

**BANCO DE PRUEBAS A FATIGA PARA CIGÜEÑALES****A FATIGUE TEST BENCH FOR CRANKSHAFTS**Fernando Gómez Berrezueta<sup>1</sup>, Felipe Sanchez Batallas<sup>2</sup>,<sup>1</sup> UIDE - Guayaquil Ecuador, <sup>2</sup> ITESM -Toluca-Méxicoemail: <sup>1</sup> magomezbe@uide.edu.ec, <sup>2</sup> felipe.andres.sanchez.batallas@gmail.com.*Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro VI Edición 2017, No.1 (19)***Resumen**

El presente trabajo muestra el proceso de desarrollo, construcción y evaluación de un prototipo para un banco de pruebas para probar cigüeñales a fatiga utilizando el método de resonancia. Se muestra a través de este documento el estado del arte de sistemas con esta aplicación, posteriormente se analiza un modelo simplificado basado en dicha revisión, se realizan pruebas sobre esta propuesta para evaluar el comportamiento dinámico que se espera obtener, así como para verificar la funcionalidad del sistema ante condiciones esperadas de trabajo.

A continuación, se propone un sistema con base en lo antes mencionado, para su posterior construcción. Una vez generada la primera versión del sistema, se evalúa con un cigüeñal propuesto, asociada al desarrollo del proyecto, con lo que se realiza el análisis modal y evaluación de esfuerzos para determinar la funcionalidad de dicha propuesta.

**Palabras Clave:**

Banco de pruebas, cigüeñales, fatiga, resonancia.

**Abstract**

This paper shows the process of development, construction and evaluation of a prototype for a test bench to test crankshafts to fatigue using the resonance method. This document shows the state of the art of systems with this application, then analyzes a simplified model based on this review, tests are carried out on this proposal to evaluate the dynamic behavior that is expected to be obtained, as well as to verify system functionality in the face of expected working conditions. then proposes a system based on the aforementioned, for further construction. Once the first version of the system is generated, it is evaluated with a proposed crankshaft, associated with the development of the project, thus performing the modal analysis and evaluation of strains to determine the functionality of that proposal.

**Keywords:**

Test Bench, Crankshafts, Fatigue, Resonance.

## 1. Introducción

Los metales en general presentan dos zonas principales en las cuales su comportamiento está definido, la zona elástica y la zona plástica. En la primera, la deformación unitaria del material es lineal y proporcional a la carga aplicada sobre éste, este parámetro se puede relacionar a su vez con el esfuerzo inducido sobre el espécimen de prueba a través del módulo de elasticidad (E). Toda deformación realizada dentro de esta región se recupera al retirar la carga volviendo el material a las condiciones dimensionales iniciales. La zona elástica está delimitada por el esfuerzo de cedencia que representa el esfuerzo máximo que le material es capaz de soportar antes de deformarse permanentemente.

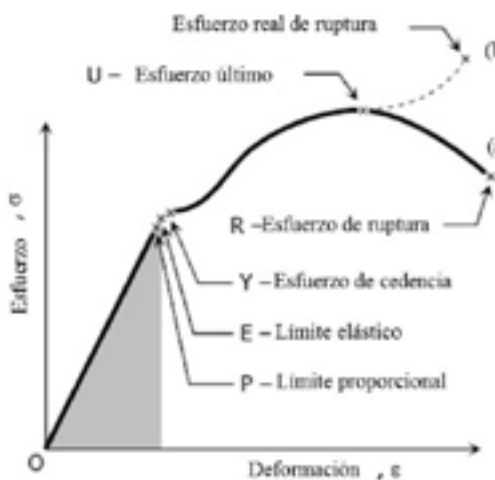


Figura 1. Curva esfuerzo-deformación para un acero típico. (a) Ingenieril. (b) Real.

En la Figura 1 se muestran las dos curvas características del material: a) la curva ingenieril muestra el comportamiento de esfuerzos sobre la sección de prueba tomando un área constante, y, b) la curva real mostrando el esfuerzo sobre el material considerando la reducción en área durante la prueba.

### Límite de fatiga

En muchas aplicaciones los componentes metálicos sometidos a esfuerzos cíclicos o repetitivos se rompen por la fatiga que sufren debido a un esfuerzo mucho menor de lo que la pieza puede soportar durante la aplicación de un esfuerzo estático sencillo. Normalmente las fallas se producen en un punto de concentración de esfuerzos o en alguna zona que presente una

imperfección en el material [5]-[13].

