

DISEÑO AVANZADO DE CIGÜEÑALES Y COJINETES DE FRICCIÓN DE MOTORES ALTERNATIVOS

Elena Galindo

I+D y Departamento de Ingeniería de Producto, COJINETES DE FRICCION, S. A. Ctra. de Andalucía, km 13.6, 28906 GETAFE, Madrid, Spain. Tel: +34-1-6653200.

Fax: +34-1-6829198

Manuel Valdés

José María López

INSIA (Instituto Universitario de Investigación del Automóvil - University Automobile Research Institute). c/ José Gutiérrez Abascal, 2. 28006 Madrid, Spain. Tel: +34-1-3363156. Fax: +34-1-3363006.

Resumen: *En este trabajo se comparan dos métodos para analizar el comportamiento de cigüeñales y cojinetes de apoyo de bancada de motores policilíndricos. El primer método, denominado estáticamente determinado, es el que se ha empleado en la industria del motor durante los últimos treinta años. El segundo método, denominado estáticamente indeterminado, combina el cálculo hidrodinámico con el cálculo estructural por elementos finitos y suministra resultados más precisos con un número menor de hipótesis simplificadoras. El nuevo método permite además el diseño de cigüeñales más ligeros, siendo posible efectuar cálculos de vida a fatiga y análisis tensionales detallados en el cigüeñal.*

1 INTRODUCCION

Los cojinetes de cabeza de biela y de apoyo de bancada son, probablemente, los elementos más analizados de todos los que intervienen en el sistema de lubricación de un motor de automoción. La mayoría de los fabricantes de cojinetes y motores emplean programas de cálculo, conjuntamente con su experiencia en servicio, para establecer los objetivos de diseño en cuanto a espesor mínimo y presión de película lubricante.

En los últimos años se han realizado esfuerzos importantes para aproximarse al comportamiento real del cojinete, incorporando al cálculo las técnicas más modernas de análisis estructural y reduciendo el número de hipótesis simplificadoras empleadas. En esa línea se enmarca la colaboración que, a través de sucesivos acuerdos, han mantenido el Departamento de I+D de Cojinetes de Fricción S.A. y el Instituto Universitario de Investigación del Automóvil (INSIA) de la Universidad Politécnica de Madrid. Fruto de esa colaboración ha sido el desarrollo conjunto de varios modelos para el cálculo y el diseño de cojinetes de fricción.

El modelo que hace el objeto de este trabajo permite, además del cálculo del cojinete como componente aislado, el del comportamiento integrado del conjunto cigüeñal-cojinete en condiciones dinámicas. El modelo se puede utilizar en aplicaciones diversas como el estudio del efecto de borde en los cojinetes de bancada o el cálculo de la seguridad ante el fallo por fatiga en cigüeñales de motores policilíndricos.

2 CÁLCULO HIDRODINÁMICO

El punto de partida de cualquier estudio relacionado con la lubricación es la resolución de la ecuación de Reynolds [1], propuesta por Sir Osborne Reynolds en 1886. La ecuación de Reynolds no admite una solución analítica general. Se han obtenido soluciones analíticas aproximadas utilizando analogías eléctricas, métodos numéricos y métodos gráficos. Una de las aproximaciones más interesantes es el “método de la movilidad”, cuyo primer planteamiento fue formulado por Booker [2] y sobre el que han propuesto otras soluciones autores como Goenka [3].

En esencia, el método de la movilidad parte del conocimiento del diagrama polar de los esfuerzos aplicados sobre el cojinete y permite calcular el diagrama de excentricidad, el diagrama de presión en la película de aceite y otras variables asociadas como el caudal de aceite necesario o la potencia consumida en fricción. El diagrama polar (figura 1) representa la variación de la fuerza resultante que actúa sobre el cojinete a lo largo del ciclo del motor.

ENGINE: 94-1
 BEARING: 64 and
 ENGINE SPEED: 3600 1/min
 Pmax: 110 Bar
 Fmax: 60494.00 N (300)
 Fmean: 14307.00 N
 SCALE: F/Fmax
 LOAD ANGLE: CLOCKWISE

VERTICAL CENTER LINE:
 CON. ROD. CENTER LINE FOR ROD BEARING
 ENGINE CENTER LINE FOR MAIN BEARING
 ORIGIN: INTAKE STROKE TDC

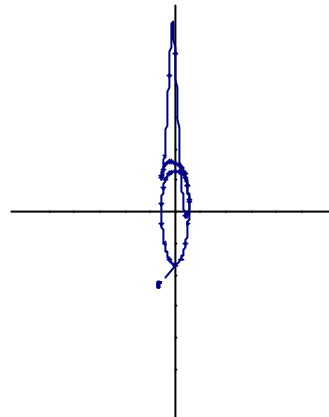


Fig. 1: Diagrama polar de esfuerzos sobre un cojinete de cabeza de biela.

El diagrama de excentricidad (figura 2) representa la trayectoria que, a lo largo de un ciclo, sigue el centro del eje al desplazarse en la holgura existente entre el eje y el cojinete. El diagrama de excentricidad suministra información sobre la variación del espesor de película de lubricante a lo largo del ciclo, de cuyo valor dependen factores importantes como el desgaste, el sobrecalentamiento, las pérdidas por fricción, los caudales de aceite, etc. El diseño de cojinetes de fricción en motores alternativos debe ser tal que, en condiciones de lubricación hidrodinámica, el espesor mínimo de película a lo largo de un ciclo no sea menor que un determinado valor de seguridad

ENGINE: 94-1
 BEARING: 64 and
 ENGINE SPEED: 3600 1/min
 Pmax: 110 Bar
 Hmin: 1.002 mm (0.04)
 RADIUS: RADIAL CLEARANCE
 LOAD ANGLE: CLOCKWISE

VERTICAL CENTER LINE:
 CON. ROD. CENTER LINE FOR ROD BEARING
 ENGINE CENTER LINE FOR MAIN BEARING
 ORIGIN: INTAKE STROKE TDC

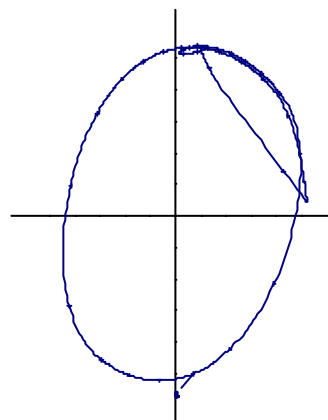


Fig. 2: Diagrama de excentricidad de un cojinete de cabeza de biela

El diagrama de presión de película (figura 3) representa la variación de la presión en la película lubricante en el cojinete para cada grado del ciclo, y determina la resistencia mecánica y la resistencia a la fatiga que debe poseer el cojinete para tener un comportamiento satisfactorio. El diagrama de presión se puede utilizar también para determinar la posición idónea de los taladros de lubricación, tanto en el eje como en el cojinete, para garantizar una circulación adecuada del aceite.

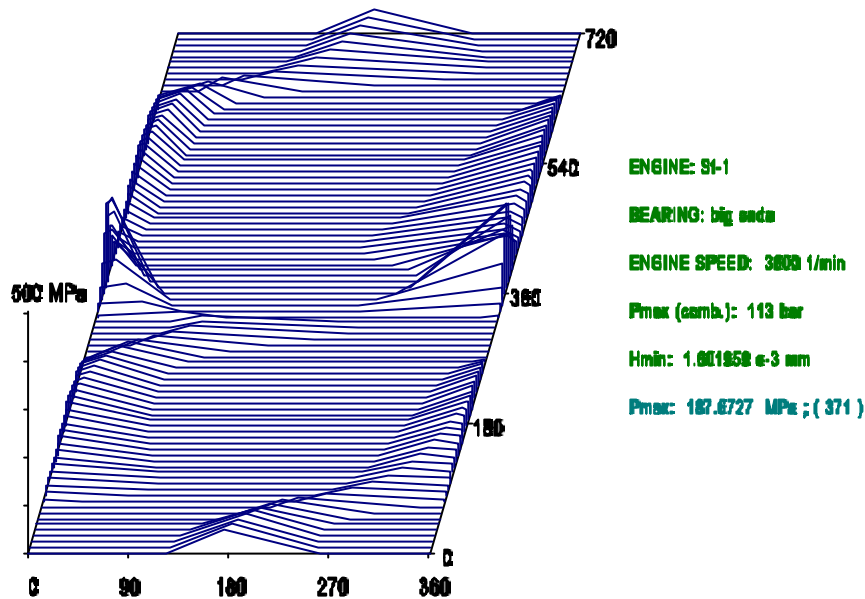


Fig. 3: Diagrama de presión de película lubricante correspondiente a un cojinete de cabeza de biela

3 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LOS COJINETES DE APOYO DE BANCADA

Los esfuerzos aplicados sobre un cojinete de cabeza de biela son relativamente simples de calcular, ya que dependen de factores conocidos como la inercia de las masas en movimiento y la presión de los gases ejercida sobre el pistón.

Las cargas que aparecen en los cojinetes de apoyo de bancada reaccionan sobre el cigüeñal contra las anteriores. Su determinación es más complicada, ya que el cigüeñal es una estructura flexible con un elevado grado de hiperestaticidad, por lo que la reacción en un cojinete de apoyo dado depende de los esfuerzos aplicados sobre toda la estructura, con coeficientes de influencia desconocidos a priori. Además, esos esfuerzos son variables en magnitud y dirección a lo largo del ciclo del motor.

El cálculo de las reacciones en los apoyos de bancada se puede abordar mediante dos procedimientos: el primero considera isostático al cigüeñal, lo que permite aplicar, sacrificando la precisión, un método de cálculo determinado; el segundo mantiene la hiperestaticidad y utiliza un procedimiento indeterminado para el cálculo de las reacciones.

3.1. MÉTODO DETERMINADO

En el método estáticamente determinado se supone que el cigüeñal está simplemente apoyado en el centro de cada uno de sus gorriones de apoyo. De ese modo, la reacción de un cojinete de bancada dado depende únicamente de los esfuerzos aplicados en los codos adyacentes a ese apoyo. El método determinado no es por tanto aplicable a cigüeñales en los que la rigidez (o la flexibilidad) sea un parámetro de diseño importante.

3.2. MÉTODO INDETERMINADO

El método indeterminado se basa en la resolución secuencial de la ecuación estructural del cigüeñal, escrita en términos de coeficientes de influencia, y de la ecuación de Reynolds, utilizando para esta última el método de la movilidad. La ecuación estructural del cigüeñal se puede escribir de la forma:

$$(F_c) = (K_c) (u_c) \quad (1)$$

en donde (F_c) es el vector de las fuerzas (acciones y reacciones) que actúan sobre el cigüeñal en las muñequillas y en los apoyos de bancada, (K_c) es la matriz de rigidez del cigüeñal y (u_c) el vector de desplazamientos de las muñequillas y los apoyos.

De forma más desarrollada, la ecuación (1) se transforma en:

$$(R_a) = (K) (u_a) + (T) (F_m) + (C) \dot{\omega}^2 \quad (2)$$

donde:

(R_a) es el vector de las reacciones ejercidas por los cojinetes sobre los gorriones de apoyo del cigüeñal, y es el objetivo del cálculo.

(F_m) es el vector de los esfuerzos aplicados por las bielas en las muñequillas.

(u_a) es el vector de los desplazamientos de los apoyos de bancada.

$\dot{\omega}$ es la velocidad angular del cigüeñal.

(K) , (T) y (C) son las matrices de coeficientes de influencia de rigidez, transmisibilidad y esfuerzos centrífugos respectivamente. Esas matrices se obtienen aplicando convenientemente esfuerzos, desplazamientos y giros a un modelo de cigüeñal por elementos finitos como el de la figura 4.

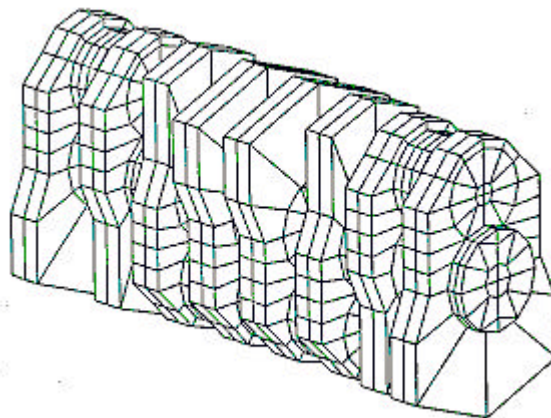
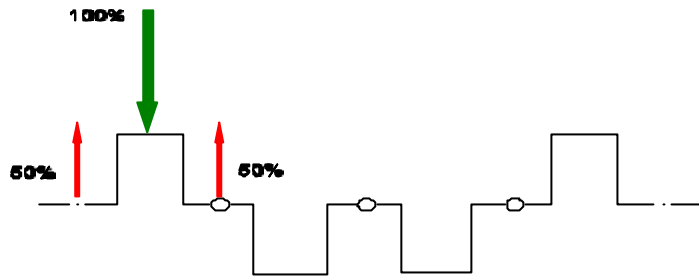


Fig. 4: Malla de elementos finitos del cigüeñal

La figura 5 ilustra la diferencia entre los dos métodos en relación con las reacciones que un esfuerzo aplicado sobre una muñequilla provoca en los diferentes apoyos de bancada de un cigüeñal de un motor de cuatro cilindros en línea.

Un tratamiento completo del tema puede encontrarse en Law /4/ , López /5/ y Galindo /6/.

STATICALLY DETERMINATE METHOD



STATICALLY INDETERMINATE METHOD

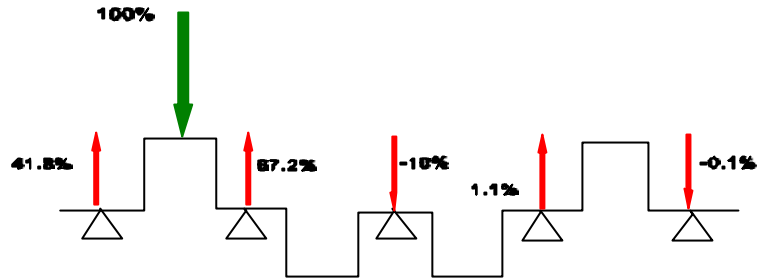


Fig. 5: Transmisibilidad de esfuerzos en los métodos determinado e indeterminado

3.3 RESULTADOS DE LOS MÉTODOS DETERMINADO E INDETERMINADO

Se ha realizado un estudio comparativo de los resultados obtenidos con ambos métodos al aplicarlos al cálculo de los cojinetes de bancada de un motor diesel turboalimentado de cuatro cilindros en línea. Los valores de esfuerzo máximo (F_{\max}), espesor mínimo de película (h_{\min}) y presión máxima en la película (P_{\max}) para los tres primeros apoyos de bancada, en las condiciones operativas de par máximo (M_{\max} : 265 Nm, 2000 min⁻¹) y potencia máxima (N_{\max} : 87 kW, 3600 min⁻¹) se presentan en la tabla I.

		Condiciones operativas: PAR máximo			Condiciones operativas: POTENCIA máx.		
COJINETE		F_{\max} (N)	h_{\min} (μm)	P_{\max} (MPa)	F_{\max} (N)	h_{\min} (μm)	P_{\max} (MPa)
Apoyo 1	Det	38247	2,78	97	32241	3,55	62
	Indet	30981 (-19,0%)	3,30 (+18,5 %)	72 (-25,8 %)	24669 (-23,5%)	3,68 (+3,8%)	44 (-29,3 %)
Apoyo 2	Det	41986	2,29	123	40130	3,29	100
	Indet	56165 (+33,8%)	1,86 (-19,1 %)	177 (+44,0%)	54261 (+35,2%)	2,77 (-16,0%)	144 (+43,6 %)
Apoyo 3	Det	35584	2,57	86	23616	2,39	37
	Indet	37670 (+5,9%)	2,94 (+14,3 %)	94 (+10,3 %)	20117 (-24,8%)	2,43 (+1,6%)	40 (+8,6 %)

Tabla 1: Valores extremos de los principales parámetros de lubricación de los tres primeros cojinetes de bancada de un motor diesel de cuatro cilindros en línea ofrecidos por los métodos estáticamente determinado e indeterminado

Las figuras 6 y 7 comparan los diagramas polares y de excentricidad obtenidos mediante la aplicación de ambos métodos al cálculo del primer apoyo de bancada en las condiciones de par y potencia máximas.

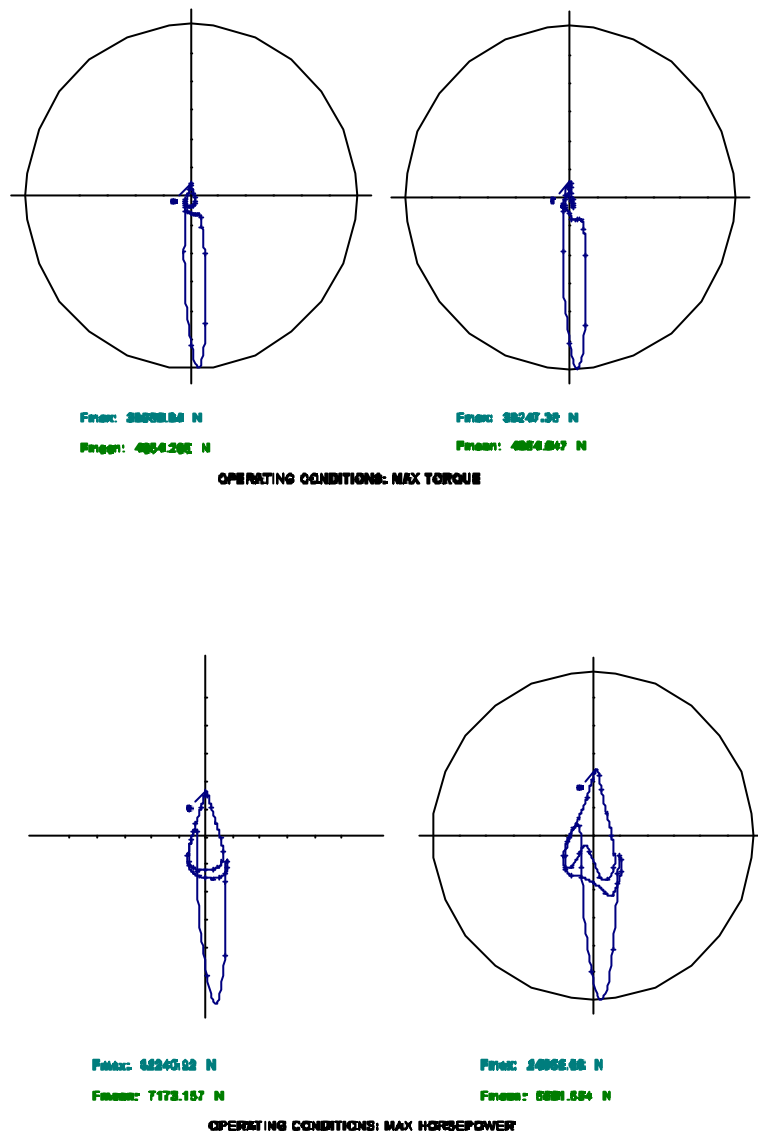


Fig. 6: Diagramas polares del apoyo 1 según los métodos determinado (izda) e indeterminado (dcha)

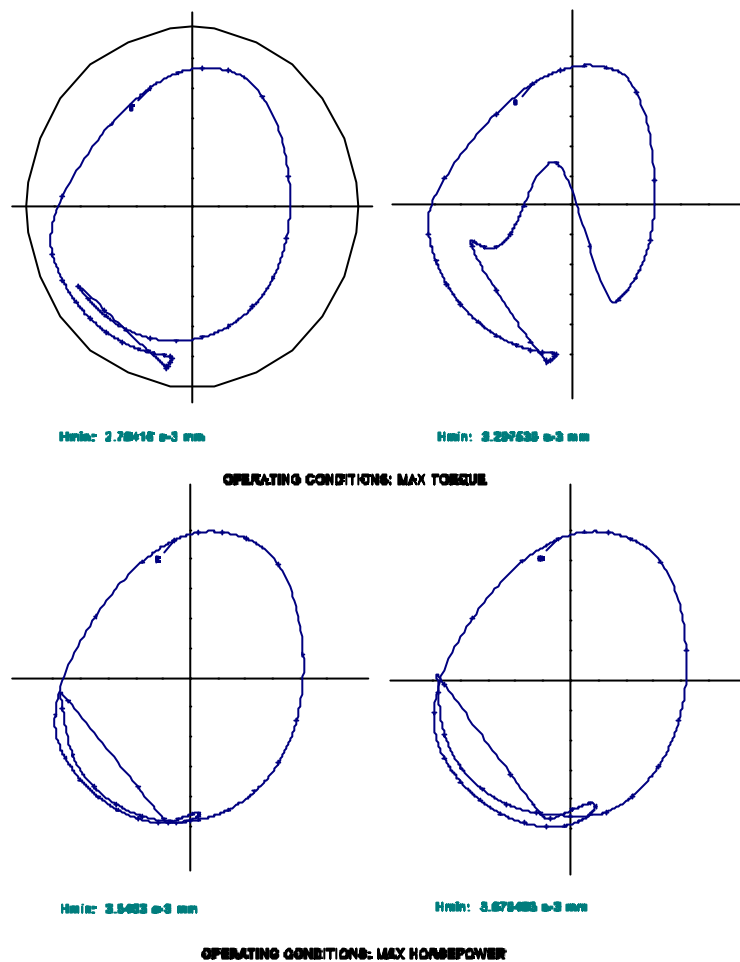


Fig. 7: Diagramas de excentricidad del apoyo 1 según los métodos determinado (izda) e indeterminado (dcha)

Se puede apreciar la influencia de la combustión de cilindros no adyacentes al apoyo considerado en los diagramas obtenidos con el método indeterminado. Lógicamente, el efecto sobre la curva polar será más acusado cuanto mayor sea el lazo de inercia (mayor régimen de giro), mientras que el diagrama de excentricidad experimentará mayores modificaciones al disminuir el régimen de giro.

En general, el método indeterminado y el determinado ofrecen resultados similares para los apoyos extremos, ya que éstos están influenciados en gran medida por sus cilindros adyacentes 1 y 4. La influencia de la flexibilidad del cigüeñal se acentúa para los apoyos intermedios, obteniéndose con el método indeterminado mayores valores de fuerza máxima y menores valores de espesor de película. Con respecto a los resultados obtenidos para el apoyo central, en general los valores extremos de los parámetros analizados con ambos métodos no difieren de forma considerable.

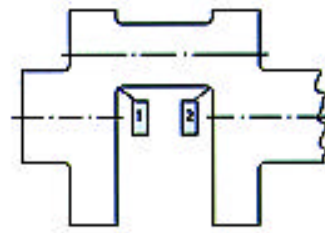
4 CÁLCULO TENSIONAL EN EL CIGÜEÑAL

A semejanza de la ecuación (1), el estado tensional en un punto determinado del cigüeñal vendrá dado por la siguiente expresión, denominada ecuación estructural en tensiones:

$$(S) = (Kó)(ua) + (Tó)(Fm) + (Có)ü^2 \quad (3)$$

en donde (S) es el vector de las tensiones en los diferentes puntos de cálculo y (Kó), (Tó) y (Có), cuya dimensión depende de la de (S), son los equivalentes en tensiones de las matrices (K), (T) y (C) en reacciones, y se obtienen también aplicando el método de los elementos finitos.

En la figura 8 se muestran, a modo de ejemplo, los diagramas de tensión equivalente (óe) - ángulo de giro del cigüeñal (á) en los acuerdos del brazo número 1 del cigüeñal.



$$(S) = [T_v] (F_v) + [K_v] (U_v) + (C_v) \omega^2$$

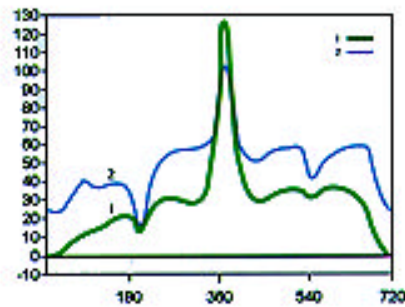


Fig. 8: Evolución de la tensión equivalente de Von Mises en los acuerdos del brazo n° 1 del cigüeñal

En ambos brazos, la tensión máxima tiene lugar en el PMS de combustión del cilindro 1. Las discontinuidades que se aprecian en la curva 180° antes y después de ese punto son debidas a la combustión de los cilindros 2 y 3 (orden de encendido 1-3-4-2), y se aprecian con mayor nitidez en el brazo más cercano a esos cilindros. Esas discontinuidades no aparecen lógicamente, si el análisis se lleva a cabo utilizando el método determinado.

El conocimiento de la evolución de las tensiones en cada uno de los radios de acuerdo de las diferentes secciones críticas del cigüeñal permite calcular las tensiones media y alternada en cada punto y, por tanto, el valor del coeficiente de seguridad ante el fallo por fatiga mediante el criterio modificado de Goodman.

Otra aplicación del método indeterminado es el conocimiento, para cada ángulo del cigüeñal, de su **línea elástica**, lo que permite estudiar el efecto de borde en aquellas situaciones en las que una gran flexibilidad del cigüeñal pudiera ocasionar contactos esporádicos entre el gorrón y los bordes laterales de los cojinetes.

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado un método avanzado para el cálculo de cigüeñales y cojinetes de fricción de motores de combustión interna alternativos.

El método indeterminado se ofrece como una herramienta válida para el diseño de cigüeñales y cojinetes de fricción, y permite un acercamiento al cálculo del comportamiento real de los mismos.

En general, los resultados suministrados por el método indeterminado permiten utilizar criterios más amplios en la selección de los parámetros de diseño fundamentales.

Otros aspectos no tenidos en cuenta en el modelo, como la deformación elástica de los propios cojinetes de bancada o la consideración de la rigidez del bloque de cilindros, permitirían un conocimiento más preciso del comportamiento integrado del conjunto cigüeñal-cojinetes.

6 REFERENCIAS

1. Reynolds, O. "Theory of Lubrication", Part I, Phil. Trans. Roy. Soc., London 1886
2. Booker, J.F. "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution", Journal of Basic Engineering, Sept. 1965
3. Goenka, P.K. "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings", Journal of Tribology, Vol. 106, 1984
4. Law, B. "Crankshaft Loading and Bearing Performance Analysis", Design and Applications in Diesel Engineering, Edited by Haddad, S. and Watson, N., Ellis Horwood, 1984
5. López, J.M. "Influencia de la flexibilidad del cigüeñal en el comportamiento hidrodinámico de los cojinetes de fricción de motores" Tesis Doctoral, U.P.M. Julio 1993
6. Galindo, E. "Estudio comparativo de los métodos estáticamente determinado e indeterminado para el cálculo de los principales parámetros de lubricación de los cojinetes de bancada de un motor de combustión interna alternativo" Master en Ingeniería de los Vehículos Automóviles, U.P.M. 1994