

Estudio de la dinámica del cigüeñal de un motor diesel de 16 cilindros en V a 60° : Implicaciones en las causas de rotura.

José A. Becerra Villanueva⁽¹⁾, Feo. Fernández Vacas⁽²⁾, Miguel Torres García⁽¹⁾, Juan J. Ruiz Marín[°], Feo. Jiménez Espadafor A.⁽¹⁾

*01 Grupo de Máquinas y Motores Térmicos. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla.
Av. Camino de los Descubrimientos sin 41092
Telf.:954486488 jabv@iesi.us.es.*

2JEndesa Generación. Calle Ribera del Loira 60, 28042 Madrid

Resumen

Este artículo analiza las causas de la rotura del cigüeñal de un motor diesel de cuatro tiempos de 16 cilindros en V a 60°, de potencia nominal 1500 kW a 1500 rpm. El análisis se ha desarrollado en tres etapas. En la primera fase se han evaluado con un modelo de elementos finitos las solicitaciones de tipo estático en la muñequilla. La segunda etapa consistió en el desarrollo de un modelo dinámico del sistema cigüeñal - acoplamiento - alternador y en el análisis de las solicitaciones de tipo dinámico. Finalmente se llevó cabo un análisis metalográfico del material. El trabajo ha permitido identificar de forma inequívoca la fatiga como causa de la rotura.

Palabras clave: análisis dinámico, cigüeñal, torsión, fatiga, elementos finitos

Abstract

This paper analyzes the causes of the breakage of the crankshaft of a four stroke diesel engine with 16 cylinders in V (60°). The nominal power is 1500 kW at 1500 rpm. The analysis has been developed in three steps. A static study through a finite elements program was the first step. The second part consisted in the development of a dynamic model of the crankshaft within the alternator. And finally a metallographic analysis of the material. The work has allowed to identify the fatigue like cause of the breakage.

Keywords: dynamic analysis, crankshaft, torsion, fatigue, finite elements

1. Introducción

En este trabajo se analizan las causas de la rotura del cigüeñal del motor de un grupo generador, a partir del estudio de las solicitaciones de trabajo del motor y del análisis metalográfico del cigüeñal.

Ha sido necesario desarrollar un modelo de combustión para estimar la evolución de la presión en el cilindro. Igualmente se ha utilizado un modelo de pérdidas mecánicas para determinar las pérdidas por fricción que afectan a la potencia desarrollada por el motor

y a la dinámica del sistema. Ambos modelos se han ajustado para que la potencia efectiva coincida con la nominal (1,5 MW a 1500 rpm; $P_{me} = 17,4$ bar.). Por otro lado, las cargas debidas a la inercia se evalúan de manera analítica.

En cuanto al estudio de las sollicitaciones sobre el cigüeñal, se han seguido dos estrategias correspondientes al modelo de cargas estacionario y dinámico

2. Cargas en el motor

Las cargas que actúan sobre el motor son de carácter dinámico, y se deben a la presión de los gases sobre la cadena cinemática y las paredes del cilindro, a la fricción existente en los diferentes pares cinemáticos, así como a las cargas de inercia por el carácter alternativo del mecanismo biela-manivela. En el modelo de combustión se considera que el gas que ocupa el volumen de la cámara de combustión, para todo ángulo de giro del cigüeñal, es homogéneo en presiones y temperaturas.

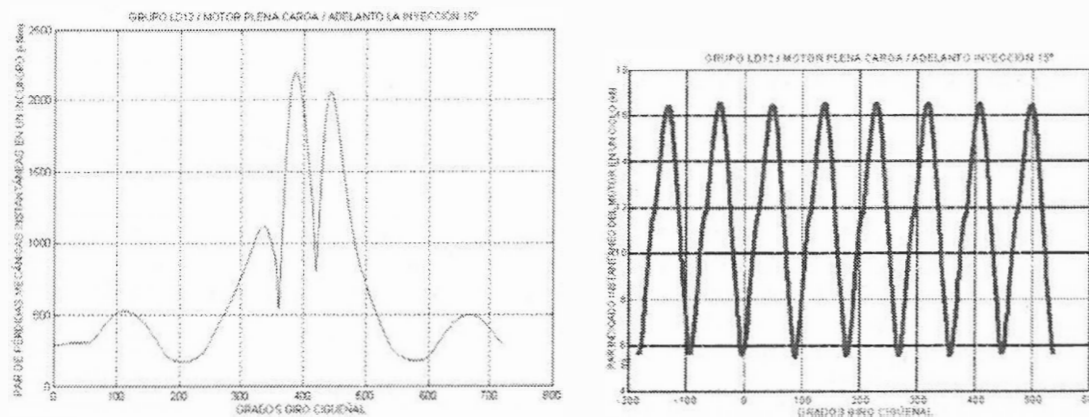


Figura 1. Par instantáneo debido a la fricción y total (fricción, gases e inercia)

La combinación de las cargas debidas a la combustión, la inercia y la fricción aplicadas en los 16 cilindros da lugar a la curva de par instantáneo que se muestra en la figura 1.

3. Modelo estacionario de sollicitaciones en el cigüeñal

Las fuerzas que debidas a la presión de los gases, la inercia y la fricción se desarrollan sobre las muñequillas del cigüeñal tendrán una componente radial y otra tangencial. La fuerza tangencial es la responsable del par motor generando cargas que provocan la

flexión en un plano normal al de la muñequilla y la torsión del cigüeñal. La carga radial provoca fundamentalmente flexión del cigüeñal en el plano que contiene la muñequilla.

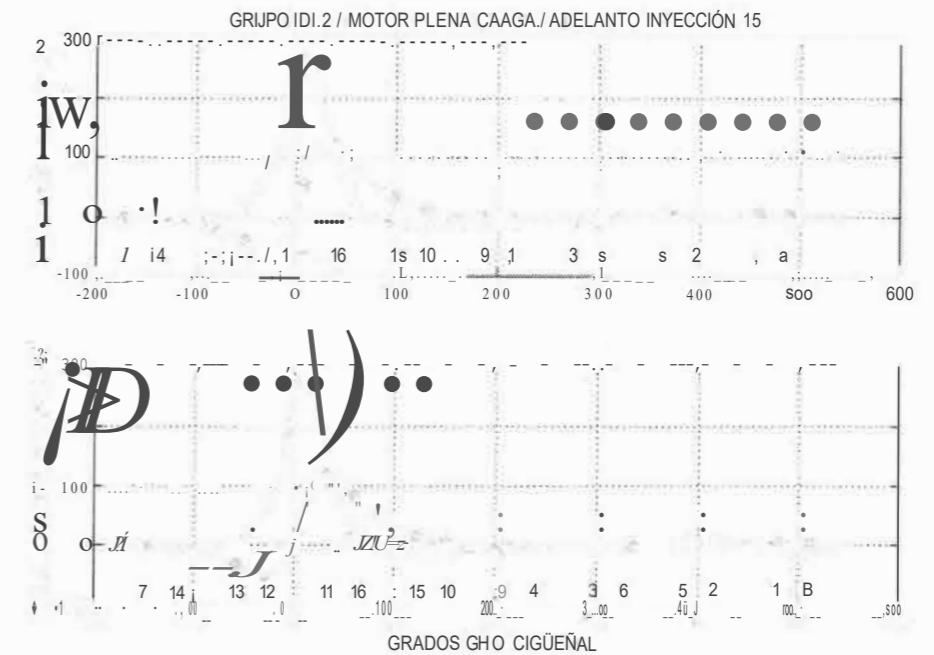


Figura 2. Magnitud de las cargas radial y tangencial sobre todas las muñequilla del cigüeñal para las cargas radial y tangencial máximas en el cilindro II

Al aplicar el diagrama de cargas de la figura 1, el ángulo de giro del cigüeñal que produce la carga radial máxima no coincide con el de la carga tangencial máxima. Esta situación se muestra en la figura 2, indicando los círculos azules el valor de la carga radial máxima y los verdes de la tangencial máxima para cada uno de los 16 cilindros, haciendo un total de 32 condiciones de carga. Los números situados justo debajo de cada círculo indican el cilindro en el que se está aplicando la fuerza máxima radial o tangencial, con la correspondiente ordenada en el cilindro mostrado.



