



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**Diagnóstico de fallas en un cigüeñal de un motor de
combustión interna a través de su análisis espectral
utilizando un banco de filtros Wavelet y periodograma
Welch-Bartlett.**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

PRESENTA:

M.I.C.A. EDGARDO DE JESUS CARRERA AVENDAÑO.

Director de tesis: **Dr. Gustavo Urquiza Beltrán.**

Co-director de tesis: **Dr. Diego Seuret Jiménez**

SINODALES:

Dr. Miguel Ángel Basurto Pensado.

Dra. Laura Lilia Castro Gómez

Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez.

Dr. José Manuel Nieto Jalil.

Dr. Ricardo Fabricio Escobar Torres

CUERNAVACA MOR.

Mayo 2022.

Cuernavaca, Morelos, a 18 de marzo de 2022.

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN UN CIGÜEÑAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A TRAVÉS DE SU ANÁLISIS ESPECTRAL UTILIZANDO UN BANCO DE FILTROS WAVELET Y PERIODOGRAMA WELCH-BARTLETT, que presenta el alumno **EDGARDO DE JESÚS CARRERA AVENDAÑO**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta

DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ

DR. JOSÉ MANUEL NIETO JALIL

DR. RICARDO FABRICIO ESCOBAR JIMÉNEZ

DR. DIEGO SEURET JIMÉNEZ

DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN

Se adiciona efirma UAEM

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

Sello electrónico

JOSÉ MANUEL NIETO JALIL | Fecha:2022-03-18 11:14:52 | Firmante

W7NfGVwslNKYXQw82pSPi5X0abjpyQQ1fGwJDaDmm+38J2xK7uQLRx3qD1M5ETIjY+udoznGtAaGtWUdWyHqVtQGHYanc0372mWB8Bg/LaFwbEEUyqFFVE+8dvfM0Y7k+w1HzfJMhOoBMSsbwXLYtO941XDfUQat3Z4muPN2M7DjwgNnHXecYJQmEU18NxAghFIEhwysODsaigUszcmYyloCv8Rpp4fp1r27FDadvngWXPhNfV6T5DaVqHAE8pBAInXM7VBlrJH+H+XjODHqXP1BHZ1s8KILlH+1jrbz7nDobpvFg7Pz9x1o+DcdSILP1910eLPaQ---

MIGUEL ANGEL BASURTO PENSADO | Fecha:2022-03-18 12:28:34 | Firmante

cA14cxoza/FZS3AMBTyXdsAj2luCHdF6gpl/GupbCpXJpgQBMEKSAugDZ7HgbCDmJ4OB5yIA5pBIL1QrWZ2m32g9R1e2khS1dlBxcuBm8KOBHsHhAUjD4PjJM2EjTsaW7A9esTGxwHnjTymVhJpLdIQamTn1/8KrvhbzPe2tDrKO14X34uc/4jDBkblCOgQbCBEkGIIHG66pJcNvUBevY599fVYFty1dCg4X56HjIHdy04bdQIOyxpedzC82/xCo+EJwMMWp11IQDuzUrQpreBz1VRHd7o13Yn8sJWmnr+oDd8xlWwvYMUIdGv4FkUvjKwthWFzw---

RICARDO FABRICIO ESCOBAR JIMENEZ | Fecha:2022-03-18 12:44:29 | Firmante

RPW7hWUR2d/dPjsePjMgkMKe/6h2/pb3GEaGPODsDar88w9HG7xyRQ7KDJYWhIEamqwhhWu3IR3MJtAtm8bp47oAHfWV22fVBowmILkOw6e+TFkyupaekITMdzgNhrNtd9lWSSDlqPYNEfFLUFWFglR9g6W7Teg+vsdvxBswjTowEvPjxg1k1CK2b1qXKngGaseCYO5WR9eULq5Jht1Amy8UIKYIOZvEzlw3b1cPbH+ERpbu1m3EzQ6b9L+9Bk3C5WX1F7g7twYIA0A7OnFQUsQD8Wxb34NN5JWD3DUwQyKQHHPGUZ619SRQQWdASkDF6291+3hy61Nw---

LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2022-03-18 15:40:59 | Firmante

qjZnAIEiOzbQcggKak9dx2gTuoXS/h2phJbPxYoljQctnOSI35AggNuTZhP+4zzJaYXhtpcwC1Nr7wEHhZ7DhtCFx5XaRKLtsLHfHITmUbOI296nNGFmXuSH3IUHf/xNBW8qDf8B36oYbRjQGGRRupr2mYcs7HYhrEIAz/L2daviGLM4ADoPyUKJD5cKwZsenVS4IUIf+1IMqJHPIH4w7UuFMOQAF0R9llyqMMUjaukYTGhIVM7Iqnoz91ut4QonEWecjDKPHbAxiV6XIQ1nFV4cmYkP6+OX1ewm/6XHIJr3yHILrPRNyZBKzgmIZJg48zj2J8Wovg---

DIEGO SEURET JIMENEZ | Fecha:2022-03-20 10:14:02 | Firmante

ogd5POH9Z99Vkk8ciU7e/99MF0EJx30tdbxEDKT5Nku/mj89+e1C0zphDLznWzrzNjXyS4xThkyCdsFSQDquYxb1xp8ftGN1WZUKRhiYYYNcBUOTG1hfHIZB8Y2MC8D7JirW6NMXIuW11ELUXqkU5tLYEVXUc8Ho2Qobz8yRqwoolh26Z6CrZKvYx8LfojzkvBse6Y4WEjMqRSZinYI2m/reMCoVLvQe450NMNYKGNLdOFSAHVenfzokXVE9QxK5mMQHzv7dSPSMFO2dvSTukzn2YCAmxE30hxLu3UIUY10mnGMRVxI9ty0JUg+tvj+pB4WwQaf9BamsSUSAQ---

JOSE ALFREDO RODRIGUEZ RAMIREZ | Fecha:2022-03-23 10:46:26 | Firmante

QLq+oFEJGrEvy+7XwB184nRVJR2cLRDjamg3efWfFR2aFz3sA92WZotRo78YbvbnHIG9eYfBoSolWJ2yoACZInEr55wUUYbD55+QvHhuNSR59weRkk+BUsvuBq1OdL8tzmouli/y2ImNzhu/UDfY4/p8arAfaCoFTMp/myHw69TicnNoaOlgzn1Q76Ub24/CXUq/FczaXNII3GmsNOWMFAEY+QWkTbWPGaa3y5RIIYUqFdc71bW5qOCCvJAeHJbak5N2BnT80KAyXCAI7RV+xdpntgk5KU6i7LNBnlwUJ4BRRe8ZqphUvXLEJg24L+4wB+NCmOMTBDcZMA---

GUSTAVO URQUIZA BELTRAN | Fecha:2022-03-23 11:52:24 | Firmante

czpHfSola+c9oGmoALRhw2p3++pladI0dxjI53vQL3wAB0vB9UMBI2smEupxh1h0P1LfAzuzRzfhKMLZ2VN+Qrc1VXRM0nk5Rracf0kxhH4HycwZqj/wwHYA6NfmGEBvXau1dtKp+oEQGjotyINbASuRa4HAU+XLVp488EiyyIsq8H39+ScjPiv+uH4qtWnQnZ8Xwjjot3LjBoSQQTNGDSULTVZXAJfjyaRS+Vm6PMQhrVUGt+K8AJHRRF3PMfHuxPFRaRuTPLIHVnrNIRw3H13Gax7ovyAv8r5rPfnLxE+YTMdQJJaankN/AACGnzF73UZGHNDTQ---

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



JW1nVE5F0

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/mkwEoj6cbOxx7OOPRPyC80KsG4ry9EQ>

Resumen

En los últimos años se han desarrollado diversos trabajos acerca de técnicas basadas en señales de vibración de motores de combustión interna, para la detección e identificación de sus fallas, sin embargo, pocas contribuciones han surgido para la correcta detección, aislamiento y diagnóstico de fallas en los principales elementos que conforman al motor de combustión interna, como lo es el cigüeñal.

Las fuerzas en movimiento a las que se sujeta el cigüeñal, así como un incorrecto rectificado o una mala lubricación, puede ocasionar daños severos en el motor de combustión interna.

La detección, diagnóstico y aislamiento de fallas en cigüeñales es de vital importancia para garantizar un funcionamiento confiable durante el transcurso de su servicio.

Este trabajo de investigación propone una metodología, dirigida hacia ese objetivo, de estimar las componentes de frecuencias presentes en una señal sumergida en un fuerte ruido de fondo, lo que dificulta el proceso de extracción de características.

Para resolver dicha problemática, este trabajo presenta un nuevo enfoque destinado a obtener un espectro diádico de frecuencia utilizando una herramienta matemática para analizar fallas en entornos ruidosos. Este nuevo enfoque, se dirige al dominio diádico de la frecuencia, se basa en la vinculación del periodograma clásico de Welch-Bartlett y la transformada Wavelet Diádica, obteniéndose la sensibilidad del análisis al máximo en el dominio de la frecuencia.

La contribución se validó mediante el comportamiento de un cigüeñal bajo condiciones de operación sin falla y con falla. El rayado de la biela por efecto de una mala lubricación fue la falla que se generó en este trabajo.

Mediante el nuevo periodograma se detectó la firma de vibración del motor, 29 Hz, la componente 120 Hz correspondiente a la deformación de los

campos magnéticos del motor, la componente de 177.5 Hz inherente de los motores de inducción de jaula de ardilla, así como la componente de frecuencia correspondiente a la falla generada, 600 Hz. Un último resultado mostró que el nuevo periodograma Welch-Bartlett modificado maximiza la sensibilidad en el análisis de las componentes de frecuencia.

Abstract

In recent years, different works have been developed on techniques based on vibration signals of internal combustion engines, for the detection and identification of their faults, however, few contributions have emerged for the correct detection, isolation and diagnosis of faults in the main elements that make up the internal combustion engine, such as the crankshaft. The moving forces to which the crankshaft is subjected, as well as incorrect reconditioning or poor lubrication, can cause severe damage to the internal combustion engine.

Detection, diagnostic and isolation of crankshaft failures is of vital importance to ensure reliable operation during the course of their services. However, many times the fault may be submerged in a strong background noise making the feature extraction process difficult.

To solve this problem, this paper shows a new method for extracting features from the signal immersed in background noise. This method is based on linking the dyadic Wavelet transform and the Welch-Bartlett classic periodogram, obtaining a modified Welch-Bartlett periodogram; which provides a dyadic spectrum of frequencies with multiple sensitivities.

This contribution was validated by means of the behavior of a crankshaft under non-failure and failure operating conditions. The scratching of the connecting rod due to poor lubrication was the fault that was generated in this work. Through the new periodogram, the vibration signature of the motor, 29 Hz, the 120 Hz component corresponding to the deformation of the magnetic fields of the motor, the inherent 177.5 Hz component of the squirrel cage induction motors, as well as the frequency component corresponding to the generated fault, 600 Hz. A final result showed that the new modified Welch-Bartlett periodogram maximizes the sensitivity in the analysis of the frequency components.

Dedicatoria

En memoria de mis padres: Macaria Avendaño Feliciano y Esteban Carrera Martínez. Gracias por educarme y enseñarme a ser el ser humano que siempre desearon ver. Aquí tienen su legado, los amo por siempre.

Agradecimientos

Al CONACYT por el soporte económico otorgado durante la realización del proyecto de tesis.

Al Centro de Investigaciones en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) por permitirme utilizar las instalaciones y equipos para la realización de este proyecto de investigación.

Al Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, por la paciencia, la dirección y el apoyo otorgado en este trabajo de tesis.

Al Dr. Diego Seuret Jimenez, por considerarme parte de su familia, por su orientación y conocimientos aportados en este trabajo.

Al comité revisor de tesis, Dr. Miguel Ángel Basurto Pensado, Dr. Ricardo Fabricio Escobar Jiménez, Dr. José Manuel Nieto Jalil, Dra. Laura Lilia Castro Gómez, Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez por sus valiosos comentarios y aportaciones.

A mis hermanos, Rigo, Perla, Dulce y Omar, porque he contado con ustedes toda mi vida.

A mis amigos, Iván, Abisai, Edgar, Fernando, Ernesto, Citlalli, Rodolfo, Gerardo, Cristian, porque me acompañaron con buenos momentos vividos y alguna que otra mala experiencia a lo largo de todo este proceso.

A mis compañeros de laboratorio por su apoyo y amistad incondicional.

A Dios, que llena de fe y esperanza mi vida y mis sueños.

Índice

| | |
|---|-----------|
| Resumen | iv |
| Abstract | vi |
| Dedicatoria | vii |
| Agradecimientos | viii |
| Índice | ix |
| Lista de Tablas | xiii |
| Lista de figuras | xiv |
| Nomenclatura | xvii |
| | |
| Capítulo 1. ----- | 1 |
| Introducción ----- | 1 |
| 1.1. Descripción del problema.----- | 3 |
| 1.2. Estado del arte. ----- | 5 |
| 1.3. Justificación.----- | 9 |
| 1.4. Hipótesis.----- | 12 |
| 1.5. Objetivo general. ----- | 12 |
| 1.5.1. Objetivos específicos.----- | 12 |
| Capítulo 2 ----- | 13 |
| Fundamento teórico ----- | 13 |
| 2.1. Fundamentos del análisis de vibración y sensores.----- | 13 |
| 2.1.1. Clasificación de la vibración.----- | 13 |
| 2.1.2. Movimiento armónico sencillo.----- | 16 |
| 2.1.3. Ecuaciones de movimiento.----- | 17 |
| 2.1.4. Dinámica de sistemas dinámicos.----- | 19 |
| 2.1.5. Medición de amplitud de vibración.----- | 19 |

| | | |
|--|---|-----------|
| 2.1.6. | Fase. | 20 |
| 2.1.7. | Unidades de vibración. | 21 |
| 2.1.8. | Frecuencia natural, resonancia e impedancia mecánica. | 22 |
| 2.1.9. | Sistemas lineales y No lineales. | 24 |
| 2.1.10. | Sensores de vibración. | 26 |
| 2.2. | Principios de funcionamiento de un motor de combustión interna. --- | 30 |
| 2.2.1. | Proceso operativo básico. | 30 |
| 2.2.2. | Ciclo de operaciones. | 31 |
| 2.2.3. | Orden de encendido. | 33 |
| 2.2.4. | Equilibrio del motor. | 35 |
| 2.3. | Cigüeñales. | 40 |
| 2.3.1. | Principales características. | 40 |
| 2.3.2. | Equilibrio de masas. | 41 |
| 2.3.3. | Materiales del cigüeñal. | 42 |
| 2.3.4. | Fallas en el cigüeñal. | 42 |
| 2.4. | Transformada Wavelet. | 47 |
| 2.4.1. | Localización tiempo frecuencia. | 48 |
| 2.4.2. | La transformada wavelet: Analogías y diferencias con la Transformada de Fourier con ventana. | 50 |
| 2.4.3. | Diferentes tipos de transformadas Wavelets. | 52 |
| 2.4.4. | La transformada Wavelet continua. | 52 |
| 2.4.5. | Frame Wavelet. | 53 |
| 2.4.6. | Frames invariantes-traslacionales. | 57 |
| 2.4.7. | Transformada Wavelet Diádica. | 58 |
| 2.4.8. | Diseño Wavelet diádico. | 60 |
| 2.4.9. | Descomposición a través del banco de filtros Wavelet diádico. | 61 |
| 2.5. | Estimador periodograma de Welch-Bartlett. | 64 |
| Capítulo 3. | | 65 |
| Diseño, construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas. --- | | 65 |
| 3.1. | Definición del banco de pruebas. | 65 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 3.2. | Tipos de bancos de pruebas para cigüeñales. | 65 |
| 3.3. | Metodología y proceso de diseño. | 68 |
| 3.3.1. | Diseño conceptual. | 69 |
| 3.3.2. | Consideraciones para el diseño en general. | 70 |
| 3.3.3. | Diseño básico. | 71 |
| 3.3.4. | Análisis estructural del banco de pruebas. | 72 |
| 3.3.5. | Montaje del cigüeñal. | 75 |
| 3.3.6. | Modificación del banco de pruebas para medir vibraciones mecánicas en cigüeñales. | 77 |
| 3.3.7. | Control de velocidad. | 81 |
| 3.3.8. | Puesta en marcha. | 82 |
| Capítulo 4. | | 84 |
| Metodología para la detección de fallas en cigüeñales | | 84 |
| 4.1. | Sistema de monitoreo y adquisición de datos: ECAVIBE01. | 84 |
| 4.1.1. | Tratamiento de la señal de vibración en Labview. | 85 |
| 4.1.2. | Bloques principales para la adquisición de datos, procesado y visualización. | 85 |
| 4.1.3. | ECAVIBE 01. | 87 |
| 4.2. | Método para la detección de fallas en cigüeñales. | 89 |
| 4.2.1. | Análisis energético de la transformada Wavelet diádica. | 89 |
| 4.2.2. | Periodograma Welch-Bartlett modificado | 90 |
| Capítulo 5 | | 92 |
| Configuración experimental y análisis de resultados. | | 92 |
| 5.1. | Datos experimentales. | 92 |
| 5.2. | Frecuencias naturales y modos de vibración del cigüeñal. | 95 |
| 5.2.1. | Proceso para la obtención de frecuencias naturales y modos de vibración por elementos finitos. | 95 |
| 5.2.2. | Proceso experimental para la obtención de frecuencias naturales. | 98 |
| 5.2.3. | Comparación de prueba experimental y simulada. | 101 |

| | |
|--|------------|
| 5.3. Frecuencia de fallas en los elementos de un rodamiento..... | 102 |
| 5.4. Método de ensayo. | 104 |
| 5.5. Análisis de resultados. | 106 |
| Capítulo 6 | 117 |
| Conclusiones y recomendaciones. | 117 |
| 6.1. Conclusiones. | 117 |
| Bibliografía | 119 |
| Apéndice A | 130 |
| Apéndice B | 131 |
| Apéndice C | 132 |

Lista De Tablas

| | |
|---|-----|
| Tabla 1. