

LUBRICACIÓN Y CONTAMINACIÓN

Efectos en la vida de los rodamientos, parte 2

La vida de un rodamiento se ve influida por muchos factores. Dos de los más importantes son la lubricación y la contaminación. Comprendiendo mejor los mecanismos que hacen que esos factores reduzcan la vida útil de los rodamientos, puede mejorarse su diseño y funcionamiento. Esta segunda parte de nuestra serie de dos artículos se centra en la contaminación.

El uso de rodamientos en las máquinas proporciona la clara ventaja de disminuir las pérdidas por fricción e incrementar la eficiencia general del sistema. Esto sólo puede lograrse si se reduce en un grado suficiente el riesgo de averías por fatiga. La indentación de partículas y las marcas de contaminación en los caminos de rodadura de los rodamientos pueden inducir la concentración de tensiones e incrementar el riesgo de averías por fatiga. Sin embargo, la película de lubricante desarrollada en la indentación y las tensiones superficiales locales asociadas también son significativas para mitigar el efecto del mecanismo de iniciación de grietas. En esta segunda parte de nuestra serie de dos artículos presentamos una metodología para vincular la vida a fatiga de los rodamientos con la micropelícula de lubricación elastohidrodinámica (micro-EHL) y las tensiones locales relacionadas debidas a indentación por contaminación. También se presenta una

evaluación del método aplicado a las capacidades de carga dinámicas en rodamientos. La comparación entre la vida del rodamiento obtenida de forma experimental y las vidas pronosticadas usando la presente teoría indican la capacidad del modelo expuesto de describir el efecto combinado general de la lubricación y el estado de contaminación en la vida prevista del rodamiento.

1. EL FACTOR DE LA CONTAMINACIÓN

De acuerdo con Ioannides et ál. [1] y la norma internacional ISO 281:2007 [2], la vida nominal modificada de los rodamientos (con una fiabilidad del 90%) viene dada por la siguiente ecuación de vida:

$$L_{10m} = a_{skf} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

En la ecuación anterior C representa la capa-

cidad de carga dinámica del rodamiento, P es su carga equivalente y p un exponente (3 en el caso de rodamientos de bolas y 10/3 en rodamientos de rodillos). a_{skf} es el factor de modificación de la vida por tensiones descrito en [1] y [2], usando la siguiente relación:

$$a_{skf} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (2)$$

En la ecuación (2) P_u representa la carga límite de fatiga del rodamiento, w, c y e son exponentes de constantes y η es un factor de penalidad definido dentro de la gama: $0 \leq \eta \leq 1$. Esta penalidad a la carga se introduce para proporcionar un cálculo medio del correspondiente estado de tensiones del contacto rodante que actúa además de la tensión hertziana idealizada. Tal como se ha explicado en [3] y en la primera parte de este artículo [4], dicho factor de penalidad puede describirse como un producto de dos cantidades concurrentes, el

factor de lubricación η_b y el factor de contaminación η_c ; por tanto es: $0 \leq \eta_b \cdot \eta_c \leq 1$.

En caso de caminos de rodadura lisos bien lubricados, con un lubricante exento de partículas contaminantes, idealmente podemos suponer $\eta_b = 1$; $\eta_c = 1$, y no se asigna ninguna penalidad adicional a la vida nominal del rodamiento. Esta característica se señalará con la anotación *smooth* (liso) y el subíndice *s*.

En condiciones de funcionamiento similares pero con la presencia de partículas contaminantes en el aceite, podemos poner $\eta_b = 1$ y $\eta_c < 1$, para explicar las tensiones localizadas adicionales originadas en el camino de rodadura por las indentaciones de contaminación. Señalamos esta característica con la anotación *dented* (indentación) y el subíndice *d*.

Ahora podemos reescribir el factor de modificación de la vida por tensiones para las características *liso* e *indentación* como:

$$a_{skf, smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (3)$$

con $\eta_b = 1$; $\eta_c = 1$

$$a_{skf, dented} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\eta_c \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (4)$$

con $\eta_b = 1$; $\eta_c < 1$

La reducción de la vida a fatiga resultante de la indentación por contaminación del camino de rodadura puede cuantificarse comparando la vida a fatiga teórica de un rodamiento bajo las características *liso* e *indentación*. Por tanto, puede examinarse mediante la siguiente relación de vida:

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} \quad (5)$$

La relación anterior puede evaluarse numéricamente, regresando a la tensión y usando la ecuación de vida a fatiga de Ioannides-Harris [5] aplicada a la geometría real del contacto rodante:

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (6)$$

En la ecuación (6) *S* representa la probabilidad de supervivencia del contacto rodante, *N* es el número de ciclos de tensión de fatiga, *A* es una constante de escala, τ_i es el criterio de fatiga, τ_u es la tensión cortante del límite de fatiga, z^h es la profundidad de la media ponderada de la fatiga, y V_R es el volumen de tensión en riesgo en el contacto hertziano. Obsérvese, sin embargo, que la cantidad relevante de la ecuación (6) que

afecta a la vida nominal (5) es la integral de tensiones relacionada con el volumen, que es:

$$I = \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (7)$$

Usando la anotación anterior, la vida a fatiga de un contacto rodante, (siendo *u* el número de pasadas de rodadura por revolución), puede expresarse como:

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (8)$$

En esta ecuación, la integral de las tensiones (*I*) puede calcularse para un contacto con indentación y para un contacto de una suavidad ideal. Por consiguiente, se puede emplear para estimar el efecto esperado en la vida del rodamiento, tal como lo indica también la relación de vida de la ecuación (5). En otras palabras, rige lo siguiente:

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} = \left(\frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{1/e} \quad (9)$$

Insertando las ecuaciones (3) y (4) en la ecuación (9), es posible derivar la ecuación teórica que describe el factor de contamina-

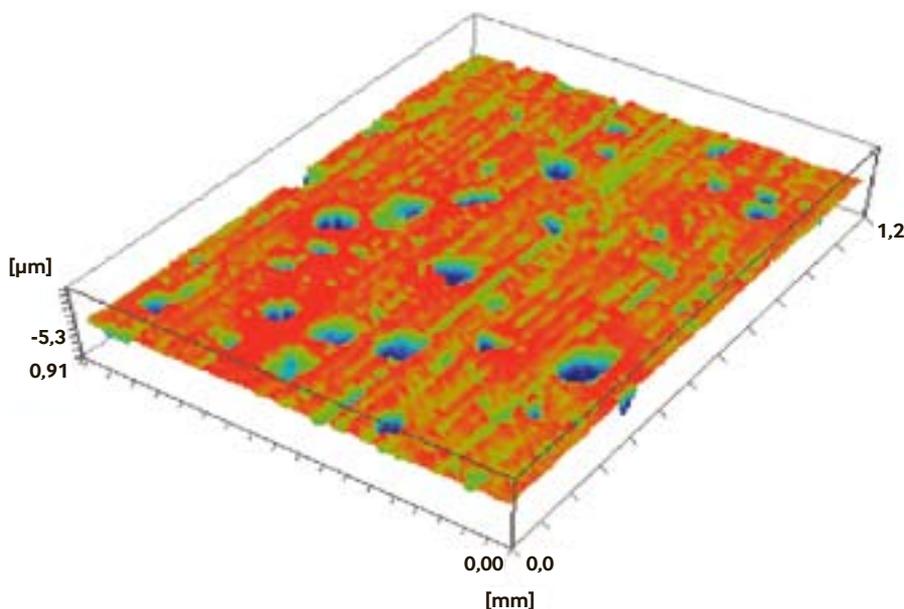


Fig. 1: ejemplo de análisis de muestra tridimensional típico de un camino de rodadura de rodamiento con indentaciones por contaminación.

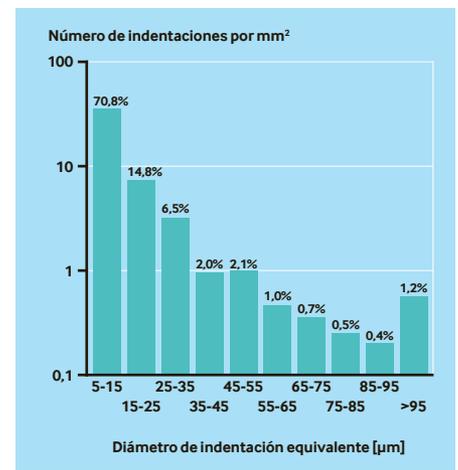


Fig. 2: ejemplo de estadística de población de indentaciones obtenida de análisis de muestras tridimensionales de un camino de rodadura de rodamiento. El rodamiento había funcionado bajo condiciones de contaminación severas, comparables a un código de clasificación de limpieza ISO 4406 dentro de la gama -/19/16 a -/21/17.

ción η_c en cuanto a las características de tensión reales de un contacto con indentación de partículas:

$$\eta_c = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle \cdot \left(\frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{-1/c} \right\rangle^{1/w} \quad (10)$$

De la ecuación (10), pueden calcularse los valores numéricos de η_c empezando por el cálculo de la integral de fatiga-tensiones relacionada con el volumen, estimada partiendo de la distinta cantidad de indentación por contaminación. Básicamente, la relación de vida de la ecuación (9) se evalúa para representar rodamientos expuestos a lubricantes con una cantidad diferente de partículas contaminantes, usando la metodología de micro-EHL tal como se describió en la primera parte de este artículo [4]. Para realizar este cálculo es necesario contar con una dimensión de la población de indentaciones que hay en caminos de rodadura típicos de rodamientos expuestos a lubricantes con diversos grados de contaminación por partículas. La medición estadística de la población de indentaciones encontrada en el camino de rodadura del rodamiento (fig. 2) puede proporcionar una representación directa del efecto de la pureza de un aceite dado y de las condiciones de funcionamiento relacionadas.

La evaluación de las características de las tensiones resultantes de diversos tipos de distribución de indentaciones puede realizarse de distintas formas: i) Utilizando un método directo explícito, empezando por el análisis tridimensional de las regiones con indentaciones de caminos de rodadura de rodamientos (fig. 1) y actuando tal como se ha explicado en la primera parte [4] en el caso del cálculo de la integral de tensiones del factor de lubricación; ii) Implícitamente, calculando la integral de tensiones para diferentes geometrías de indentación (indentaciones de referencia) y las características de lubricación relacionadas. Estos datos básicos luego pueden usarse para calcular las superficies indentadas reales añadiendo adecuadamente el efecto de la integral de tensiones relacionada con el volumen, describiendo cada tipo específico de las indentaciones de la población encontrado en la región indentada del rodamiento. La aplica-

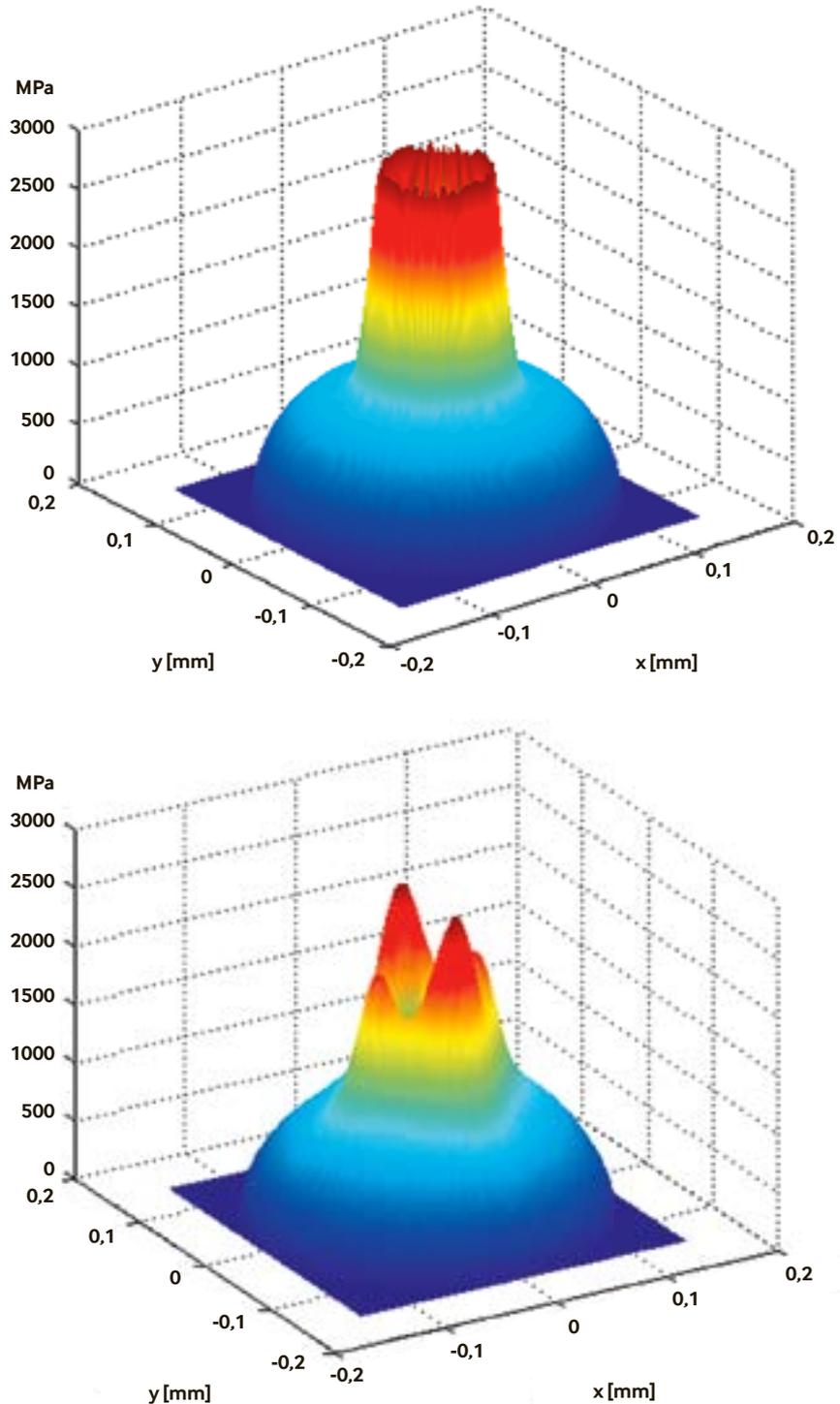


Fig. 3: ejemplo de cálculo de presión de contacto de una indentación típica (diámetro de 150 micras y profundidad de 5 micras) en condiciones secas y lubricadas. Arriba: tensiones de contacto en condiciones secas (sin película de lubricante). Abajo: la misma indentación mostrando la atenuación de tensiones de contacto inducidas por una película de aceite de 0,3 micras presente en el contacto de rodadura. En ambos casos la presión hertziana normal es $P_0 = 1,255 \text{ GPa}$.

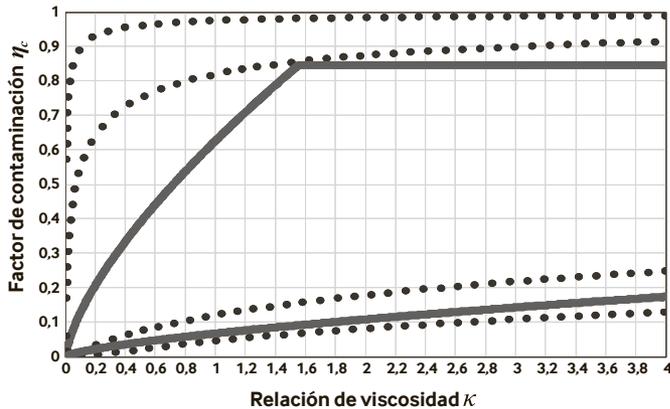


Fig. 4a: comparación de factor de contaminación derivado numéricamente (gama de valores calculada, indicada con puntos) y el factor de contaminación obtenido de la ecuación 11 (línea continua). Diámetro medio de rodamiento $d_m = 50$ mm lubricado con aceite de alta limpieza (ISO 4406 código -/13/10; curvas superiores) y con condiciones de contaminación severas (ISO 4406 código -/19/16; curvas inferiores).

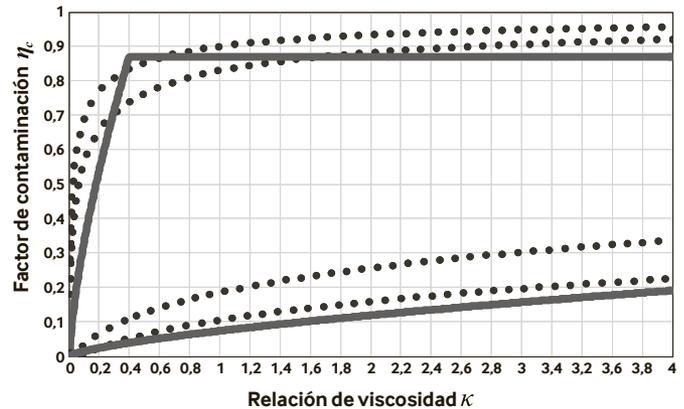


Fig. 4b: comparación de factor de contaminación derivado numéricamente (gama de valores calculada, indicada con puntos) y el factor de contaminación obtenido de la ecuación 11 (línea continua). Rodamiento con diámetro medio $d_m = 2000$ mm y nivel de limpieza de aceite ISO 4406 -/15/12 (curvas superiores) y diámetro medio $d_m = 25$ mm y nivel de limpieza de aceite ISO 4406 -/17/14 (curvas inferiores).

ción de este método exige el recuento automático y la categorización de la población de indentaciones partiendo de muestras tridimensionales de la superficie del camino de rodadura del rodamiento. Se aplicó un tipo específico de este método implícito usando un recuento de indentaciones y un sistema de clasificación desarrollado en la empresa. Esto es necesario para caracterizar los diferentes patrones de indentación encontrados en aplicaciones de rodamientos, que entonces permite calificar las poblaciones de indentaciones en relación con las condiciones de funcionamiento del rodamiento (fig. 2).

Se sabe que rodamientos que funcionan en condiciones similares pueden tener variaciones significativas en su patrón de indentaciones y en la población de indentaciones resultante. Esto puede deberse a diferencias en el flujo de aceite o en la configuración

geométrica del rodamiento propiamente dicho. Sin embargo, en general queda manifiesto si un rodamiento ha funcionado bajo una intensa contaminación o, por el contrario, en condiciones de alta limpieza.

También pueden distinguirse casos intermedios y el grado de limpieza correspondiente caracterizado mediante una simple adaptación a escala. Por tanto, ese método es apropiado para clasificar la población de indentaciones debidas a contaminación encontrada en el camino de rodadura real, por ejemplo para la población de indentaciones mostrada en la fig. 2, y vincularla con una clasificación correspondiente de limpieza del lubricante, expresada dentro de una gama dada.

Para el uso de la metodología anterior se calculó la integral aumentada de tensiones relacionadas con el volumen de un conjunto específico de geometrías de referencia. Este

cálculo se amplió para incluir el efecto del espesor de la película de aceite (condiciones de lubricación) en los incrementadores de tensiones resultantes en la indentación.

Esta es una característica importante del presente modelo, que permite que los efectos de la película de aceite local se tengan en cuenta explícitamente en la determinación del factor de contaminación. El efecto de reducción de tensiones inducido por la película lubricante, tal como se muestra en el ejemplo de cálculo de la fig. 3, puede ser significativo y debe incluirse en el análisis. De este modo el efecto vinculado con la película de lubricante puede desligarse del efecto de la rugosidad superficial general global, permitiendo establecer $\eta_b = 1$ dentro del cálculo del factor de contaminación de la ecuación (10).

Tal como se ilustra en la fig. 3, la magni-

| Tipo de rodamiento | Designación | Carga – C/P | Lubricación – κ |
|-------------------------------------|---|---------------------------|------------------------|
| Rodamientos rígidos de bolas | 6305, 6205, 6206, 6207, 6309, 6220 | 1 2,8 2,4 2,1 3,1 3,5 4 6 | 4 3,4 2,1 2 1 |
| Rodamientos de rodillos cilíndricos | NU 207 E, NU 309 E | 2,5 2,77 2,82 | 4 1 0,8 |
| Rodamientos de rodillos a rótula | 22220 E, 22220 CC | 2,2 2,3 2,5 2,3 2,7 3 4,7 | 4 3,6 1,8 0,37 0,28 |
| Rodamientos de rodillos cónicos | 331274, K-LM11749/10, K-HM89449/10, K-580/572 | 1 1,1 1,3 2,5 3,5 | 4 2,9 0,9 |

Tabla 1. Resumen de las condiciones usadas en el ensayo de la vida de rodamientos.

tud y distribución del incremento de tensiones en la indentación de una geometría de indentación dada se ven muy influidas por la película de lubricante presente en el contacto rodante. Una película de lubricante más espesa dará como resultado una reducción (amortiguación) y redistribución de la tensión de contacto desarrollada en la indentación, mientras que un espesor de película insignificante acentuará la tensión y elevará la concentración de tensiones al máximo.

Para incluir este efecto, en la evaluación paramétrica de la distribución de la presión de contacto de la indentación se aplicó una amortiguación de tensiones vinculada con la película de lubricante, de acuerdo con los resultados calculados numéricamente [6], [7], [8] y [9]. En este enfoque, la atenuación de las tensiones está vinculada con la relación de viscosidad κ del rodamiento, suponiendo que la película de lubricante media prevista del contacto rodante sea proporcional a este parámetro de lubricación. Obsérvese que una variación en el tamaño de rodamiento también afectará a la relación de vida de la ecuación (9) y el η_c correspondiente de la ecuación (10). Los rodamientos de gran tamaño tendrán una integral de tensiones suaves grande, lo cual tendrá un efecto dominante sobre la integral de tensiones relacionadas con las indentaciones. Además, la máxima concentración de tensiones relacionada con las indentaciones tiene un límite superior natural debido al tamaño de partícula máximo que puede ser transportado en una corriente de lubricante, y por ello no dependerá del tamaño de rodamiento sino que más bien sólo será afectada por el grado de limpieza del lubricante. Por consiguiente, los rodamientos de gran diámetro tienen ventajas en cuanto a sensibilidad al efecto de la contaminación, en comparación con rodamientos más pequeños.

2. EL FACTOR DE CONTAMINACIÓN EN LA PRÁCTICA

Tal como se ha expuesto anteriormente, la solución numérica de la ecuación (10) ofrece una base teórica para estimar el factor de contaminación η_c , permitiendo determinar paramétricamente este factor para varios grados de contaminación de partículas y condiciones de lubricación de rodamientos de varios tamaños.

Los resultados de este análisis pueden

compararse con el modelo de ingeniería de η_c obtenido de diagramas y tablas disponibles en [1] y [2]. En [2] el factor de contaminación η_c se presenta como una función de κ para diferentes valores de diámetro medio del rodamiento d_m . Se presentan gráficos de algunas gamas básicas de la tasa de clasificación de limpieza del lubricante. Básicamente, el modelo de ingeniería de η_c puede describirse usando la siguiente ecuación básica [2]:

$$\eta_c(\kappa, d)_{\beta_{cc}} = \min \left(c_1 (\beta_{cc}) \kappa^{0.68} d_m^{0.55}, 1 \right) \cdot \left[1 - \left(c_2 (\beta_{cc}) d_m^{-1/3} \right) \right] \quad (11)$$

donde c_1 y c_2 son constantes asignadas en concordancia con la tasa de clasificación de limpieza del aceite. Dicha clasificación se basa en la escala de limpieza ISO 4406 (o en un grado de calidad de filtración correspondiente, es decir, ISO 16899) [2]. A diferencia del modelo de η_b , η_c depende de tres parámetros, de ahí que sea compleja la comparación entre los valores estimados numéricamente de η_c derivados de la ecuación (10) y los valores de η_c obtenidos de la ecuación (11). Para simplificarla, consideramos dos casos separados relacionados con sistemas de circulación de aceite con filtración. Los resultados de esta comparación se presentan en las figs. 4a y 4b.

- Caso i), en el que el diámetro del rodamiento se mantiene constante y se evalúan dos clases de limpieza extrema relacionadas con la circulación de aceite con sistema de filtración, (fig. 4a).
- Caso ii), en el que el diámetro del rodamiento se varía entre dos tamaños extremos diferentes y se examinan niveles intermedios de contaminación relacionados con la circulación de aceite con filtración, (fig. 4b).

En lo que respecta a la dependencia funcional de η_c con el parámetro de lubricación κ , puede observarse:

- para valores κ altos el modelo de ingeniería, indicado con una línea continua en las figs. 4a y 4b, presenta una buena correlación con el valor η_c de la teoría (gama de valores indicada con puntos), mientras que,
- para valores bajos de κ el modelo de ingeniería (11) en algunos casos es más conservador.

En relación con esto hay que observar que de hecho es en la región κ baja donde el modelo teórico muestra más incertidumbre, puesto que se basa en un espesor de película nominal simple, mientras que el mecanismo de avería es principalmente un incidente local. Por tanto parece justificado el enfoque conservador adoptado por el modelo de ingeniería (11). La conclusión puede ser que la ecuación (11) es un modelo de ingeniería razonable para determinar el factor de contaminación usado en las vidas nominales de los rodamientos.

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Las pruebas de resistencia de rodamientos sometidos a condiciones de contaminación predefinidas no constituyen una tarea simple [10]. Son muchas las dificultades para simular en un entorno de ensayo el tipo de patrones de indentación por rodaje excesivo y los daños de indentación que se esperan en una aplicación industrial estándar, es decir, una caja de engranajes, caracterizada por una clasificación de limpieza del aceite ISO 4406 dada. Por ejemplo, en un entorno de ensayo el depósito de lubricante puede ser mucho mayor (un factor >100) que en una aplicación de rodamientos normal. Además, la forma en que el aceite circula por el rodamiento puede diferir de lo que ocurre generalmente en una aplicación de rodamiento real. Por consiguiente, al preparar las condiciones del ensayo, el número de partículas total en cuestión que llegará al rodamiento ensayado y expuesto a un rodaje excesivo debe considerarse como referencia de la contaminación. Esto es necesario para evitar daños por indentación excesivos que tergiversen las condiciones convencionales en aplicaciones de rodamientos típicas. Además, el nivel de contaminación será el resultado del equilibrio entre el contaminante presente originalmente en el sistema y las partículas que se generan y extraen en el aceite en circulación. Estas dificultades, entre otras, obstaculizaron intentos anteriores de adoptar métodos puramente experimentales en el desarrollo de un factor de contaminación para vidas nominales de rodamientos.

No obstante, anteriormente se han realizado pruebas de resistencia bajo distintas condiciones de lubricación y contaminación y, con el tiempo, un número

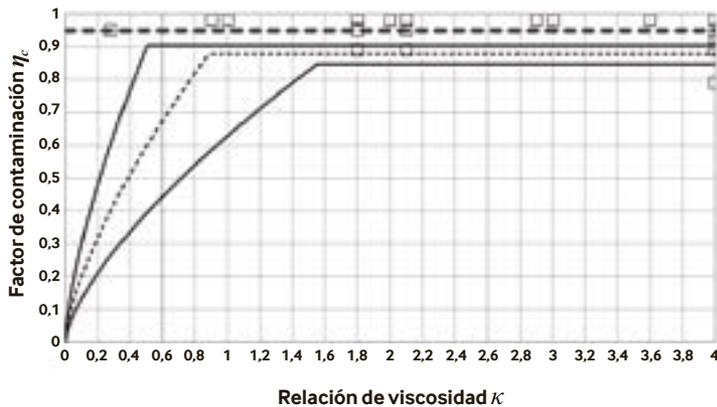


Fig. 5a: comparación del factor de contaminación η_c obtenido de ensayos de la vida de rodamientos (símbolos cuadrados) y las curvas η_c correspondientes (líneas continuas) obtenidas de la ecuación (11), rodamientos con un diámetro medio $d_m = 50-200$ mm (curva inferior y superior). Prueba de vida realizada en condiciones de limpieza (comparables a un código ISO 4406 -/13/10; -/14/11). La línea de trazos gruesa es la línea de tendencia (ajuste de curvas de los puntos de datos experimentales).

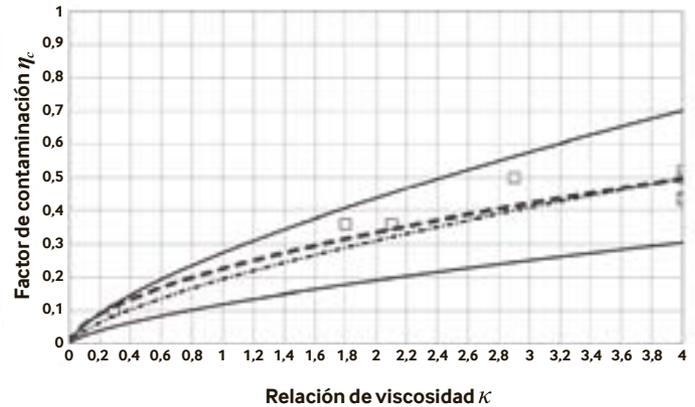


Fig. 5b: comparación del factor de contaminación η_c obtenido de ensayos de la vida de rodamientos (símbolos cuadrados) y las curvas η_c correspondientes (líneas continuas) obtenidas de la ecuación (11), rodamientos con un diámetro medio $d_m = 30-100$ mm (curva inferior y superior). Prueba de vida de rodamientos con obturaciones de filtrado (condiciones de contaminación ligera: ISO 4406 -15/12; -/16/13). La línea de trazos gruesa es una línea de tendencia (ajuste de curvas de los puntos de datos experimentales, imponiendo el punto de origen). La línea de puntos y trazos es el modelo de ingeniería correspondiente con $d_m = 60$ mm.

significativo de resultados de pruebas ha quedado accesible [10]. Por tanto, es razonable controlar la respuesta del modelo de factor de contaminación (11) con respecto a esos ensayos de vida. Los resultados de pruebas aquí presentados se refieren a 172 muestras de poblaciones de rodamientos ensayados durante los últimos años. Considerando que cada muestra normalmente está formada por un grupo de 30 rodamientos, para este conjunto de resultados experimentales se ensayó la resistencia de varios miles de rodamientos. En la tabla 1 se muestra un resumen con información relevante sobre los tipos de rodamientos y condiciones de ensayo. Tal como se muestra en la tabla, los rodamientos sometidos a prueba eran de tamaño pequeño y medio, y estaban lubricados con aceite Turbo oil de básicamente tres grados de viscosidad ISO: VG 9, VG 32 y VG 68. Los ensayos se realizaron a varias velocidades de rotación, abarcando desde 1000 a 6000 r/min y seleccionadas de modo que la temperatura del aro exterior se mantuviera dentro de los límites que requería la prueba.

La evaluación del factor de contaminación se basa en la comparación directa del factor derivado de la vida L_{10} de la mediana de la prueba de resistencia usando un procedimiento de cálculo inverso. Los factores de contaminación derivados experimental-

mente se han comparado con el modelo de ingeniería de η_c que ofrece la ecuación (11). Esta comparación se muestra en las figs. 5a, 5b y 5c.

Básicamente, las condiciones de limpieza usadas en la prueba de vida de los rodamientos pueden dividirse en tres clases:

- Ensayos de limpieza estándar, fig. 5a. Los ensayos se realizan con una buena filtración del aceite proporcionada por un sistema de filtración multipaso de alta eficiencia $\beta_{x(c)} = 3$ (o superior). Con este filtrado pueden esperarse códigos de limpieza ISO 4406: -/13/10 a -/14/11. Considerando la gama de diámetros medios de los rodamientos sometidos a ensayo, el factor η_c esperado resultante de este tipo de ensayos con película lubricante completa debería estar entre 0,8 y 1.
- Ensayos de obturaciones de filtrado, fig. 5b. Pruebas de vida en las que el aceite se ha contaminado previamente con una cantidad fija de partículas metálicas duras (750 HV). Las partículas de contaminación normalmente se distribuyen en una gama de tamaños de 25 a 50 micras. El aceite se deja fluir alrededor del rodamiento ensayado, que está provisto de obturaciones de caucho. Las obturaciones proporcionan un efecto de filtrado, y sólo una cantidad limitada de partículas de pequeño tamaño puede penetrar por las ob-

turaciones, contaminando de este modo el rodamiento. Los ensayos de este tipo pueden clasificarse como de una contaminación ligera (baño de aceite, códigos ISO 4406: -/15/12 a -/16/13). Bajo las condiciones de ensayo dadas, el factor η_c esperado de este tipo de ensayos puede estar entre 0,3 y 0,5.

- Ensayos precontaminados, fig. 5c. La prueba se inicia con 30 minutos de funcionamiento de un sistema de circulación de aceite contaminado con una cantidad fija de partículas metálicas duras (~750 HV, gama de tamaños entre 25 y 50 micras). Después de este período de rodaje en condiciones de contaminación, el rodamiento se prueba en condiciones de limpieza estándar. Este procedimiento ha demostrado ser muy efectivo para producir patrones de indentación repetibles, es decir, indentaciones predefinidas en los caminos de rodadura del rodamiento. Bajo las condiciones dadas, este tipo de ensayo se clasifica como típico para contaminación severa (baño de aceite, códigos ISO 4406: -/17/14 a -/19/15). El valor η_c esperado para este tipo de ensayo de resistencia puede estar entre 0,01 y 0,3.

En las figs. 5a, 5b y 5c puede observarse que los puntos de datos experimentales son de un número limitado, y por lo tanto no pueden mostrar una tendencia clara en compa-

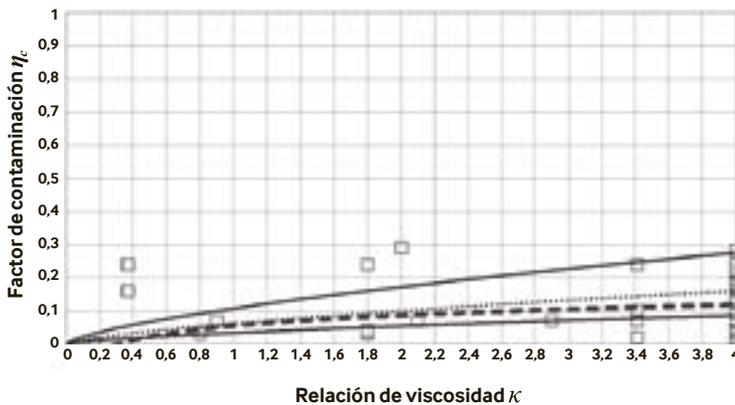


Fig. 5c: comparación del factor de contaminación η_c obtenido de pruebas de vida de rodamientos (símbolo cuadrado) y las curvas η_c correspondientes (líneas continuas) obtenidas de la ecuación (11), rodamientos con un diámetro medio $d_m = 25 - 100$ mm (curva inferior y superior). Resultados de pruebas de vida de rodamientos de rodaje precontaminados (condición relacionada con una contaminación de típica a severa, comparable con ISO 4406 -/17/14 a -/19/15). La línea de trazos gruesa es una línea de tendencia (ajuste de curvas de los puntos de datos experimentales, imponiendo el punto de origen). La línea de puntos gris (sobre la línea de tendencia) es la curva correspondiente de la ecuación (11).

ración con el modelo de ingeniería η_c de la ecuación (11). No obstante, puede apreciarse una coincidencia bastante satisfactoria entre los valores medios de los puntos relacionados con los tres niveles de clasificación de limpieza diferentes usados en las pruebas de vida de los rodamientos y el factor de contaminación η_c obtenido usando el modelo de ingeniería simple de la ecuación (11). De hecho, la línea de tendencia insertada de los puntos de datos experimentales demuestra estar bien alineada con la curva correspondiente η_c de los tres casos examinados. También queda claro que es difícil evaluar a fondo la respuesta del modelo basándose solamente en datos experimentales, debido a la dispersión inherente mostrada por los resultados de la vida a fatiga. En consecuencia, el apoyo teórico proporcionado por la ecuación (10) es esencial para el desarrollo del modo de ingeniería simplificado η_c de la ecuación (11).

4. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Se ha presentado la metodología básica para la derivación del factor de lubricación η_b y el factor de contaminación η_c usado en la vida nominal de los rodamientos. Se ha mostrado que puede aplicarse una teoría básica simple de micro-EHL para evaluar ambos factores. La teoría se basa en la aplicación de presiones micro-EHL y en la evaluación paramé-

trica de la integral de tensiones de volumen de Ioannides-Harris relacionada con condiciones de suavidad/ indentación de superficies de rodamientos reales. La estimación de la integral de tensiones de fatiga relacionada con el volumen se basa en un esquema de cálculo numérico de FFT de las tensiones de la superficie y subsuperficie del contacto rodante.

Este método es particularmente apropiado para abordar los tipos especiales de campos de tensiones generados durante el rodaje excesivo de las indentaciones en los rodamientos. Una importante característica del cálculo de las tensiones del contacto rodante es la inclusión del efecto de la película lubricante en la respuesta elástica de las asperezas de la superficie durante el rodaje excesivo. Esto conduce a un pronóstico más realista del campo de tensiones de la subsuperficie en caso de variación de las condiciones de lubricación del contacto rodante. Usando el esquema de cálculo antes descrito se realiza una evaluación de las ecuaciones usadas por estándares de rodamientos para estimar el factor de lubricación y contaminación. Pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1. Tal como muestran las ecuaciones (4) y (10), el efecto previsto de la contaminación sobre la vida del rodamiento depende de la carga. Esto difiere de los modelos cionales bibliografía disponible, pero está en línea con

la experiencia general. La comparación entre el presente modelo y experimentos con rodamientos completos de las figs. 5a, 5b y 5c valida este efecto.

2. La teoría básica del factor de lubricación η_b y el factor de contaminación η_c muestra claramente que la calidad de la película de aceite y las condiciones de limpieza del lubricante son características importantes de funcionamiento del rodamiento. Para un pronóstico realista de la vida prevista de los rodamientos es esencial realizar una caracterización adecuada de esos factores. ■

Por Antonio Gabelli, Guillermo Morales-Espejel y Stathis Ioannides, SKF Engineering Research Centre, Nieuwegein, Países Bajos.

Bibliografía

- [1] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., *An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
- [2] International Standard: *Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life, ISO 281: 2007*.
- [3] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Tribol. Trans., vol. 51, págs. 428 a 445, 2008.
- [4] Morales-Espejel G. E., A. Gabelli, Ioannides E., *Lubricación y contaminación. Efectos en la vida de los rodamientos, parte 1 – SKF Evolution* n.º 2-2010.
- [5] Ioannides, E., y Harris, T. A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, págs. 367 a 378, 1985.
- [6] Morales-Espejel, G. E., Lugt, P. M., Van Kuilenburg, J., Tripp, J. H., *Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts*, STLE Tribology Transaction vol. 46, págs. 260 a 272, 2003.
- [7] Tripp, J. H., Van Kuilenburg J., Morales-Espejel G. E., Lugt, P. M., *Frequency Response Functions and Rough Surface Stress Analysis*, STLE Tribology Transaction, vol. 46, págs. 376 a 382, 2003.
- [8] Venner, C. H., y Lubrecht, A. A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
- [9] Greenwood, J. A., y Morales-Espejel, G. E., *The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts*, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, págs. 121 a 132, 1994.
- [10] Gabelli A., Kerrigan A. M., de Blic E., *HN treated rolling bearings for extended service life in: Progress in Heat Treatment and Surface Engineering*, Proceedings of the fifth ASM Heat Treatment Conference, Mittemeijer, E. J. y Grosch, J., Ed., junio de 2000, Gotemburgo, Suecia.