En la Figura 2 podemos ver el comportamiento en fatiga de los materiales, notamos que las aleaciones ferrosas presentan una respuesta estable al llegar a más de  $10E+6$  ciclos, sin embargo, la aleación no ferrosa continúa decrementando el esfuerzo necesario para producir una falla en el material a medida que los ciclos se incrementan. El límite de fatiga en un metal ferroso se determina normalmente entre  $10E+6$  y  $10E+10$  ciclos [5].

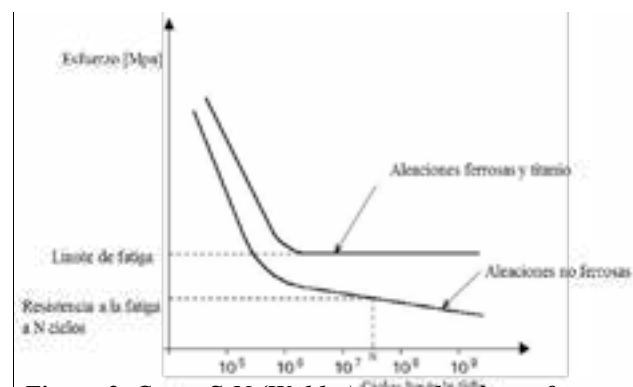


Figura 2. Curva S-N (Wöhler) para aleaciones ferrosas y no ferrosas. Momento flector.

### Concentración de esfuerzos

Al analizar elementos estructurales es común encontrarse con geometrías sin irregularidades, sin embargo, al diseñar flechas o vigas para servicio es común que surja la necesidad de acoplar baleros, poleas, engranes, existiendo la necesidad de modificar la geometría con el fin de permitir el posicionamiento adecuado de los componentes. Las zonas con estas características son conocidas como concentradores de esfuerzos. Las discontinuidades en la flecha producen una variación en los esfuerzos en las zonas aledañas, por ello los valores pronosticados en estas zonas no capturan el comportamiento correcto [10].

### Cigüeñal

Es un componente que forma parte fundamental del motor de combustión interna ya que es el encargado de convertir el movimiento alternante lineal, producido en los cilindros del motor debido a la quema de combustibles, en un movimiento rotacional que posteriormente es transmitido hasta las llantas del vehículo.

## Métodos para pruebas de fatiga sobre cigüeñales

Se reportan tanto en literatura como en folletos de empresas especializadas diversos equipos para probar la resistencia de cigüeñales, de lo hallado la diferencia medular es la forma en la que la que el momento es inducido. La Tabla 1 resume las principales características de los sistemas encontrados.

Tabla 1. Métodos hallados para realización de pruebas de fatiga

Método	Ventajas	Desventajas	Actuadores	Frecuencia de operación
Esfuerzo mecánico	Fácil implementación	Tiempo prolongado	Hidráulico	4-6 Hz
Vibración	Tiempo de prueba corto	Requiere disco específicos y sistema control	Electromagnético	40-60 Hz

El método de esfuerzo mecánico consiste en un arreglo que retenga el cigüeñal o una sección de éste, con un actuador acoplado a un extremo libre de la pieza a evaluar se aplica una carga cíclica, debido al arreglo mencionado anteriormente este movimiento induce sobre el componente un esfuerzo ya sea a flexión o a torsión, ver Figura 7.



Figura 3. Sistemas encontrados utilizando método de esfuerzo mecánico.

El segundo método consiste en un arreglo de placas metálicas entre las cuales se coloca un espécimen (Figura 4). Se excita este sistema con un equipo de vibraciones en la frecuencia natural del sistema que permita obtener como respuesta el modo de vibración deseado. La frecuencia de la prueba será la frecuencia de resonancia, por ello se encuentra limitada a la geometría del sistema y la distribución de masa.



## 2. Materiales y Métodos

### Equipo de vibraciones.

A través de una bobina en su interior y ayudado con la potencia provista por un amplificador, permite diferentes modos de vibrar, sinusoidal o aleatorio. Requiere de un acelerómetro para controlar el movimiento programado.



Figura 5. Shaker V830 en configuración horizontal.

Tabla 1. Características Equipo de vibración

	ITESM
Modelo /Amplificador	Shaker V830/SPA16K
Fuerza máxima	9.2 kN
Rango de frecuencia	5-3000 Hz
Carga máxima	160 kg
Aceleración máxima	75 gn
Desplazamiento pico-pico	50.8 mm
Potencia máxima	28.1 kVA

Nos permite capturar imágenes con movimientos a frecuencias o velocidades no perceptibles al ojo humano, requiere tener cuidados especiales en la iluminación de la región de interés (ver Figura 5).

**Modelo Simplificado**

Para estudiar el fenómeno de resonancia se procedió a replicar los elementos básicos encontrados en la literatura. De lo identificado, se necesita que el sistema se encuentre suspendido evitando que el sistema de soporte influya en las frecuencias naturales afectando el comportamiento del sistema.



Figura 5. Cámara de alta velocidad Phantom V9.

Físicamente se colocaron cuerdas extensibles pasando a través de unas argollas para evitar al máximo a la fricción, permitiendo al sistema moverse libremente sin ser apoyado directamente sobre el suelo. El modelo en cuestión consta de un par de placas rígidas, unidas a través de un tubo. Las uniones fueron realizadas con soldadura.

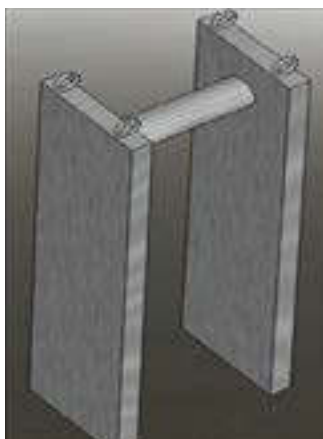


Figura 6. Modelo simplificado.

**Geometría**

- Longitud 23.8 in
- Ancho 6.0 in
- Espesor 1.0 in

**Barra:**

- Diámetro exterior (1.8 in)
- Diámetro interior (1.3 in)
- Posicionado al centro de la placa, a una distancia de 3 in del borde superior

**Material**

- Acero 1018
- E=205 GPa

**3. Resultados y discusión**

Se caracterizó este modelo obteniendo sus frecuencias de resonancia tanto en forma experimental como apoyados en simulación numérica.

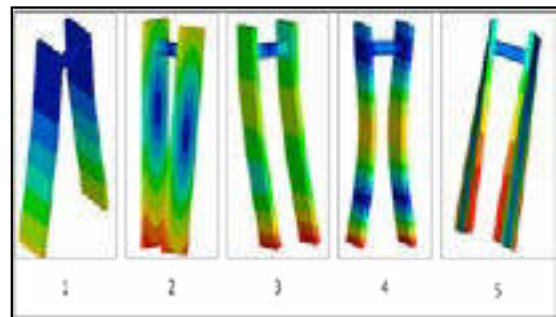


Figura 7. Análisis modal realizado en simulación numérica.

Tabla 2. Comparativa entre método experimental y método numérico.

Mode	Frecuencia [Hz]		Error (%)
	NASTRAN	Experimental	
1	55.4	54.4	1.8%
2	92.9	94.5	-1.7%
3	197.9	192.8	2.6%
4	363.9	356.5	2.1%
5	391.2	380.7	2.8%

Para identificar las frecuencias experimentalmente se utilizó un martillo dinamométrico, acelerómetros y una etapa de adquisición y procesamiento de señales en Labview y Matlab, los acelerómetros fueron posicionados aleatoriamente sobre las placas. Los puntos de excitación se definieron también de forma aleatoria. Con las mediciones anteriores se obtuvo la transmisibilidad del sistema lo que permitió identificar las frecuencias naturales del arreglo de placas.

De lo obtenido anteriormente notamos que existe una buena aproximación de la simulación a los datos obtenidos experimentalmente.

### Medición de esfuerzos con galgas extensiométricas

Para conocer el estado de esfuerzos sobre el sistema se colocan sobre el mismo galgas extensiométricas en diferentes configuraciones (i.e. unidireccionales, rosetas de deformación) con el fin de conocer en tiempo real el efecto de las cargas sobre los distintos componentes.



Figura 8. Cigüeñal instrumentado con roseta de deformación.

### Medición de esfuerzos en sistema

Para caracterizar el sistema se realizó la instrumentación de la sección de cigüeñal. Se colocó una roseta de deformación en la parte superior del muñón, con esto se planea conocer el esfuerzo en dicha región y concluir si la magnitud del esfuerzo inducido en el cigüeñal es capaz de provocar una falla en dicho componente.

### Análisis Modal

Sobre el ensamble de placas y cigüeñal se realizaron las pruebas para determinar las frecuencias naturales de la misma forma que se realizó previamente para el Modelo Simplificado, la respuesta en frecuencia puede verse en la Figura 9. Las placas se encuentran suspendidas por cuerdas, sujetas al marco de acero.

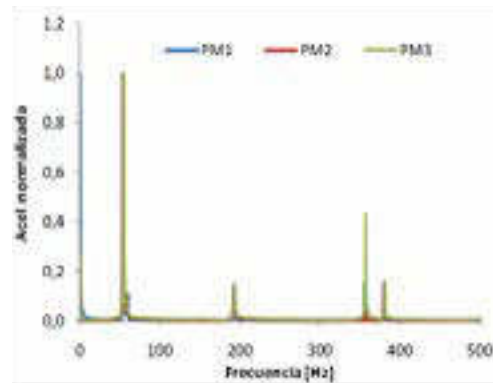


Figura 9. Espectro de respuesta para sistema placas - cigüeñal GM GEN IV.

La figura anterior muestra el primer pico de resonancia alrededor de 50 Hz y arriba de 190 Hz la segunda frecuencia de resonancia.

Una vez conocida la frecuencia de resonancia del sistema se excitan las placas con el shaker, variando el nivel de aceleración, con esto se permite aumentar o reducir el nivel de esfuerzo inducido.

La prueba se corrió a una aceleración de 10 gravedades, la excitación se realizó por contacto.

La respuesta en esfuerzos que se muestra a continuación fue obtenida, el nivel de esfuerzos es pequeño (<10 MPa) y por tanto no es suficiente para alcanzar el límite de cedencia del material.

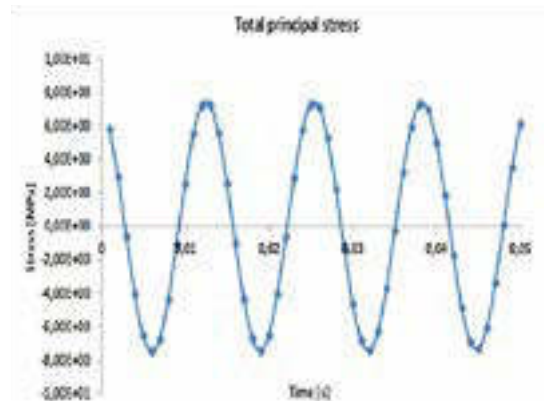


Figura 10. Respuesta en esfuerzo de la zona del cigüeñal instrumentada.

Encontramos una respuesta periódica del sistema y en fase con la señal de entrada. Adicionalmente se verificó el desplazamiento de los extremos de las placas con cámara de alta velocidad notando que se encuentran en contrafase. Las pruebas anteriores se realizaron a diferentes alturas sobre las placas y la respuesta obtenida en la Figura 10 muestra los resultados en el extremo inferior de

la placa con la aceleración máxima probada.

A la luz de estos resultados se procede a mejorar el diseño con el fin de aumentar el nivel de esfuerzo al que es posible someter el cigüeñal.

### Geometría Estándar / Barra de calibración

Para caracterizar el momento que es capaz de transmitir el banco de pruebas se estableció evaluarlo con una geometría conocida y ampliamente estudiada, como es el cilindro. Para definir el tamaño de este componente se revisaron las normas que regían pruebas similares [19] así como el alcance que se desea para la prueba que se está desarrollando. Así se definió un rango de operación de 800 – 1500 [N.m].



Figura 11. Montaje para marco y placas.

### Conclusiones

- Se presenta un modelo de resonancia que en uno de sus modos de vibración es capaz de inducir momentos flectores sobre un componente. Esto permitiría realizar pruebas sobre una amplia variedad de productos.
- Se ha encontrado que los sistemas mostrados son capaces de inducir esfuerzos significativos sobre cigüeñales a tal nivel de provocar fallas por fatiga. La frecuencia de trabajo para estos sistemas varía entre 18 y 60 Hz como se había previsto en un inicio.
- Se obtuvo la caracterización de las placas de resonancia, esto permite controlar el nivel de momento que se requiere aplicar al sistema

mediante el monitoreo de un valor desplegado por el sistema de adquisición de datos.

- Se han encontrado algunas de los mejores escenarios los cuales permitirán realizar pruebas con un consumo de energía menor, así como mejorar el desempeño de la máquina.
- Se han identificado los parámetros necesarios para obtener una prueba estable, así como asegurar el menor nivel de pérdidas energéticas. Esto permitirá agilizar el procedimiento al realizar pruebas sobre lotes de piezas significativos.

### Biografía.

- [1] PILKEY, W. D. (2005). Formulas For Stress, Strain, And Structural Matrices (2nd). Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- [2] JUVINALL, R. C. (1967). Engineering Considerations Of Stress, Strain, And Strength. E.E.U.U.: Mcgraw-Hill, Inc.
- [3] TIMOSHENKO, S. (1947). Resistencia De Materiales (2da Ed.). Madrid, España: Espasa-Calpe, S.A.
- [4] HIBBELER, R. C. (2006). Mecánica De Materiales (6ta Ed.). México: Pearson/Prentice Hall.
- [5] SMITH, W. F. & HASHEMI, J. (2004). Fundamentos De La Ciencia E Ingeniería De Materiales (4ta Ed.). India: Mcgraw-Hill, Inc.
- [6] BATHE, K.-J. (1996). Finite Element Procedures. E.E.U.U.: Pearson/Prentice Hall.
- [7] RAO, S. S. (2004). Mechanical Vibrations. Upper Saddle River, N.J.: Pearson/Prentice Hall.
- [8] LOGAN, D. L. (2007). A First Course In The Finite Element Method (4ta Ed.). E.E.U.U.: Thomson
- [9] PYTEL, A. & KIUSALAAS, J. (1999). Ingeniería Mecánica. Dinámica (2da

Ed.). México: Thomson

- [10] BUDYNAS–NISBETT (2006). Shigley’s Mechanical Engineering Design, Eighth Edition.
- [11] NEWLAND, D. E. (1989). Mechanical Vibration Analysis And Computation. Singapur: Longman
- [12] THOMSON, W. T. & DAHLEH, M. D. (1998). Theory Of Vibration With Applications (5ta Ed.). E.E.U.U.: Pearson/Prentice Hall.
- [13] BOLOTIN, V. (1999). Mechanics Of Fatigue. E.E.U.U.: Crc Press Llc
- [14] MOTT, R. L. (2002). Applied Strength Of Materials (4ta Ed.). Upper Saddle River, N.J.: Pearson/Prentice Hall.
- [15] ASTM E1823 - 11 (2011). Standard Terminology Relating To Fatigue And Fracture Testing. Astm Committee E08 On Fatigue And Fracture. Consultado El 10 De Abril De 2012, En Www.Astm.Org. Doi: 10.1520/E1823-11.
- [16] (1996). Torsional Vibration Of Crankshaft Systems--Measurement And Evaluation Method. Sae – Society Of Automotive Engineers.
- [17] MENDES, A.S., MEIRELLES, P. S. (2007). Experimental Validation Of A Methodology For Torsional Vibration Analysis In Internal Combustion Engines. Iftomm World Congress.
- [18] CHARLES, P., SINHA, J. K., GU, F., LIDSTONE, L. AND BALL, A. (2009). Detecting The Crankshaft Torsional Vibration Of Diesel Engines For Combustion Related Diagnosis. Journal Of Sound And Vibration.
- [19] GME-TEST PROCEDURE L-6C-1.



## MANUEL FERNANDO GÓMEZ BERREZUETA

Cursando doctorado en Ciencias de la Ingeniería por el Instituto Tecnológico y de estudios superiores de Monterrey Campus estado de México.

Maestro en ingeniería automotriz, por el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey-campus Toluca Diplomado superior en didáctica y curriculum, por la Unita Ingeniero Mecánico Automotriz, por la universidad politécnica salesiana. Licenciado en docencia técnica, por la Universidad Politécnica Salesiana.

PROFESOR TIEMPO COMPLETO EN LA UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR SEDE GUAYAQUIL



## FELIPE ANDRÉS SANCHEZ BATALLAS

Ingeniero en Mecatrónica, por el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey-campus Toluca Maestro en ingeniería

Automotriz, por el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey-campus Toluca Investigador del cima- centro de investigación en mecatronica automotriz.

Departamento de diseño y analisis de chasis y carroceria en fiat chrysler automobiles – edo. De mexico.