Figura 3. Detalle del mapa de tensiones en la muñequilla y foto de la rotura

Las cargas anteriores se han aplicado a un modelo de elementos finitos del cigüeñal del motor. Para la resolución del modelo se impidió el desplazamiento radial en las zonas de apoyo del cigüeñal sobre el bloque, realizándose una resolución iterativa, consistente en la liberación en cada paso de la restricción, en aquellos nodos en que se observa una reacción irreal en el paso anterior, hasta asegurar que en ningún punto de dichas zonas se produjeron reacciones irreales. La figura 3 muestra un detalle de la distribución de tensiones donde se localiza la tensión máxima (42 MPa), que coincide con la zona de rotura como se observa en la fotografía adyacente.

4 Modelo dinámico de solicitaciones en el cigüeñal

Se ha desarrollado un modelo dinámico a partir de la geometría y las características de los materiales. La figura 4 muestra un esquema del modelo en el que se ha condensado el sistema. La referencia [1] describe claramente el modelo utilizado.

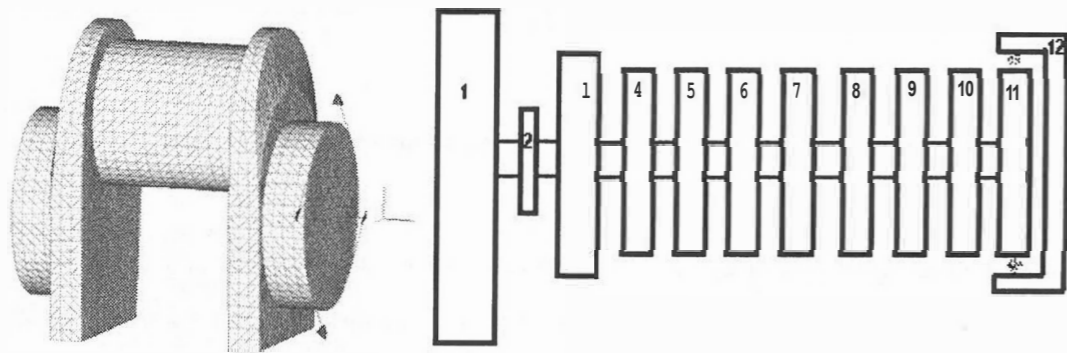


Figura 4. Modelo de elementos finitos desarrollado para la evaluación de las rigideces de los diferentes tramos del cigüeñal., Modelo masas-muelles-amortiguamientos del sistema.

Los datos de la inercia de los elementos se han evaluado a partir de las dimensiones del cigüeñal y de los diferentes elementos rotatorios de la cadena cinemática. La rigidez y la inercia de cada uno de los ocho tramos en los que se ha dividido el cigüeñal se han obtenido mediante modelos de elementos finitos. Para la resolución del modelo se impidió el desplazamiento radial en las zonas de apoyo del cigüeñal sobre el bloque.

No se ha considerado amortiguamiento en cada grado de libertad asociado al material, salvo en el grado de libertad 12 (amortiguador de vibraciones torsionales).

Con objeto de profundizar en el estudio del comportamiento dinámico del sistema, y para identificar las frecuencias naturales del mismo sin amortiguamiento se ha

modelado el sistema con excitación nula y sin amortiguamiento en primer lugar, de esta manera se localizan las frecuencias resonantes posibles y aquellas que resultan más graves para el funcionamiento de la planta. Seguidamente se ha completado el modelo anterior con la excitación y el modelo de pérdidas mecánicas. La solución del sistema de ecuaciones diferenciales permite estimar el desfase angular entre grados de libertad contiguos y con este desfase alimentar el modelo de EF del cigüeñal y estimar así las tensiones. El modelo se describe en la ecuación 1:

$$(\underline{J} + \underline{J}_{alter}) \ddot{\underline{\theta}} + \underline{C} \dot{\underline{\theta}} + \underline{K} \underline{\theta} = \underline{M}_{fricc.}(\underline{B}, \mu, dim.) + \underline{M}_{alternador} + \underline{M}_{indicado} \quad (1)$$

Siendo:

\underline{J} : Matriz de inercia del sistema asociada a los elementos que giran (kg m^2)

\underline{J}_{alter} : Matriz de inercia asociada a los elementos alternativos (kg m^2)

$\ddot{\underline{\theta}}$: Vector de aceleraciones de cada grado de libertad (rad/s^2)

\underline{K} : Matriz de rigidez del sistema (Nm/rad)

$\underline{\theta}$: Vector de giros de cada grado de libertad (rad)

\underline{C} : Matriz de amortiguamiento

$\dot{\underline{\theta}}$: Vector de velocidades de cada grado de libertad (rad/s)

$\underline{M}_{fricc.}$: Par de fricción para cada grado de libertad

$\underline{M}_{alternador}$: Par resistente en el alternador

$\underline{M}_{n,d,ca,d_o}$: Par indicado en cada grado de libertad por la presión en cada cilindro

Los resultados del modelo con excitación nula muestran las siguientes frecuencias naturales del sistema:

$$39 \quad 102 \quad 265 \quad 448 \quad 626 \quad 788 \quad 930 \quad 1040 \quad 1110 \quad 1225 \quad (\text{Hz})$$

Son las frecuencias más bajas las que pueden resultar más peligrosas por cuanto la excitación, la presión en cámara de cada cilindro y las cargas de inercia, contiene amplitudes significativas en estas frecuencias.

Del diagrama de Campbell (fig. 5) se deduce que el sistema opera próximo a la resonancia, estando la respuesta condicionada fundamentalmente por las dos primeras frecuencias naturales.

La importancia relativa del armónico en las tensiones del cigüeñal dependerá a su vez del desfase entre cilindros, del orden de encendido del motor y de la magnitud, siendo habitualmente más desfavorable aquel armónico para el que todos los cilindros se sitúan en fase. La figura 6 muestra el desfase para los armónicos 3° y 8°.

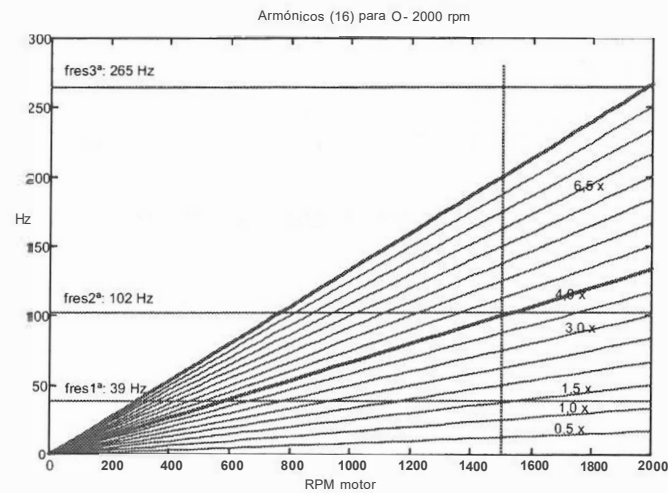


Figura 5. Diagrama de Campbell del sistema, con indicación de las tres primeras frecuencias naturales

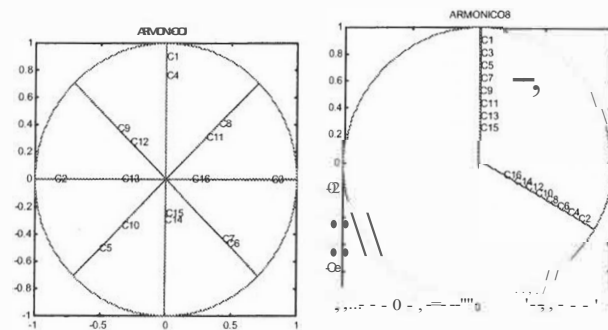


Figura 6. Diagramas de fase del motor para los armónicos 3° y 8°

La figura 7 muestra el ángulo de giro instantáneo de los grados de libertad del 4 al 11 del modelo excitado y el desfase angular instantáneo que soporta cada grado de libertad para la condición de carga nominal.

Se observa que el desfase angular máximo es de $0,2^\circ$. Imponiendo en el modelo de elementos finitos del cigüeñal un par en cada muñequilla que provoque dicho valor de giro se obtiene un valor de tensión máxima de 275 MPa, concentrado además en la zona de la rotura, como se observa en la figura 8. Para la resolución del modelo se impidió el desplazamiento radial en las zonas de apoyo del cigüeñal sobre el bloque.

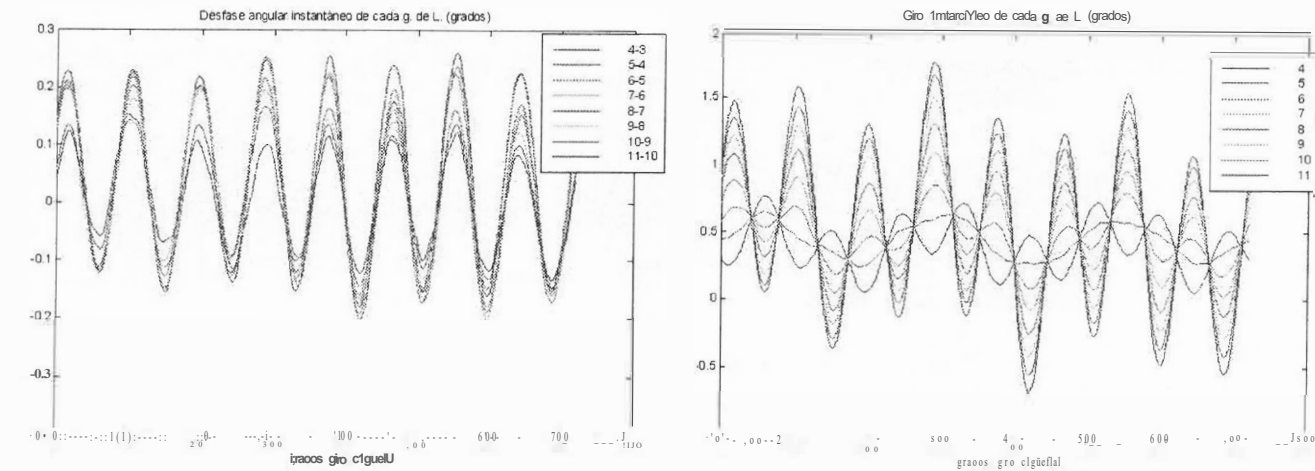


Figura 7. Giro instantáneo y desfase angular instantáneo de los grados de libertad 4 al 11

Para completar el estudio dinámico hay que incluir las cargas en las muñequillas debidas a la presión de los gases, pues si bien éstas han sido incluidas en cuanto al par que transmiten no lo han sido en lo que se refiere a las fuerzas aplicadas al cigüeñal.

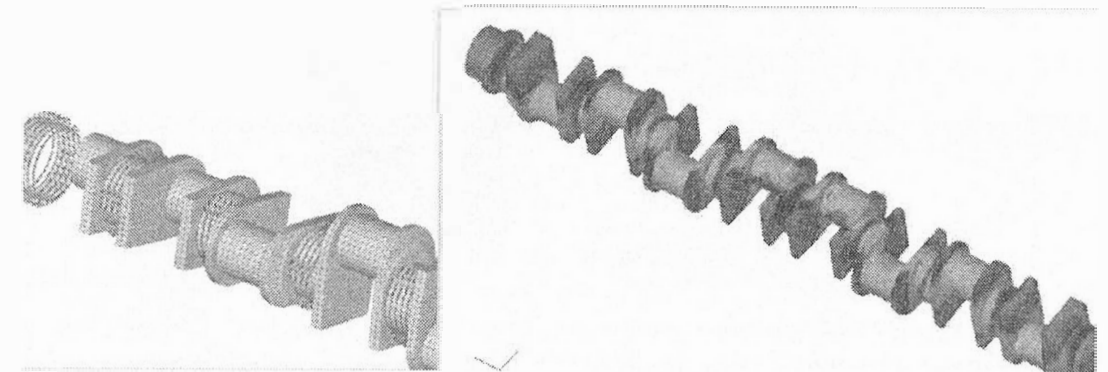


Figura 8. Esquema indicativo de los pares aplicados en cada grado de libertad y mapa de tensiones de von Mises, para los desfases angulares de la figura 7.

Este análisis se ha realizado igualmente pero no incrementan de manera apreciable las tensiones generadas por la dinámica a torsión del sistema, por lo que no se muestran.

5. Análisis metalográfico de la rotura

El aspecto de la rotura indica, sin ninguna duda, que ésta se ha producido por un fenómeno de fatiga del material. La evolución de las denominadas "marcas de playa" o "marcas de concha" que se observa en la figura 9 son inequívocas.

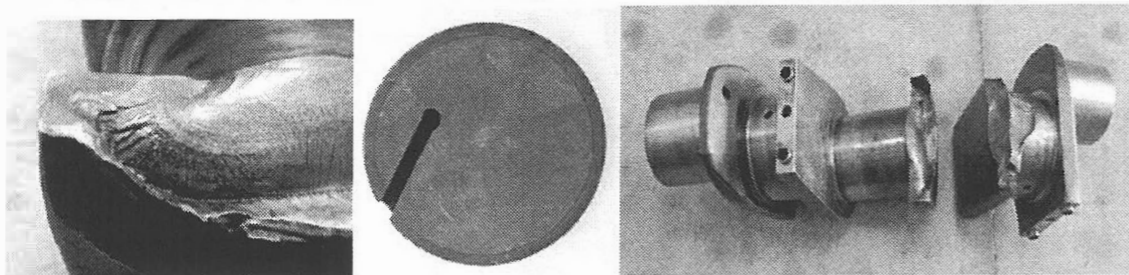


Figura 9. Detalles de la zona de la rotura y los dos tramos inspeccionados del cigüeñal

Con el objeto de estudiar el material del cigüeñal se ha analizado la estructura del mismo así como las características del temple. La figura 9 muestra la sección así como la dureza Vicker I.

En la zona I se puede distinguir un núcleo uniforme y un círculo periférico de tonalidad más oscura y distribución uniforme que se corresponde con la zona templada así como una progresión suave de ésta desde la capa templada exterior hasta el núcleo más dúctil.

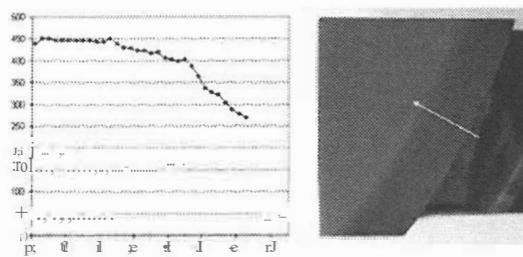


Figura 10. Dureza Vicker I a través de la capa templada. En ordenadas la dureza y en abcisas la profundidad del punto de medida en milímetros, siendo el 0,0 la superficie exterior del eje

6. Conclusiones

- Las solicitaciones máximas que soporta el cigüeñal en condiciones de servicio se deben fundamentalmente a los efectos dinámicos siendo la tensión máxima debida a

la dinámica del sistema del orden de 6 veces superior a la considerada en el análisis estático.

- La tensión máxima de von Mises estimada con el modelo de elementos finitos a partir del desfase máximo del modelo dinámico, e incluyendo las solicitaciones debidas a la carga radial y tangencial de cada muñequilla alcanza el valor de 280 MPa. Lo que permite concluir que el coeficiente de seguridad ante el esfuerzo nominal considerado es superior a 2.
- La zona del cigüeñal más solicitada es la comprendida entre los cilindros 8 y 16, la más cercana al alternador, moviéndose el punto de máxima tensión a lo largo de este tramo durante el ciclo de trabajo del motor. La rotura se ha producido en una de las muñequillas más solicitadas y el punto de inicio de la rotura coincide con aquél de cada muñequilla donde se alcanza la máxima tensión.
- El análisis de la superficie de rotura revela que ésta se ha producido por fatiga, siendo características las líneas "conchoidales" que muestran además el punto de inicio.
- Los ensayos de dureza y las fotografías al microscopio revelan una estructura homogénea del cigüeñal, con una composición y espesor de capa templada correcta.

7. Referencias

1. Lilly, specialist contributors, Diesel engine reference book, L.C.R., London, (1984)
2. M.J. Goodwin, Dynamics of rotor-bearing systems; Unwin Hyman, London, (1989)