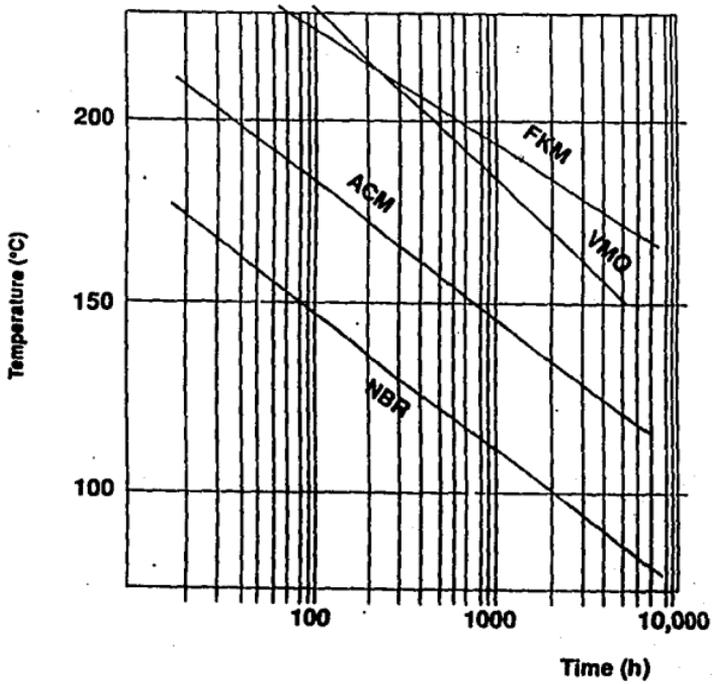
(1) Estos valores están definidos como las temperaturas de operación a las cuales, después de someterse a 1000 horas en trabajo "modo continuo" y 100 horas en "modo pico", una deformación permanente del sello en 90 % ha ocurrido.

(2) POBRE con ciertas grasas que contienen aditivos sintéticos.

(3) BUENA si es empapado con un aceite apropiado.

Para precisar la durabilidad del sello en cuanto al desgaste, la gráfica 3.2 nos indica los niveles de aceptación de los sellos con los materiales mencionados.

GRAFICA 3.2 RESISTENCIA AL DESGASTE DE LOS SELLOS



CAPÍTULO 4

MODELOS MATEMÁTICOS PARA PREDECIR LA VIDA DE LOS RODAMIENTOS

4.1. INTRODUCCION.

De un primer vistazo a un rodamiento diríamos que se trata de un componente mecánico común y corriente. Sin embargo, si observamos con más detenimiento lo que acontece dentro del mismo, por ejemplo en un rodamiento de bolas, en trabajo, nos llevaríamos algunas sorpresas.

Las presiones de contacto entre bolas y pistas a veces no son menores a 3,500 N/mm y el material ni se daña ni presenta identaciones visibles. Y esto a pesar de que el acero de la bola, cuando esta sujeto a pruebas de tensión, su límite de ruptura es de apenas 1,750 N/mm.

Además, la carga no aumenta gradualmente sino actúa en forma de impacto. Por ejemplo, tomemos un pequeño rodamiento de bolas girando a una velocidad de 50,000 RPM. El área de contacto entre bola y pista está sujeta a una presión de aproximadamente 20,000 atm y en solamente 60 millonésimas de segundo. Como referencia, la onda de presión en un motor de combustión interna tiene una velocidad más baja y es de unas 20 atm.

Sin embargo, apoyados en exhaustivas y continuas investigaciones y bajo algunas suposiciones, se han desarrollado modelos matemáticos con la finalidad de predecir el comportamiento de los rodamientos bajo las condiciones de trabajo. Actualmente la selección de los rodamientos se logra con gran fiabilidad al seguir estos modelos matemáticos. En este capítulo explicaremos los dos modelos actualmente utilizados para posteriormente junto con la información expuesta en los capítulos anteriores, estableceremos la metodología para seleccionar los rodamientos sellados.

4.2. MODELOS PARA DETERMINAR LA DURACION.

Los modelos matemáticos para determinar la duración de los rodamientos tienen postulado que un rodamiento fallará tarde o temprano por la fatiga de sus pistas. Para estos modelos el período de servicio del rodamiento se considera terminado cuando aparece el primer síntoma de fatiga es decir, hasta el primer descascarillado en las pistas presente. El proceso de falla por fatiga no es materia de este trabajo pero se ha expuesto en el apéndice A como referencia.

Los modelos han postulado que las siguientes características son los factores mas importantes en la duración a la fatiga de un rodamiento, medido en ciclos de carga:

- * La geometría interna.

- * El material principal y su estado.
- * Las superficies de contacto y su estado geométrico y de material.
- * La carga aplicada y su variación en tiempo y espacio.
- * Las cualidades físicas y químicas del lubricante, en especial la viscosidad, la presión y la fuerza tangencial de su película elastohidrodinámica.
- * El grado de deslizamiento y las fuerzas tangenciales resultantes sobre la superficie de contacto.

Los modelos técnicos producidos para explicar la influencia de estas variables comparada con la duración calculada estadísticamente se dividen en clásicos y nuevos.

4.3 MODELO DE LUNDBERG-PALMGREEN.

Este modelo es el núcleo de las normas nacionales e internacionales para la duración de un rodamiento y de la mayor parte de la teoría subsiguiente. Sus características son:

- * Designa una tensión en un punto (el esfuerzo cortante alternativo máximo) como la única tensión crítica.
- * Presupone una carga en el contacto con direcciones normales, sin fuerza tangencial (ver Fig. 4.1).
- * Se basa en una sola razón de avería, que es el descascarillado causado por las figuras creadas en holguras e inclusiones cerca del punto de esfuerzo cortante normal, o sea bajo la superficie.
- * Incluye una variable del material que es la dureza.
- * Hace uso de la distribución de Weibull para describir las variaciones en la duración.

La fórmula de este modelo establece que para un aro de rodamiento sometido a un número N de ciclos de esfuerzo concentrado repetitivo la probabilidad de supervivencia a la fatiga iniciada debajo de la superficie viene dada por[*7]:

$$\ln (1/S) = C * N^* * (\tau/Z)^{0.8} * V \quad (4.1)$$

Fig. 4.1 Distribución de superficie elipsoidal del esfuerzo de compresión en el punto de contacto.

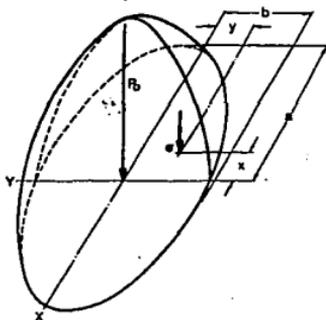
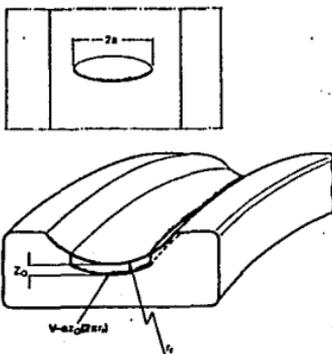


Fig. 4.2 Tamaño del volumen del material "V" sometido al riesgo de fatiga según Lundberg-Palmgreen.



donde

V = $a * 1 * Z$ ver Fig. 4.2
S = probabilidad de vida
N = número de ciclos de carga
 r = magnitud del esfuerzo cortante máximo
Z = profundidad a la cual ocurre el esfuerzo cortante máximo.
V = volumen del material sometido a carga.
a = mitad de la elipse de contacto, perpendicular al movimiento de giro.

C, e, c, h = exponentes obtenidos de las pruebas de duración.

4.3.1 Ecuación simplificada del modelo.

Utilizando la ecuación de Lundberg-Palmgreen y considerando el trabajo de Weibull, la capacidad de carga de un rodamiento puede ser determinada para el 90 % de sobrevivencia, a un millón de revoluciones en todos los rodamientos. También lo anterior basado en la geometría de contacto y la distribución de carga entre los elementos rodantes. Si suponemos carga radial pura, entonces la distribución de carga puede ser determinada para cada elemento. Combinando la vida de cada elemento estadísticamente, una capacidad de carga para el rodamiento puede ser determinada. Esta carga tiene el símbolo internacional C y puede ser calculada para cada tipo de rodamiento.

La vida de un rodamiento en millones de revoluciones puede ser calculada de la siguiente expresión[*11]:

$$L_{10} = (C/P)^p \quad \dots \quad (4.2)$$

donde

P = 3 para rodamientos de bolas
10/3 para rodamientos de rodillos

P = carga dinámica equivalente
C = capacidad dinámica de carga

Es más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio utilizando para ello la siguiente ecuación[*11]:

$$L_{10h} = L_{10} * 10^6 / (n * 60) \quad \dots \quad (4.3)$$

4.4 NUEVA TEORIA DE DURACION A LA FATIGA DE LOS RODAMIENTOS.

La tribología actual del contacto rodante ha modificado el enfoque de Lundberg y Palmgreen. Básicamente se definieron a una

microescala los niveles de esfuerzo o de energía que se desarrollan en las aplicaciones. La actual y nueva teoría para la selección de los rodamientos detalla algunos fenómenos insuficientemente definidos o inexplicados en el modelo de Lundberg-Palmgreen. Este trabajo fue realizado hasta su consecución por el grupo SKF (grupo líder en fabricación de rodamientos del mundo).

Dentro de las deficiencias encontradas al modelo clásico son las más importantes:

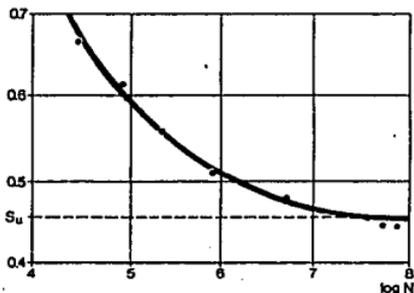
- * Se tiene una incapacidad para relacionar la fatiga del contacto rodante de bolas y rodillos en el contacto rodante con la fatiga estructural.
- * Se despreció la aportación del efecto elastohidrodinámico de la lubricación. Con el avance tecnológico en los lubricantes, estos tienen un peso importante en la durabilidad del rodamiento.
- * La influencia de contaminantes, sobre todo, en aplicaciones donde la confiabilidad del rodamiento es importante, debe de ser evaluada.

Estas observaciones son los principios del nuevo modelo a la fatiga. Después de años de investigación principalmente por parte del grupo SKF se tiene ahora el modelo que estipula:

- * Se ha tomado en cuenta el efecto del esfuerzo cortante en la superficie sobre los esfuerzos debajo de ésta.
- * Se tiene un criterio de fatiga relacionado con el esfuerzo de lo cual se establece un umbral, es decir, el límite de fatiga por debajo del cual el elemento de volumen no falla por fatiga. Este criterio se introduce después de considerar el papel de similitud entre los procesos de fatiga. Por lo tanto, se acepta tácitamente que procesos de fatiga diferentes son o se pueden considerar idénticos cuando los valores de criterio son iguales.

Gráficamente:

Fig. 4.3 Un ejemplo de una curva de Wohler. Carga aplicada expresada como función de la resistencia a la tracción final de una muestra.



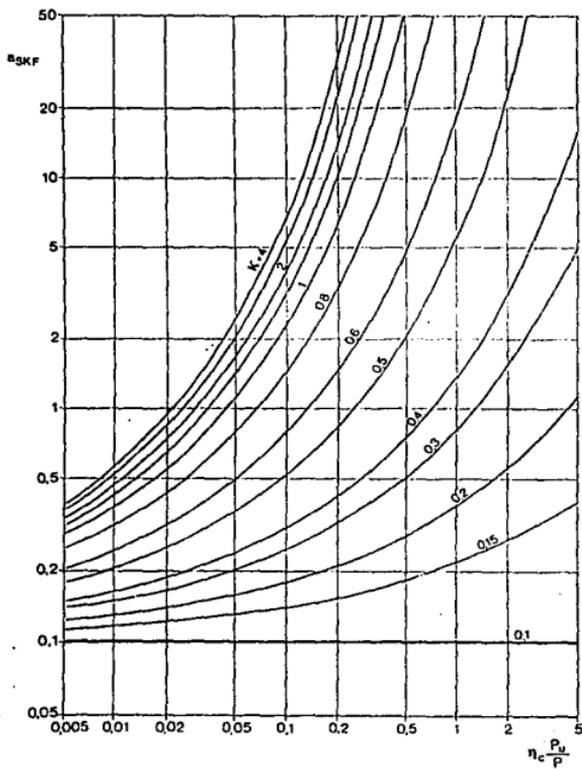
* Se ha establecido un factor correspondiente al material del rodamiento; se llama factor de fiabilidad. Su valorización se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 3.1, Valorización del factor "a₁"

Fiabilidad (%)	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1.0
95	L_{5a}	0.62
96	L_{4a}	0.53
97	L_{3a}	0.44
98	L_{2a}	0.33
99	L_{1a}	0.21

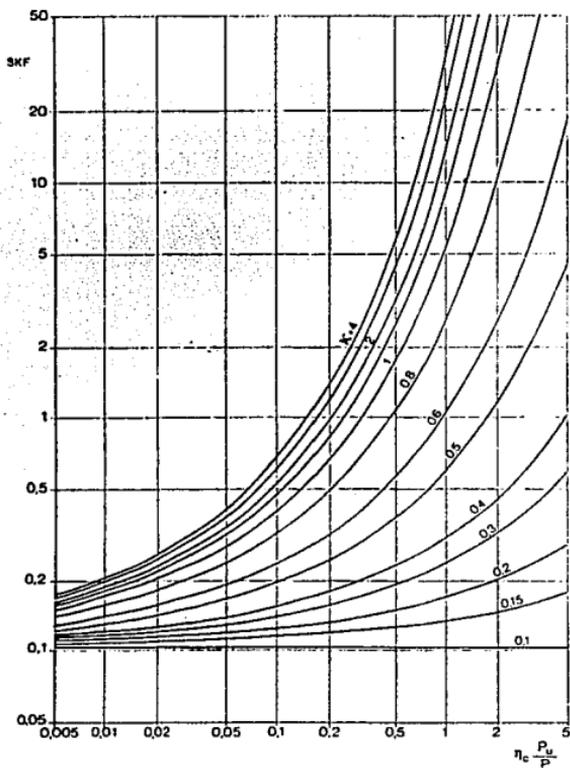
* A través de una relación compleja entre la película lubricante presente (K), la contaminación (n_c), así como la existencia del límite de fatiga del material (F_0), se obtiene un factor dinámico a_{SKF} que tiene proporcionalidad directa con L_{10} . Las gráficas siguientes determinan el factor a_{SKF} .

Gráfica 4.1 Factor " a_{SKF} " para rodamientos radiales de bolas



Si $\kappa > 4$, tomar la curva $\kappa = 4$
 Cuando el valor de $\eta_c (P_u/P)$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0,1 para todos los valores de κ

Gráfica 4.2 Factor "a_{SKF}" para rodamientos radiales de rodillos



Si $\kappa > 4$, tomar la curva $\kappa = 4$
 Cuando el valor de $\eta_c (P_u/P)$ tienda a cero, a_{SKF} tiende a 0,1 para todos los valores de κ

El modelo de Lundberg-Palmgreen ha sido ampliado en esta teoría de la vida en dos aspectos esenciales; primero, la ecuación 4.1 se interpreta localmente de manera que τ_0 se convierte en una variable local y el miembro de la derecha de la ecuación se convierte en una " función de riesgo ". En segundo lugar, se introduce un límite de fatiga, como ya hemos mencionado. Por tanto, con estas ampliaciones, la probabilidad de supervivencia se transforma en:

$$\ln (1 / S) = A (\tau - \tau_0)^c N^* H(\tau - \tau_0) V / z_0^h \quad (4.4)$$

donde $H(x)$ es la función escalonada de Heaviside. Como primera aproximación, la ecuación anterior se puede escribir en forma de integral

$$\ln(1/S(N)) = A N^* \int_0^{\tau - \tau_0} (\tau - \tau_0)^c / z^h dV \quad (4.5)$$

donde A es el volumen promedio del valor de A y la integración se limita únicamente a aquella región en la cual el criterio de esfuerzo excede el valor del umbral. El propio límite de fatiga también puede asumir valores locales. El factor z_0 , originalmente introducido para tener en cuenta el intervalo de propagación entre el inicio del daño subsuperficial y su aparición en la superficie, ha sido mantenido pero ahora se debe considerar como la profundidad z' de localización de la tensión media ponderada. Los exponentes de Lundberg-Palmgreen siguen siendo los mismos.

4.4.1 Ecuación simplificada de la nueva teoría.

La introducción de la nueva teoría de la vida con su capacidad de considerar las tensiones locales, como ya se ha explicado (ecuación 4.5), ha conducido a una generalización de la ecuación (4.2) que se convierte en[*11]

$$L_{nsh} = a_1 a_{SKF} (C / P)^P \quad (4.6)$$

Los factores a_1 y a_{SKF} se han explicado en el apartado interior. Nuevamente, la forma más cómoda de esta última ecuación que expresa la duración en horas es[*11]:

$$L_{nsh} = L_{nsh} * 10^6 / (n*60) \quad (4.7)$$

4.5 METODOLOGIA PARA LA SELECCION DE LOS RODAMIENTOS SELLADOS

4.5.1 La intención del diseño mecánico.

El diseño mecánico tiene como fin desarrollar, probar y aprobar

ideas que promuevan el mejoramiento del desempeño de equipos mecánicos.

En este permanente campo de acción, cuando nos movemos a establecer mejoras en equipo/maquinaria mecánico ya sea desde cambiar parte de su formato, por ejemplo, añadiendo partes más funcionales, o cambiando hasta incluso el principio de funcionamiento, nos definimos por opciones que ofrezcan:

- bajo costo, gran beneficio,
- gran disponibilidad
- mínimo mantenimiento.

Los rodamientos, como parte importante de los equipos y maquinaria mecánicos, también son objeto de selección con fines de mayor explotación de sus virtudes. El presente trabajo ofrece la técnica para seleccionar rodamientos sellados y presentará resultados que indican su alto valor según las expectativas ya mencionadas.

4.5.2 Metodología para la selección del rodamiento sellado.

En el apéndice B se reproduce una tabla según, la experiencia del grupo SKF de, los valores requeridos de vida nominal L para diferentes clases de máquinas. Esta tabla la tomaremos como guía cuando, en los ejemplos del capítulo 5, necesitemos conocer el período de servicio requerido del rodamiento.

1. Asentamiento de los datos de la aplicación: además de los factores mencionados en el capítulo 2, es necesario especificar:

- Descripción detallada de la aplicación (incluir dibujo).
- Dimensiones permisibles del rodamiento.
- Rodamientos comúnmente utilizados (descripción del mismo).
- Vida requerida del rodamiento.

2. Selección preliminar del tipo y tamaño del rodamiento.

a) De la experiencia y analizando las cargas radiales-axiales seleccionamos el tipo de rodamiento.

b) Evaluar la carga equivalente P para cada rodamiento.

c) Considerando L_{req} , P y de la ecuación (4.3) obtenemos la capacidad dinámica requerida C_{min} .

d) Se consulta los catálogos de rodamientos para seleccionar el más apropiado dimensionalmente y con $C > C_{min}$. Considerar los datos de: diámetro exterior (D), diámetro interior (d),

ancho (a), carga límite de fatiga (P_v) y las variantes de sellos que posea.

3. Evaluación de la "lubricación de por vida".

3.1 Factibilidad de la elección de un rodamiento sellado.

a) Con la temperatura de trabajo y los datos del rodamiento como son d, D y a empleamos las ecuaciones (2.10 a 2.14) para obtener el período de relubricación t_r .

b) Si $t_r > L_{mq}$ entonces la vida del lubricante (grasa) es mayor que la vida requerida del rodamiento; por lo tanto es posible utilizar un rodamiento sellado para esta aplicación. Es importante aclarar, sin embargo, que la vida de la grasa no es mayor a 35,000 hrs. Entonces si L_{mq} es mayor a este valor, el rodamiento no puede ser sellado.

c) En aplicaciones donde se requiere relubricar en períodos más cortos, es decir, donde $t < L_{mq}$, y si las cargas son considerablemente grandes ($(C/P) < 3$) es conveniente considerar emplear rodamientos de rodillos esféricos sellados pero relubricables.

3.2 Selección de la grasa.

a) Utilizando las ecuaciones (2.8 y 2.9) evaluamos la viscosidad requerida a la temperatura de operación.

b) Para obtener resultados satisfactorios: $1.6 \leq K \leq 4$. De la recomendación anterior, seleccionaremos entre las grasas expuestas en la tabla (3.2), aquella cuya viscosidad, a la temperatura de funcionamiento, posea el valor mas alto de K entre los valores mencionados. Otra buena recomendación es por seleccionar otras dos grasas para evitar problemas en disponibilidad.

Es necesario considerar, para la elección de la grasa, factores adicionales como son la humedad, vibración, disposición del eje de los rodamientos, etcétera. Amplia información de la materia, se ha expuesto en el capítulo 3.

3.3 Selección de los sellos.

a) Preseleccionar los sellos que soporten la temperatura de funcionamiento (capítulo 3).

b) Evaluamos η_c para cada tipo de sello, apoyados en la información del capítulo 2.

c) Evaluamos a_{SKF} para cada tipo de sello. Utilizaremos las

gráficas expuestas en este capítulo. Se seleccionarán las opciones que tengan $a_{SKF} \geq 1.5$. Si ningún sello puede ofrecer lo anterior, entonces descartamos el uso del rodamiento sellado, con excepción de los rodamientos sellados que se puedan relubricar. En estos últimos, se relubricarán para expulsar los contaminantes que se filtraron a pesar del trabajo del sello.

4. Selección del rodamiento.

a) Si $a_{SKF} > 3$ entonces existe la posibilidad de reducir hasta donde se permita, el tamaño del rodamiento. Si fuera así, regresaremos al punto 2 inciso d para repetir desde este punto todo el procedimiento de selección.

b) Para asegurarnos que todas las elecciones son convenientes, evaluaremos L_{mah} con cada rodamiento (ecuación 4.7). Sólo se consideran rodamientos fiables si $L_{mah} > L_{req}$.

c) Evaluación económica, (precio y disponibilidad).

CAPITULO 5

SELECCION DE RODAMIENTOS SELLADOS EN DIVERSAS APLICACIONES

5.1 INTRODUCCION.

En los capítulos anteriores están definidos los conceptos y características de los rodamientos sellados. Se ha establecido una metodología para su selección cuyo potencial se ejemplificará en este último capítulo del trabajo.

Abarcaremos distintas aplicaciones en sectores como el automotriz e industrial. En el sector de equipos para el hogar "electrodomésticos", actualmente los rodamientos sellados son la mejor opción; proporcionan alta confiabilidad al equipo así como minimizan el espacio requerido por ellos. Por esta razón, es redundante considerarlos en análisis.

En cada aplicación se ha considerado conveniente presentar al lector, una nota introductoria la cual detalla las características generales del equipo en análisis así como la problemática que tienen los rodamientos en estos equipos.

El análisis económico se ha realizado en base a listas de precios con descuentos aplicados según volumen.

SIMBOLOGIA.

d : diámetro interior del rodamiento (mm).
D : diámetro exterior del rodamiento (mm).
a : ancho del rodamiento (mm).
 F_u : carga límite de fatiga (N)
 C_f : factor de contaminación.

5.2 TRANSMISION AUTOMOTRIZ ESTANDAR, CUATRO VELOCIDADES, PARA MOTOR DE 195 HP.

Esta transmisión está incluida en todas las camionetas tipo PICK-UP y 3 1/2 TONS. del país(para todas las marcas). En la actualidad se fabrican aproximadamente 60,000 unidades al año.

La transmisión es tan fundamental como lo es el motor. Cuando se realiza el cambio de rodamientos, es necesario desensamblar todo el equipo de la unidad automotriz, desensamblar (abrir) caja, desengranar las flechas, quitar y cambiar retenes etcétera. Esta operación toma considerable tiempo realizarla y es muy costosa.

Los rodamientos de las transmisión sufren rápidamente el descascarillado de sus pistas debido a una excesiva contaminación del aceite que los lubrica. Los contaminantes del aceite son principalmente finas partículas mecánicas provenientes del desgaste

de los engranes. Las transmisiones poseen filtro magnético para retener estas partículas pero es insuficiente cuando se tiene gran cantidad de partículas muy pequeñas. Esto da la pauta para proponer el empleo de rodamientos sellados. En la página siguiente está ilustrada la transmisión por analizar.

1. DATOS DE APLICACION:

- * Torque aplicado a la transmisión = 210 N-m.
- * Velocidad de entrada = 2400 RPM.
- * Disposición de los rodamientos= horizontal, ver figura.
- * Temperatura de trabajo del rodamiento= 80° C.
- * Rodamientos actualmente utilizados: flecha de entrada y flecha de salida el mismo, rodamiento de una hilera de bolas, reforzado, d= 40 D=90 a= 21 [mm], C= 45000 N.
- * Espacio disponible para el rodamiento: d=40 D=90 a= 20-25.
- * Vida requerida del rodamiento: 150,000 km (2000 hrs).
- * Medio ambiente que rodea el rodamiento: polvo, aceite contaminado, ligera humedad.
- * Cargas aplicadas: Según información proporcionada por el fabricante de la transmisión a continuación se listan las cargas: Unidades en [N] y [RPM].

RODAMIENTO DE LA FLECHA DE ENTRADA (R.E.)

CAMBIO	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	CARGA EQUIV. P	VELOCIDAD
PRIMERA	7760	4980	10050	2400
SEGUNDA	5550	4150	7948	2400
TERCERA	5845	4150	8080	2400
CUARTA	0	0	0	2400

RODAMIENTO DE LA FLECHA DE SALIDA (R.S.)

CAMBIO	CARGA RADIAL	CARGA AXIAL	CARGA EQUIV. P	VELOCIDAD
PRIMERA	15340	0	15340	313
SEGUNDA	4650	6750	10910	648
TERCERA	2070	5075	7540	1190
CUARTA	0	0	0	2400

- * El ritmo de trabajo es el siguiente:
 Primera: 0.0066, Segunda: 0.0666 Tercera: 0.3666
 Cuarta: 0.560

2. SELECCION PRELIMINAR DEL TIPO Y TAMAÑO DEL RODAMIENTO

a) Puesto que las cargas son radiales y axiales seleccionaremos a un rodamiento de una hilera de bolas. Se podría suponer que el rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular ofrecería un mejor resultado; sin embargo, no tenemos espacio para los elementos necesarios para la precarga de este rodamiento.

b) La carga equivalente en todo el ciclo de trabajo la podemos obtener con la siguiente fórmula:

$$P_{eq} = (P_1^3 \cdot U_1 + P_2^3 \cdot U_2 + P_3^3 \cdot U_3 + P_4^3 \cdot U_4)^{1/3}$$

donde P_i es la carga equivalente en el intervalo i

U_i fracción de tiempo en la cual se aplica la carga P_i .

por lo anterior,

en R.E.

$$P_{eq} = (10050^3 \cdot 0.066 + 7948^3 \cdot 0.066 + 8080^3 \cdot 0.366 + 10^3 \cdot 0.56)^{1/3}$$

$$P_{eq} = 6150 \text{ [N]}$$

en R.S.

$$P_{eq} = (15340^3 \cdot 0.066 + 10910^3 \cdot 0.066 + 7540^3 \cdot 0.366 + 10^3 \cdot 0.56)^{1/3}$$

$$P_{eq} = 6440 \text{ [N]}$$

Para cuantificar la velocidad promedio del ciclo de trabajo utilizamos la fórmula siguiente (*VI):

$$N_{eq} = N_1 \cdot U_1 + N_2 \cdot U_2 + N_3 \cdot U_3 + N_4 \cdot U_4$$

sustituyendo valores

$$N_{eq} = \begin{cases} 2400 & \text{en R.E.} \\ 1825 & \text{en R.S.} \end{cases} \text{ [rpm]}$$

c) Ahora estamos habilitados para obtener C_{min} . De la ecuación (4.2) despejamos a C y tenemos:

$$C_{min} = P_{eq} \cdot (L_{eq} \cdot N_{eq} \cdot 60)^{1/3} / 100$$

evaluando para R.E.

$$C_{min} = 6150 \cdot (2000 \cdot 2400 \cdot 60)^{1/3} / 100$$

$$= 40610 \text{ [N]}$$

y para R.S.

$$C_{min} = 6440 * (2000 * 1825 * 60)^{1/3} / 100$$

$$= \underline{38820} \text{ [N]}$$

d) Considerando las restricciones de espacio (diámetro de flecha, diámetro exterior, ancho) y la capacidad de carga que debe tener el rodamiento se ha seleccionado el rodamiento 6308. Los datos de este rodamiento son:

$$d = 40, D = 90, a = 23, P_v = 1020, C = 41000$$

3. EVALUACION DE LA LUBRICACION

3.1 a) El intervalo para relubricación es (capítulo 2, ec. 2.11):

$$t_r = 250 * (1.72 (10^8 / 2400 / 40 - 300))^{1/2} \text{ para R.E.}$$

$$= 8930 \text{ [hrs]}$$

$$t_r = 250 * (1.72 (10^8 / 1825 / 40 - 300))^{1/2} \text{ para R.S.}$$

$$= 10720 \text{ [hrs]}$$

Como los rodamientos tienen una temperatura promedio de trabajo de 80°C, entonces los intervalos se reducen a:

$$t_r = \begin{cases} 4750 & \text{para R.E.} \\ & \text{[hrs]} \\ 5700 & \text{para R.S.} \end{cases}$$

b) Puesto que estos valores son mayores a L_{req} (2000 hrs.), el rodamiento puede estar sellado.

3.2 a) Para obtener la viscosidad requerida a la temperatura de funcionamiento " v_1 " utilizamos la ecuación (2.8)

$$v_1 = (4500 / (N_{req} * d_m)^{1/2})$$

sustituyendo valores,

$$v_1 = \begin{cases} 11.4 & \text{para R.E.} \\ & \text{[cSt]} \\ 13.1 & \text{para R.S.} \end{cases}$$

b) Si $1.6 \leq K \leq 4$, entonces la viscosidad del aceite lubricante de la grasa " v " a la temperatura de trabajo (80°C) debe ser:

$$18 \leq v \leq 46 \text{ para R.E.}$$

21 <= v <= 42.8 para R.S.

De las grasas expuestas en la tabla (3.2) hemos seleccionado tres, las cuales son:

UNIREX R3 (EXXON)
ALVANIA R3 (SHELL)
DC 44 MEDIUM (DOW CORNING)

Todas ellas tienen el grado NLGI= 3 necesario para esta aplicación. Ahora evaluaremos la viscosidad de su aceite base a la temperatura de operación. Para ello utilizamos la tabla (3.1) obteniendo lo siguiente:

GRASA	VISC. A 80°C [cSt]
UNIREX R3	22.7
ALVANIA R3	21.6
DC44 MEDIUM	32.8

Comparando estos valores con la viscosidad requerida, podemos seleccionar las grasas "DC44 MEDIUM" como la primera opción y la "UNIREX R3" como segunda.

Con la grasa DC44 MEDIUM tenemos finalmente los siguientes valores de K

$$K = \begin{cases} 2.88 & \text{para R.E.} \\ 2.51 & \text{para R.S.} \end{cases}$$

3.3 a) Considerando que el rodamiento será salpicado por el aceite que lubrica a los engranes y que la temperatura de trabajo es menor a 100° C, seleccionamos solamente un tipo de sello, el **sello de contacto fabricado de caucho sintético (NBR)**.

b) Según información expuesta en el capítulo 2 sobre el factor de contaminación, para este rodamiento con los sellos seleccionados el factor α_c es:

$$\alpha_c = \begin{cases} 0.468 & \text{para R.E.} \\ 0.427 & \text{para R.S.} \end{cases}$$

Es importante resaltar la gran diferencia de este valor y el valor que se tiene cuando los rodamientos están sin sellos y lubricados por el mismo aceite lubricante de los engranes ($\alpha_c = 0.1$).

c) Utilizando la gráfica (4.1)

para R.E. $P_u = 1020$ $c = 0.468$ $k = 2.88$

$$a_{SKF} = 3.75$$

para R.S. $P_u = 1020$ $c = 0.427$ $k = 2.51$

$$a_{SKF} = 2.82$$

Ambos valores son excelentes y predicen una considerable mejora de la vida del rodamiento.

4. SELECCION DEL RODAMIENTO

a) Debido a las restricciones de espacio no podemos disminuir el tamaño del rodamiento. Sin embargo hemos seleccionado por medio de este trabajo, un rodamiento de las mismas dimensiones que el actualmente utilizado pero con una capacidad de carga menor; esto se reflejará en el precio el cual también es menor.

b) Al obtener valores de a_{SKF} mayores a 1 podemos ver que tendremos valores mas grandes a L_{req} . Las siguientes operaciones definirán esta suposición al calcular la vida esperada de los rodamientos sellados propuestos para la transmisión. Utilizando la ecuación 4.7 tenemos que:

para R.E.

$$L_{min} = 3.75 \cdot 10^6 \cdot (41000 / 6150)^3 / (60 \cdot 2400) \\ = 7720 \text{ [hrs]}$$

y para R.S.

$$L_{min} = 2.82 \cdot 10^6 \cdot (41000 / 6440)^3 / (60 \cdot 1825) \\ = 6650 \text{ [hrs]}$$

Con los resultados anteriores comprobamos que el rodamiento sellado es una propuesta ventajosa.

c) Por tratarse de una aplicación tan delicada, de grandes consecuencias y de mucho dinero sugerimos realizar pruebas de laboratorio y de campo. Para aumentar el interés a continuación se detallan los precios (considerando el volumen) de la alternativa propuesta y del rodamiento actualmente utilizado.

Rodamiento	Costo unitario [NP]	Costo por el lote de 120,000 piezas
De bolas, reforzado.	17.95	2,154,000
De bolas, sencillo, sellado con grasa es- pecial.	16.70	2,004,000

Solamente del rodamiento tenemos un ahorro de 150,000 NP. También es importante evaluar económicamente el nivel de diseño que otorgaría el empleo del rodamiento sellado en la transmisión.

5.3 RODILLO TRANSPORTADOR PARA EL MANEJO DE MINERALES.

La maquinaria empleada en las minas es diversa y cuantiosa. Encontramos plantas generadoras de corriente eléctrica, sistemas para procesar los minerales en bruto (selección de tipo y tamaño del mineral), sistemas para el manejo de materiales, etcétera.

Dentro de los sistemas para el manejo de los materiales se encuentran las bandas transportadoras de mineral. Estas bandas se componen de cuatro elementos principalmente: banda de hule, sistema motriz, rodillos transportadores y la estructura base (paileria). En ilustración expuesta en la página siguiente tenemos una banda transportadora donde podemos apreciar algunos de los elementos mencionados.

Hasta hace algunos años los rodillos transportadores no tenían relevante diseño por haberse tratado como un elemento desechable. Con la gran crisis que a sufrido la industria minera en todo el mundo, los poseedores de equipo están solicitando bandas transportadoras más durables, es decir, más rentables. Ahora los rodillos transportadores se entregan con una garantía de al menos 20,000 horas.

Para comprender el problema de los rodillos, a continuación redacto la nota introductoria del catálogo del principal fabricante de rodillos transportadores en México. Esta nota comercial es para anunciar su exclusivo sello ANTI-DUST, creado para sellar al rodamiento de la severa contaminación.

"El punto clave de los rodillos."

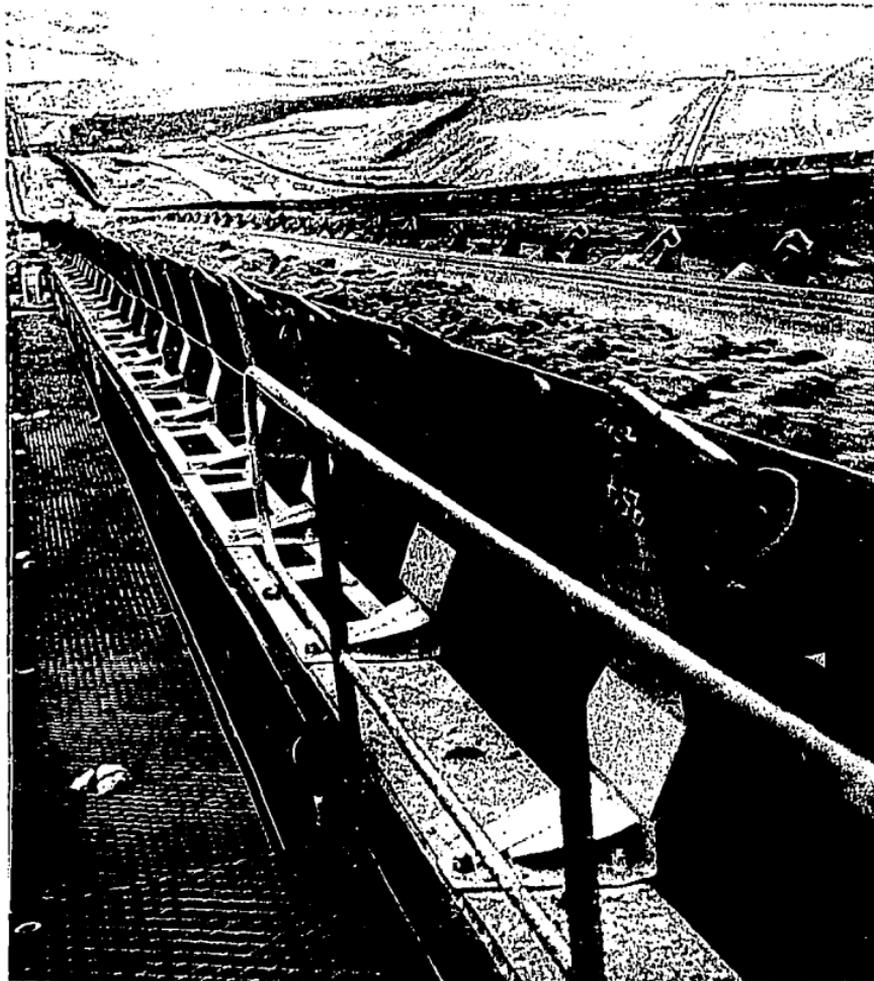
"Al seleccionar rodillos para transportadores de banda es fácil dejarnos impresionar por el tipo y tamaño de sus rodamientos. Suponemos que a mayor tamaño de rodamiento, mayor duración de los rodillos, pero en realidad este criterio no es muy válido. La duración estimada de los rodamientos de los rodillos de un transportador de banda manejando 1000 toneladas métricas por hora, y operando dos turnos diarios es la siguiente:

tipo de rodamiento	duración
de bolas, 6203	16 años
de bolas, 6204	29 años
de rodillos, 30204	96 años

En el campo es muy difícil encontrar rodillos con más de 16 años, mucho menos con 29 años de operación.

En realidad cuando se reemplazan los rodillos de un transportador, no es precisamente porque se hayan desgastado los rodamientos, se reemplazan porque ya no giran, y no giran, porque la contaminación alcanzó tal grado que frenó a los rodamientos. Prácticamente, un

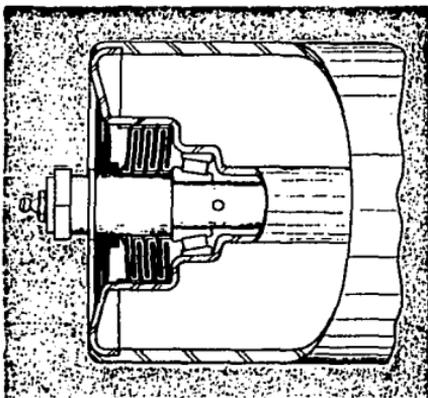
BANDA TRANSPORTADORA DE MINERALES



desgaste en los baleros no afectaría en la operación de los rodillos dada su condición de funcionamiento. La efectividad del sistema de sellos es el FACTOR CLAVE que determina la duración de los rodillos. "

El sello de este cliente es un poco caro y regularmente eficiente. La figura siguiente muestra el corte de un rodillo donde encontramos al rodamiento y al "mejor sello del mercado".

DISPOSICION ACTUAL DE UN RODAMIENTO EN RODILLOS TRANSPORTADORES



Problema:

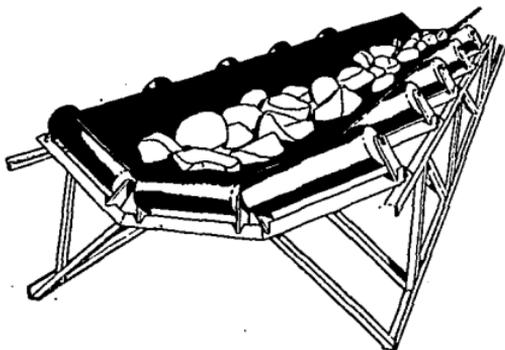
Seleccionar los rodamientos sellados apropiados para un transportador de banda que trabajará en una mina a cielo abierto y transportará carbón mineral.

1. DATOS DE APLICACION:

- * Soporte triple de carga (tres rodillos por sección, ver figura).
- * Diámetro de la flecha: 40 [mm].
- * Rodamiento actualmente utilizado: de una hilera de bolas, no sellado, reforzado, $d=40$, $D=90$, $a=21$ [mm], $C=93000$ [N].
- * Espacio disponible para el rodamiento: $d=40$, $a=0-30$, $D=70-100$.
- * Temperatura de trabajo del rodamiento: 48°C.
- * Velocidad de la banda "V": 3.4 [m/seg].

- * Toneladas transportadas por hora "T_A": 6000.
- * Velocidad del rodillo: 405 [RPM].
- * Factor de uso: 12 [hrs/día].
- * Carga de la banda por rodamiento "W": 300 [N].
- * Longitud del rodillo "IP": 1.25 [m].
- * Duración requerida "L_{req}": 22,000 [hrs].

SECCION DE TRES RODILLOS



2. SELECCION PRELIMINAR DEL TIPO Y TAMAÑO DEL RODAMIENTO

a) La carga aplicada es prácticamente radial, es muy posible que se tenga desalineaciones por la longitud del rodillo. Para compensar todo esto seleccionaremos un rodamiento de una hilera de bolas y con juego interno mayor que el normal, JUEGO CLASE TRES SEGUN ISO.

b) Para evaluar la carga equivalente en cada rodamiento utilizamos una ecuación especial para rodillos transportadores en arreglo triple (estandarizada por CEMA, organización europea para la estandarización de equipo minero); ésta es:

$$P_{eq} = 0.922 * IP * T_A / V + W$$

sustituyendo valores

$$P_{eq} = 0.922 * 1.25 * 6000 / 3.4 + 300$$

$$P_{rq} = 2334 \text{ [N]}$$

c) La capacidad de carga mínima del rodamiento de una hilera de bolas C_{min} la obtenemos por medio de la ecuación (4.2):

$$C_{min} = 2334 (22000 * 405 * 60)^{1/3} / 100$$

$$= 18940 \text{ [N].}$$

d) Consultado diversos catálogos y siguiendo las restricciones dimensionales hemos seleccionado el rodamiento 6208 con juego radial interno de 15 a 33 micras. Los datos de este rodamiento son $d = 40$, $D = 80$, $a = 18$, $C = 30,700$, $P_0 = 800$.

3. EVALUACION DE LA LUBRICACION

3.1 a) El período de relubricación es determinado como sigue(ec. 2.10):

$$t_r = 250 * (1.72 * (10^8 / 405 / 40 - 300))^{1/2}$$

$$= 25130 \text{ [hrs]}$$

b) Como el valor anterior es mayor a L_{req} entonces el rodamiento puede ser lubricado de por vida.

3.2 a) Ahora seleccionaremos la grasa, evaluando primero la viscosidad requerida de su aceite base a la temperatura de funcionamiento.

$$v_1 = (4500 / (405 * 60)^{1/2}) * (1000 / 405)^{1/3}$$

$$= 39 \text{ [cSt]}$$

b) Para seleccionar la grasa, como $1.6 \leq K \leq 4$, entonces la viscosidad del aceite base a 48°C debe ser $62 \leq v \leq 156$. Debido a la disposición inclinada de dos rodillos, seleccionaremos las grasas que tengan un índice NLGI = 3. Las grasas que cumplen estos dos requisitos son:

GRASA	Visc. a 48°C [cSt]
ALVANIA R3 (SHELL)	78.8
ANDOK C (EXXON)	68.4
UNIREX R3 (EXXON)	84.3

Considerando que para la mayoría de los fabricantes de rodamientos la grasa estándar para este rodamiento es la ALVANIA R3 (MULTIUSOS) podemos seleccionarla entre las otras dos.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

Con esta grasa tenemos el valor de $K = 2.02$.

4. SELECCION DEL RODAMIENTO SELLADO

a) La temperatura de trabajo es factor sin importancia en esta aplicación pero aquí el factor clave de gran consideración es la vida requerida del rodamiento. Como observamos en la gráfica (3.2) del capítulo 3, solamente podríamos garantizar unas 5,000 horas de funcionamiento al rodamiento con sellos de caucho sintético (NBR); totalmente insuficiente para esta aplicación. Por lo tanto, tenemos dos alternativas, los sellos metálicos y los sellos de Vitón (FKM).

b) Utilizando nuevamente la información del capítulo dos en el apartado de contaminación y la información en sellos del capítulo 3, consideramos el valor de ρ_c como:

$\rho_c = 0.34$ para los sellos metálicos
y
 $\rho_c = 0.50$ para los sellos de vitón

c) Ahora empleamos nuevamente las gráficas de a_{SKF} presentadas en el capítulo 4 tenemos que:

$a_{SKF} = 5.26$ para los sellos metálicos
y
 $a_{SKF} = 11.2$ para los sellos de vitón

4. a) Los valores anteriores reflejan una operación sin problemas de contaminación y con lubricación adecuada. Es indicado reducir todavía más el tamaño del rodamiento sin embargo restricciones de espacio no lo permiten. Con la reducción de tamaño ya realizada del rodamiento tendremos un beneficio económico considerable.

b) Ahora como una comprobación final del trabajo realizado, evaluaremos la ecuación (4.5), cap. 4, para conocer la vida esperada del rodamiento.

$$L_{ms} = 5.26 * (30700 / 2334)^3$$
$$= 510,000 \text{ [hrs]} \text{ para el rodamiento con sellos metálicos.}$$

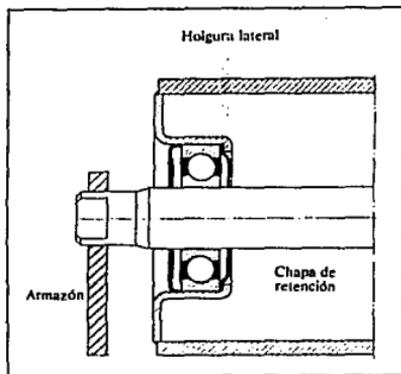
$$L_{ms} = 11.2 * (30700 / 2334)^3$$
$$= 1,056,000 \text{ [hrs]} \text{ para el rodamiento son sellos de vitón}$$

Seguramente los sellos y la grasa no alcanzarán estos valores de

vida de servicio. Luego entonces, la vida útil del rodamiento será de aproximadamente 35,000 hrs, el cual es el tiempo de garantía sobre la utilidad de la grasa.

c) Considerando el empleo de un rodamiento con sellos integrados, el sello externo del rodamiento puede ser ahora más sencillo y más económico. La figura siguiente detalla el rodillo transportador en su nuevo arreglo.

RODILLO TRANSPORTADOR CON RODAMIENTO SELLADO



La estructura de costos de las opciones se encuentra así:

ALTERNATIVA	COSTO DEL RODAMIENTO (INCL. SUS SELLOS)	COSTO DEL SELLO EXTERNO	COSTO TOTAL RODAMIENTO MAS SELLOS EXTERNOS
RODAMIENTO CON GRASA SHELL ALVANIA RJ, TAPAS Y SELLO EXTERNO SIMPLE	12.59	0.35	12.94
RODAMIENTO CON GRASA SHELL ALVANIA RJ, SELLOS DE VITON Y SELLO EXTERNO SIMPLE.	14.78	0.35	15.13
RODAMIENTO REFORZADO NO SELLADO Y CON SELLO EXTERNO "ANTI-DUST"	18.55	3.22	21.77

¡Tenemos un ahorro del 55% utilizando los rodamientos con tapas!
¡y 30% con los rodamientos de sellos de viton!

El fabricante de rodillos transportadores puede adoptar y manejar el método descrito para diseñar otros rodillos inclusive. Siempre garantizando el mejor producto y ahora reduciendo más sus costos (sabemos que los rodillos transportadores se fabrican por cientos mensualmente).

5.4 RODILLO TRASERO DE APLANADORA .

Así como a los sistemas de transportación de minerales (ejemplo anterior) se les exige cada vez mayor eficiencia, también la maquinaria para la construcción se considera equipo de altas prestaciones.

Las aplanadoras generalmente son de diseños muy robustos y en algunas de sus partes hasta exageradas en tamaño. Siempre buscando la alta eficiencia del equipo.

Los rodamientos no se han salvado de este criterio de selección. Son todos ellos de diseños antiguos, muy grandes, sobrados y un tanto obsoletos. De esta característica nos valdremos para otorgarle mayor eficacia a la aplanadora substituyendo los rodamientos grandes por aquéllos mas pequeños sellados, eliminando adicionalmente, elementos como retenes, graseras, válvulas de grasa, etcétera.

En el presente caso, recomendamos estimar un poco mas de atención cuando se hable de lubricación.

Problema: Seleccionar los rodamientos sellados del rodillo trasero de aplanadora de 1100 kg.

1. DATOS DE LA APLICACION:

- * Cargas aplicadas: 280 kg de peso por cada rodamiento del rodillo trasero; fuerza de tracción al eje del rodillo trasero vía cadena de 250 kg. Como la catarina está ubicada axialmente respecto al eje del rodillo en la misma posición de uno de los rodamientos, entonces esta fuerza de tracción solamente está soportada por un rodamiento. Carga radial en el rodamiento debido a la excéntrica del rodillo: 120 kg. Ver figura de la página siguiente:
- * Velocidad del rodillo: 40 RPM.
- * Temperatura de funcionamiento: 40°C.
- * Rodamiento actualmente utilizado: de dos hileras de rodillos autoalineable, $d = 90$, $D = 190$, $a = 43$, $C = 322,000$.
- * Medio ambiente: polvo, humedad.
- * Dimensiones permitidas para el rodamiento: $d = 70 - 100$
 $D = 130 - 200$, $a = 46$.
- * Período de servicio requerido: 12,000 [hrs].

DISTRIBUCION DE CARGAS EN EL RODAMIENTO

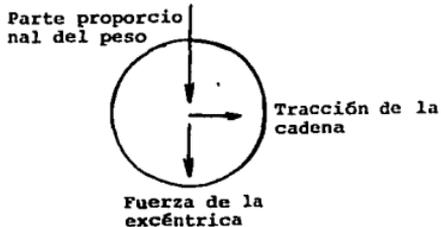
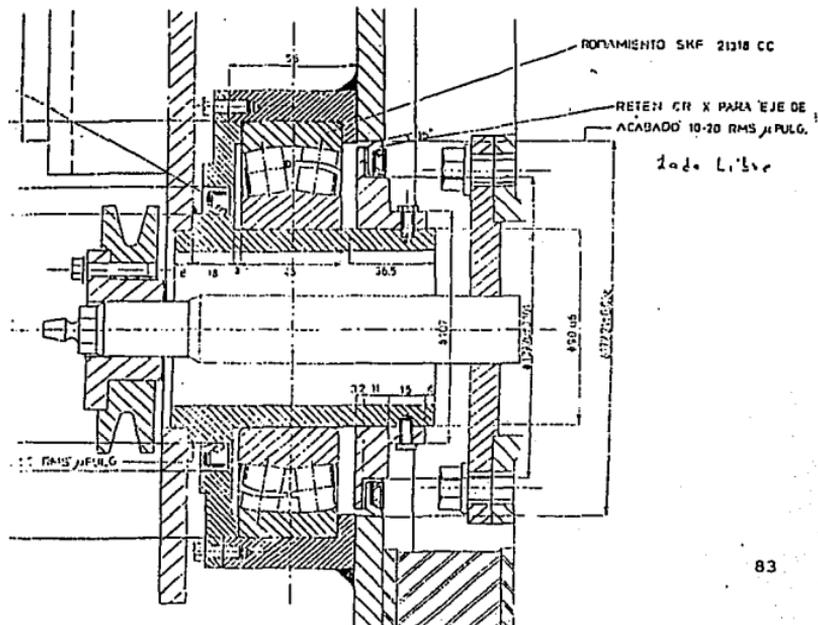


FIGURA DEL RODAMIENTO DEL RODILLO DE APLANADORA



2. SELECCION PRELIMINAR DEL RODAMIENTO

a) Para esta aplicación necesitamos de un tipo de rodamiento que pueda soportar cargas estáticas y dinámicas de consideración así como pueda permitir la desalineación originada en el montaje. El rodamiento diseñado para estos requerimientos tiene dos hileras de rodillos autoalineable (mismo tipo que actualmente utilizan).

b) Como todas las cargas son radiales al rodamiento, la carga total equivalente P_{eq} es igual a: (ver figura de la distribución de cargas)

$$P_{eq} = (400^2 + 250^2)^{1/2} = 472 \text{ [kg]} \\ = 4630 \text{ [N]}$$

c) La capacidad dinámica de carga requerida viene dada por:

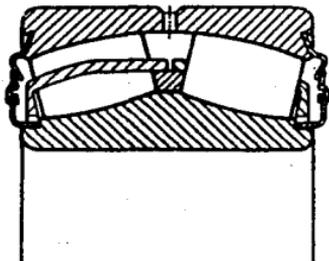
$$C_{min} = 4630 (12000 * 40 * 60)^{3/10} / 100 \\ = 8005 \text{ [N]}$$

d) Ciertamente la capacidad dinámica de carga requerida es muy baja para la capacidad de los rodamientos de rodillos autoalineables. Sin embargo, debido a las desalineaciones entre eje y bastidor solamente estos rodamientos son los adecuados.

Considerando las restricciones de espacio hemos elegido al rodamiento de rodillos autoalineables número 22215 CC/W33 de marca SKF cuyos datos son los siguientes: $d = 75$, $D = 130$, $a = 31$, $C = 158,000$ y $P_0 = 23,600$ [mm] y [N].

La figura del rodamiento se muestra a continuación.

RODAMIENTO DE RODILLOS AUTOALINEABLE SELLADO



3. EVALUACION DE LA LUBRICACION

3.1 a) Utilizando los datos del párrafo anterior vamos a evaluar cuanto tiempo permanece en buenas condiciones la grasa para esta aplicación. De la ecuación (2.14) tenemos

$$t_r = 2.56 * (10^5 / 75 / 40 - 300) = 84560 \text{ hrs.}$$

Debido a tan baja velocidad de operación hemos obtenido un valor muy alto y exagerado. Recordemos que en el mejor de los casos tenemos un período útil de 35,000 hrs.

b) Si comparamos el valor anterior acerca del período útil de la grasa contra la vida requerida del rodamiento, podemos concluir que se trata de una aplicación de sentido noble para la grasa.

c) Observemos la figura anterior del rodamiento y como se puede comprobar, este rodamiento acepta la relubricación a través de la ranura situada en la parte media del anillo exterior. El objetivo de fabricar el rodamiento con esta característica es para afrontar aplicaciones mas severas, ya sea por la contaminación o la temperatura de trabajo, cuando por medio de la relubricación podemos minimizar estos problemas. En esta aplicación, podemos relubricar el rodamiento después de unas 30000 horas y colocarlo nuevamente para operación.

3.2 a) Utilicemos la ecuación (2.9) para conocer la viscosidad requerida de la grasa a la temperatura de funcionamiento:

$$v_r = (4500 / (102.5 * 40)^{1/2} * (1000/40)^{1/3}) \\ = 205 \text{ [cSt]}$$

b) Este valor tan grande se debe a la velocidad tan baja de operación. Definitivamente para obtener un valor de $k \geq 1.6$ es decir, $v \geq 328$ [cSt], necesitamos una grasa muy especial. Las grasas para esta aplicación son aquéllas que contienen aditivos de extrema presión. Se han mencionado en el capítulo 3 y tenemos dos opciones:

TIPO DE GRASA	VISCOSIDAD A 40°C
EP-2 (SKF)	195
EM-2 (SKF)	510

Aunque la primera, la EP-2, no ofrece el valor de $K \geq 1.6$ la consideraremos como opción por si no se tuviera la grasa EM-2.

Para estos lubricantes la relación K es igual a:

$$K = \begin{cases} 0.95 & \text{grasa EP2} \\ 2.48 & \text{grasa EM2} \end{cases}$$

3.3 a) Puesto que la temperatura de trabajo es 40°C, la única consideración importante para la selección de los sellos es su resistencia al desgaste.

Nuevamente haciendo uso de la gráfica (3.2) seleccionamos como material de los sellos al Poliacrílico (ACM). Como en este rodamiento sólo tenemos un diseño de sellos, ver figura anterior, ésta será la solución.

b) Considerando las condiciones ambientales de trabajo y a través de la información del capítulo 3 obtenemos el factor de contaminación según la grasa empleada.

$$n_c = \begin{cases} 0.4 \\ 0.63 \end{cases}$$

La diferencia proviene de la habilidad de cada grasa en su función de obturación.

c) Es importante observar que tenemos una carga aplicada cuyo valor es inferior al límite de fatiga del rodamiento. Como predice la Nueva Teoría, si tenemos condiciones de extrema limpieza y garantizamos una suficiente película lubricante, para esta aplicación obtenemos una duración infinita del rodamiento.

Puesto que existe contaminación es necesario evaluar el factor a_{SKF} para observar la severidad de ésta en el trabajo del rodamiento. Utilizando la gráfica (4.2) obtenemos

$$a_{SKF} = \begin{cases} 24 & \text{con grasa EP2} \\ 50 & \text{con grasa EM2} \end{cases}$$

Ahora vemos la mínima diferencia de tener $K= 0.95$ con grasa EP2.

4. SELECCION DEL RODAMIENTO SELLADO.

a) No tenemos ninguna alternativa mas económica y/o rodamiento de menor tamaño. Por tanto, el rodamiento 22215 CC/W33 de SKF es nuestra selección.

b) Evaluando la ecuación (4.5) descubriremos que el rodamiento seleccionado está aún muy sobrado para ésta aplicación.

$$L_{\text{hna}} = 24 * 10^6 * (15800/4630)^{10/3} / 40/60$$

$$= 1.289 \cdot 10^9 \text{ hrs con grasa EP2}$$

$$L_{\text{hna}} = 50 * 10^6 * (158000/4630)^{10/3} / 40/60$$

$$= 2.680 \cdot 10^9 \text{ hrs con grasa EM2}$$

c) Aunque los rodamientos de rodillos a rótula sellados son considerablemente mas caros frente a sus similares abiertos, expondremos el costo de cada alternativa.

Actualmente los rodamientos sellados de este tipo son entregados por solo dos fabricantes, SKF y FAG, ésta sería una probable desventaja en cuanto a disponibilidad. Sin embargo el volumen anual es muy pequeño lo que nos permite establecer un contrato de suministro por dos o tres años. El volumen manejado de existencias de seguridad sería también muy pequeño, algo realmente favorable para ambas partes, el proveedor y el cliente.

Ambos proveedores tiene como estándar la grasa EP2; como hemos comprobado, esta grasa es adecuada para nuestra aplicación. Manejaremos el siguiente estudio de costos considerando lo anterior.

ALTERNATIVA	RODAMIENTO	OBTURACIONES EXTERNAS NECESARIAS	COSTO DE LA ALTERNATIVA
Rodamiento sellado 22215 con placa de protección	280	140	420
Rodamiento abierto 21318 con sellos externos y placa de protección.	360	480	840

Tenemos un ahorro del 50%. Es importante señalar que los retenes del arreglo actual necesitan de un maquinado especial de las partes donde sellarán. El costo que esto implica no se ha tomado en cuenta así como otros costos implicados en la preparación y montaje. Únicamente se consideraron el valor de los componentes.

CONCLUSIONES

Se ha presentado de una manera cuantitativa, la influencia del nivel de contaminación y la lubricación en la duración del rodamiento. Ahora para seleccionar cualquier rodamiento debemos considerar estos factores, adicionalmente a los factores ya conocidos como carga, velocidad y ritmo de trabajo.

Hemos conocido todos los tipos existentes de rodamientos sellados para considerarlos en las actuales y futuras aplicaciones. Es necesario destacar que existen otros rodamientos sellados de diseño muy particular pero ya muy tradicionales en el campo y que no fueron presentados tales como los rodamientos lineales, los rodamientos de bomba de agua automotriz, los seguidores de leva, etcétera.

Parte medular del rodamiento sellado son la grasa lubricante y los sellos. Hemos conocido las características y la variedad de estos elementos y la metodología del capítulo cuatro comprende la selección de alguna de todas las alternativas propuestas.

La tribología del contacto rodante nos es ahora familiar con la información expuesta tanto en el capítulo cuatro y como en el apéndice sobre la fatiga de contacto. A través de esta teoría y sus conceptos se ha elaborado la parte fundamental del presente trabajo: la metodología para seleccionar los rodamientos sellados. Con este trabajo es muy fácil determinar si podemos utilizar un rodamiento sellado e inclusive nos permite cuantificar como esta trabajando el lubricante y el sello.

Podemos resumir las ventajas de utilizar los rodamientos sellados:

1. La lubricación elimina su dependencia del personal de mantenimiento. Ahora se asegura la película lubricante al seleccionar la grasa desde el escritorio.
2. Se requieren de sellos externos más sencillos y económicos.

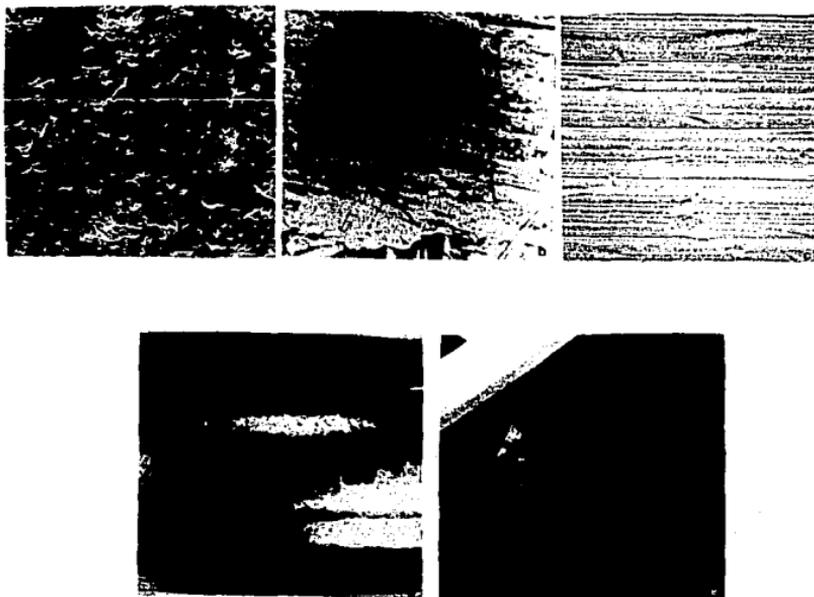
3. Mayor fiabilidad de operación, menos paros indeseados
4. Es ahora más predecible la duración por fatiga del rodamiento.
5. Se puede aplicar, si la película lubricante lo permite, mayor carga al rodamiento.
6. Se puede reducir el tamaño del rodamiento si la carga permanece constante. Esto redundará en costos tal y como lo ha comprobado la industria automotriz.

Es necesario mencionar que la duración de un rodamiento depende también de otros factores no cuantificables en la teoría de selección como son: el montaje, la alineación, el juego interno del rodamiento, los ajustes de interferencia, el balanceo de las masas, etcétera. Es posible, por lo tanto, que a pesar de este trabajo y muchos otros, se tengan todavía fallas prematuras en los rodamientos. La tecnología ha aportado, por otro lado, herramientas para monitorear el trabajo de un rodamiento las cuales nos indican lo que está mal (aquellos factores no cuantificables) para así corregir en la mejor manera posible.

**APENDICE "A": LA FATIGA
DE CONTACTO.**

Los elementos mecánicos de contacto rodante, tales como los rodamientos, pueden sufrir averías por varias razones. Aparte de las que ocurren en puntos alejados de los lugares de contacto de rotación, en la fig. 1 se ilustra las causas más frecuentes de las averías. Estas son: desgaste (a), adherencia (b), indentación plástica (c), desequilibrio térmico (d) y fatiga (e) en el contacto de pista-elemento rodante. Un desgaste implica la destrucción de un componente de rodamiento, con separación de pequeñas partículas de las superficies de contacto, desde donde son desplazadas. Este fenómeno tiene su origen en el contacto de deslizamiento y ocurre, sobre todo, en los rodamientos con contaminación o deficientemente lubricados. La adherencia se origina en un deslizamiento fuerte causado por una gran aceleración y se caracteriza por endurecimiento localizado y por la transferencia de material entre las superficies.

FIG. 1 RAZONES DE LAS AVERIAS EN EL CONTACTO RODANTE



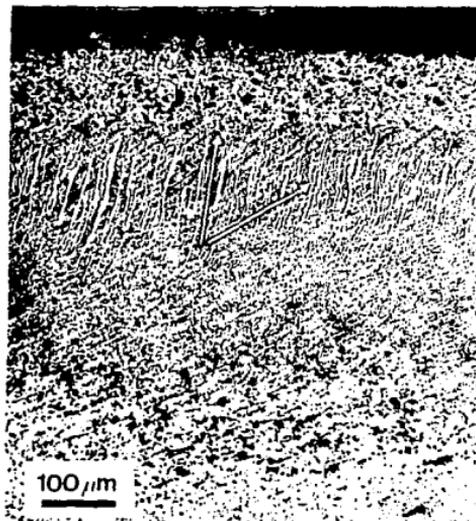
Un contacto rodante o estacionario de Hertz experimenta una deformación plástica por la introducción de residuos sólidos en el mismo o a causa de sobrecarga. En el primero de los casos ocurren daños en la superficie y en el último se destruye la precisión del sistema. Como en todos los contactos móviles con carga se genera calor y en ocasiones es transmitido desde el exterior al rodamiento, es necesario eliminar una cantidad equivalente de calor. Si el rodamiento no se puede liberar de este calor producido, se origina una elevación descontrolada de temperatura que deteriora el lubricante, ablanda el material del rodamiento y, al final, produce una avería total. En caso de no producirse ninguno de los daños mencionados, el rodamiento acabará por sufrir una avería de fatiga por contacto rodante.

FATIGA DE RODAMIENTOS

Es un hecho conocido que muchos metales, entre ellos el acero, así como algunos no metales (por ejemplo ciertos materiales cerámicos en contacto rodante) reaccionan a una carga continua y constante, acumulando "daños por fatiga". En un determinado momento, en algún lugar se forma una fisura que, durante la rotación continua, crece lentamente hasta alcanzar un tamaño crítico. Al llegar la fisura a tener una cierta dimensión, la pieza dañada se rompe o sufre daños de otro tipo, según su forma.

No es posible dar una explicación física adecuada a los daños por fatiga, cuando se trata de contacto rotatorio. Se han realizado muchas observaciones de incidentes microplásticos en el material durante una carga rotativa, cuyos efectos se acumulan durante el progreso de los ciclos de carga. Sin embargo, no existe una prueba determinante de que estos incidentes se puedan equiparar con los daños por fatiga, o sea que se formen fisuras cuando las incidencias llegan a tener cierto grado de gravedad en algún punto. Por lo tanto, tenemos que limitarnos a constatar que las tensiones repetidas producidas por el contacto rotatorio dan lugar a modificaciones continuas en el material. Estas modificaciones pueden consistir en deformaciones microplásticas (fig. 2), alteraciones de la estructura cristalina, acumulación de tensiones residuales, formación de fisuras microscópicas, o una combinación de éstos y otros fenómenos desconocidos. Mientras estos incidentes van teniendo lugar, en algún momento y en algún lugar se produce una fisura, predestinada a convertirse en una avería por fatiga.

FIG. 2 CAMBIOS ESTRUCTURALES MICROPLASTICOS

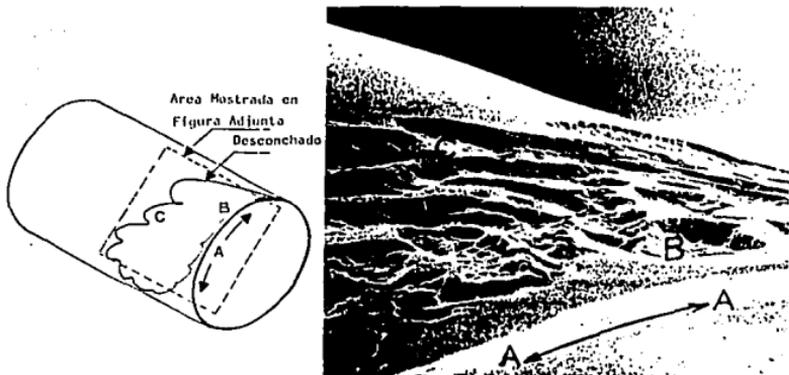


Es un hecho conocido que, en cuestión de cualidades respecto a la fatiga, los materiales expuestos al contacto rodante no son homogéneos en la escala de extensión del campo de tensión del contacto rodante. El acero e incluso el material cerámico tienen, básicamente, una formación granular, y el acero contiene altas microtensiones en su estructura martensítica. Incluso las mejores calidades de acero contienen burbujas microscópicas llenas de material no metálico o de gas, y todas las superficies de contacto de rodadura son ásperas comparadas con la película que forma el lubricante. El acero templado para rodamientos contiene carburos a propósito y los materiales cerámicos adaptados en cuanto a dureza al contacto de rotación, contienen aglomerantes. Por lo tanto, en el material de contacto rodante y su superficie se encuentran diversas agrupaciones de puntos estadísticamente débiles, por lo general denominados "defectos". Al examinar el daño, no siempre se puede saber qué defecto ha dado lugar al mismo, pero el hecho de que las averías ocurran en un lugar no determinado después de un número no determinado de ciclos de carga, indica que existe un punto débil, de localización no identificable.

LA FORMACION DE FISURAS.

La fatiga por contacto de rotación se inicia con pequeñas fisuras. El daño se completa por la formación de exfoliación (fig. 3). Mientras que se entiende del todo la fase final, no sucede lo mismo con el origen de las fisuras que conducen al daño. En ciertos materiales, como por ejemplo el acero templado al carbono, las investigaciones han encontrado numerosas fisuras sub-microscópicas antes de tener lugar alguna carga cíclica (estas estructuras no sufren averías con especial precosidad).

FIG. 3 DESCASCARILLADO POR FATIGA



Al entrar en contacto desperfectos de las superficies, sin estar totalmente separados por una película lubricante, se pueden formar numerosas fisuras microscópicas, justamente debajo de las superficies del contacto rodante. Este tipo de desperfectos casi nunca conduce a una avería total con descascarillado múltiple, a pesar de que una superficie expuesta de esta forma relativamente temprano empieza a desarrollar descascarillado por fatiga.

Las circunstancias nos obligan a sacar la conclusión sobre una base empírica, de que las fisuras sub-microscópicas, los carburos normales y muchas otras discontinuidades sub-microscópicas de la estructura no son "defectos". Las fisuras microscópicas de la superficie, que se forman como el resultado de una fatiga de ésta,

se califican como defectos pero no son daños por sí mismas. Sólo contribuyen a aumentar la agrupación de puntos débiles en la superficie, uno de los cuales será en el futuro el origen del descascarillado por fatiga.

EL CONTACTO BAJO CARGA.

La función principal de los puntos de contacto rodante en un rodamiento es la de transferir cargas. Al analizar el equilibrio elástico de los componentes de los rodamientos, de las cargas aplicadas por el exterior se obtienen las presiones de contacto variables en volumen y tamaño que influyen sobre cada una de las diferentes superficies. Aparte de las cargas normales sobre las superficies de contacto, también surgen fuerzas paralelas con las superficies por la fricción en los contactos. Así sucede con los puntos de contacto rodantes que soportan la carga, con los contactos deslizantes en las pestañas, así como con todos los puntos que la jaula toca un elemento rodante o un aro. De todas las fuerzas creadas, sólo las normales y las tangenciales originadas en lugares con un predominio de contacto rodante tienen importancia para la aparición de la fatiga. Las causas de avería más frecuentes en los contactos deslizantes de las pestañas y para todos los contactos de la jaula son, el desgaste, las adherencias y el calentamiento.

Los parámetros que determinan los campos de tensión originados por las cargas de contacto rodante son:

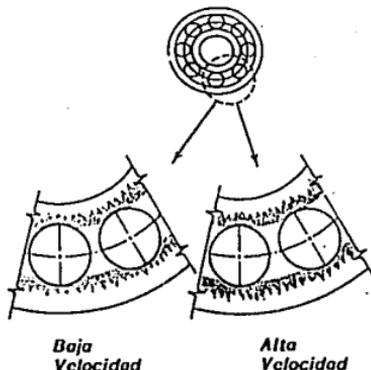
- * el módulo elástico del material,
- * la geometría de los puntos de contacto,
- * la microgeometría superficial de los lugares implicados
- * y la capacidad de formación de película de los lubricantes.

Tal como se observa en la figura 4, el lubricante puede formar una película entre las superficies de contacto si sus cualidades y las condiciones de funcionamiento son adecuadas. La película elastohidrodinámica que se forma en los casos adecuados puede resultar rota por los microcontactos entre las asperezas de las superficies que sean demasiado altos para quedar contenidos dentro de aquélla.

La figura 5 ilustra las tensiones elásticas de Hertz (o sea el campo de tensión al no haber microcontactos) en un lugar de contacto que no ha sufrido desplazamiento plástico macroscópico alguno. Dichas curvas demuestran la diferencia entre los esfuerzos cortantes efectivos según Von Mises, bajo la presencia o ausencia

respectivamente de fuerzas tangenciales procedentes de movimientos deslizantes durante la fricción. Es típico que las microtensiones alrededor de las asperezas sean bastante mayores que las tensiones macroscópicas en toda la superficie de contacto.

FIG. 4 SECCION A TRAVES DE UNA PELICULA LUBRICANTE ENTRE SUPERFICIES CON CONTACTOS DE ROTACION

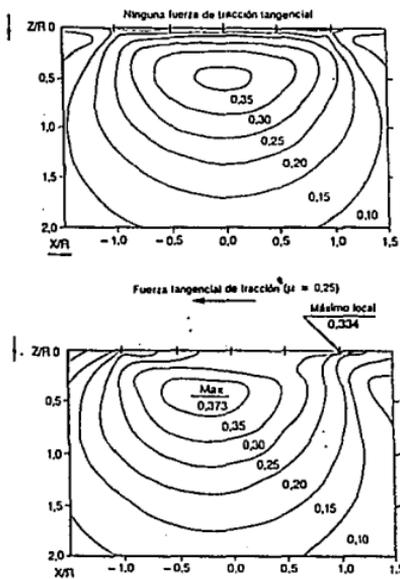


Los conocedores de la materia han intentado seleccionar una sola función crítica dentro del campo de tensión que tenga correlación con el aumento de los daños por fatiga o con los ciclos de carga, hasta la aparición de una avería por fatiga. Se han estudiado diferentes tensiones críticas, esfuerzos críticos, así como la energía generada por estos esfuerzos. EL CRITERIO ACTUALMENTE MAS APLICADO ES LA AMPLITUD MAXIMA DEL ESFUERZO CORTANTE ALTERNATIVO PRESENTE EN UNA PROFUNDIDAD IGUAL A APROXIMADAMENTE UNA CUARTA PARTE DEL EJE MENOR DE LA ELIPSE DE CONTACTO. LOS METODOS NORMALIZADOS PARA LA DETERMINACION DE LA DURACION A LA FATIGA, SE BASAN EN ESTA TENSION CRITICA.

Para estudiar el comportamiento de los defectos locales y la influencia de un número de parámetros de funcionamiento diferentes, se necesita una tensión crítica casi en cada punto dentro del volumen tratado. Según algunas nuevas teorías se aplica un esfuerzo plástico, crítico calculado por puntos dentro del volumen. Los

criterios basados en la energía del esfuerzo llaman cada día más la atención. Uno de estos es el criterio de Von Mises que, por un lado, puede ser considerado como energía crítica de distorsión y por otro como tensión cortante octaédrica crítica. La elección de la tensión crítica adecuada no se puede hacer hasta haber conseguido una plena comprensión de la naturaleza de los daños por fatiga y de las variables que causan la aparición y la extensión de las fisuras en los puntos de contacto rodante.

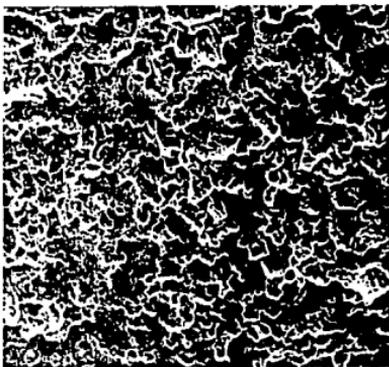
FIG. 5 CURVAS DEL ESFUERZO CORTANTE CRITICO SEGUN VON MISES CON CONTACTO DE PUNTO CIRCULAR.



En el campo combinado de las macro y microtensiones de un contacto rotatorio, se pueden observar CINCO zonas distintas, paralelas a la superficie. Sobre la superficie aparecen asperezas que pueden entrar en contacto unas con otras y defectos definidos tales

como arañazos, indentaciones, oxidaciones, etcétera, es decir que existen varios defectos que son característicos de la superficie. Inmediatamente debajo de la superficie, hasta una profundidad de varias micras, hay una capa en la cual se crean microtensiones muy fuertes por el contacto entre las asperezas y/o por las tensiones de esquina alrededor de depresiones locales. Esta capa presenta también los efectos del mecanizado final, durante la cual se pueden producir tanto el flujo plástico como el calentamiento local y las tensiones residuales locales. Por ello, las tensiones y las cualidades de resistencia del material de la capa que están inmediatamente por debajo de la superficie se diferencian de las características del material debajo de esta capa. A condición de que las microtensiones sean lo suficientemente altas, se pueden formar microfisuras en dicha capa. Estas fisuras suelen ser paralelas a la superficie. Al extenderse pueden llegar a actuar juntas y formar microdescascarillados. El flujo microplástico intenso, las microfisuras y los microdescascarillados son etapas de un fenómeno de fatiga a pequeña escala, denominada "fatiga de superficie", que se muestra en la figura 6.

FIG 6 MICRODESCASCARILLADO EN UN CASO DE FATIGA AVANZADA



Cerca de la capa sub-superficial existe una zona estática, en la cual las microtensiones ya no son altas y la tensión crítica

macroscópica Hertziana todavía no es importante. En esta zona el material es tan fuerte como el más profundo y no ha sido objeto de influencias. En condiciones normales de contacto rodante, esta tercera capa es poco afectada desde el punto de vista de las tensiones y la fatiga. La única circunstancia conocida que puede reducir la profundidad de esta zona estática (posiblemente hasta cero) son las fuerzas tangenciales en la superficie de contacto. Como indica la figura 5 las tensiones más altas de Von Mises se trasladan hacia la superficie bajo la presencia de fuerzas tangenciales, y con valores suficientemente altos llegan hasta la superficie.

Un efecto similar se observa para otras tensiones críticas distintas de las de von Mises. Se supone que la presencia o ausencia de dichas zonas estáticas son significativas para el tiempo de vida antes de la fatiga del material de los rodamientos. Como el descascarillado (macroscópico) se forma por una fisura que penetra hasta cierta profundidad, se puede desarrollar a partir de un defecto de superficie o de una microfisura cercana a la superficie solamente si la fisura puede propagarse a través de toda la zona estática y enlazar con el campo de macrotensiones altas más profundo, debajo de la superficie. Las tensiones bajas y la fuerza del material de esta zona hacen que tal extensión ocurra en forma muy lenta. Se supone que las grandes fuerzas de la superficie producen una resistencia corta a la fatiga, en gran parte porque estas fuerzas originan una extensión de las altas tensiones efectivas hasta la zona estática y así aceleran la propagación de las fisuras a través de esta zona.

La cuarta y más profunda de las zonas activamente afectadas en el contacto de Hertz es la de altas tensiones críticas macroscópicas, centrada alrededor del esfuerzo cortante máximo alternativo (cuya zona también contiene la máxima tensión crítica según Von Mises). En dicha zona se producen altos esfuerzos cortantes mientras la superficie de contacto está bajo carga, con independencia de la bondad de acabado de la superficie y de la lubricación. El material de esta zona es fuerte. Es la durabilidad de este material durante la influencia del campo de tensión, lo que pone un límite superior para la resistencia a la fatiga por descascarillado del contacto de Hertz.

La quinta zona desde la superficie se encuentra tan profunda que las tensiones de Hertz se reducen bastante. El campo de tensiones tiene poca influencia directa sobre el material. Pueden ocurrir tensiones significativas con los ajustes fuertes de aros en ejes o alojamientos, y a través de la fuerza centrífuga con los aros girando a gran velocidad. En las diferentes capas también hay presentes algunas tensiones residuales que se crean durante el

tratamiento térmico del material. Esta condición es más acusada en las piezas de fundición en coque, donde existen fuertes tensiones residuales de compresión en la capa endurecida, que disminuyen gradualmente con la profundidad y son sustituidas por tensiones de tracción en el núcleo mas blando. Un requisito elemental para un componente fundido en coque que vaya a ser expuesto a contacto rotatorio, es que la disminución de dureza y de tensiones residuales de tensión en la línea entre la capa dura y el núcleo tienen que tener lugar a una profundidad mayor que donde ocurre la disminución de las tensiones de Hertz. Si este no es el caso, la resistencia del material no corresponde al campo de tensiones, y ocurren daños de fatiga entre la capa dura y el núcleo.

**APENDICE "B": DURACION O VIDA
UTIL DE PROYECTO PARA
DIFERENTES APLICACIONES**

TIPO DE SERVICIO	L₁₀ (horas)
Uso poco frecuente: instrumentos, aparatos electrodomésticos, correderas.	500
Motores de aviación	500 a 2000
Uso intermitente, con interrupciones de servicio de importancia secundaria: herramientas de mano, maquinaria agrícola, grúas de montaje.	4000 a 8000
Uso intermitente, donde la seguridad de funcionamiento es importante: dispositivos móviles de trabajo en línea de montaje, elevadores grúas y máquinas herramienta.	8000 a 12000
Servicio de 8 horas/día no utilizadas totalmente: transmisiones de engranajes, motores eléctricos	12000 a 20000
Servicio de 8 horas/día utilizadas totalmente: máquinas en general, grúas, ventiladores.	20000 a 30000
Servicio de 24 horas, funcionando continuo: separadores, compresores, bombas, transportadores de rodillos, montacargas o elevadores de mina, motores eléctricos.	40000 a 60000
Servicio de 24 horas, donde la seguridad de funcionamiento es importante: máquinas en plantas de proceso continuo, tales como de papel y celulosa; centrales eléctricas, estaciones de bombeo.	100000 a 200000

BIBLIOGRAFIA

1. BERGLING G., "ACHIEVE OPTIMUM LIFE AND OPERATIONAL RELIABILITY BY CORRECT SELECTION AND SERVICING OF ROLLING BEARINGS AND LUBRICANTS". MINUTES OF THE SWEDISH ASSOCIATION AND ARCHITECTS COURSE, DECEMBER 1982. SUECIA, PUBLICACION DEL GRUPO SKF No. 19187 E.
2. FAIRES V.M., "DESIGN OF MACHINE ELEMENTS". TERCERA EDICION, MC MILLAN, USA 1955.
3. HARRIS T.A., "ROLLER BEARING ANALYSIS". WILEY & SONS, USA 1985.
4. IOANNIDES E., "UN NUEVO MODELO DE DURACION A LA FATIGA DE LOS RODAMIENTOS". REVISTA DE RODAMIENTOS NO. 224. PUBLICACION DEL GRUPO SKF, SUECIA 1985.
5. NORLANDER G., "ELASTOHYDRODINAMIC LUBRICATION THEORY AS APPLIED TO ROLLING BEARINGS". COMPENDIO DEL CURSO TECNICO DE SKF SOBRE RODAMIENTOS, THE NETHERLANDS 1971.
6. VOSKAMP A., "LA REACCION DE LOS ACEROS A LA CARGA POR SOBRECARGA". REVISTA DE RODAMIENTOS NO. 225. PUBLICACION DEL GRUPO SKF, SUECIA 1985.
7. TALLIAN T.E., "LA FATIGA DE CONTACTO". REVISTA DE RODAMIENTOS NO. 217. PUBLICACION DEL GRUPO SKF, SUECIA 1983.
8. "FAG STANDARD PROGRAMME", PUBLICACION DEL GRUPO FAG No. 41510 E, GERMANY 1988.
9. "ROLLING BEARING LUBRICATION". PUBLICACION DEL GRUPO SKF No. 410, SWEDEN 1985.
10. "RULES OF THUMB FOR SPHERICAL ROLLER BEARINGS". PUBLICACION DE GRUPO SKF, SWEDEN 1987.
11. "SKF GENERAL CATALOGUE", PUBLICACION DEL GRUPO SKF No. 4000 E, SWEDEN 1989.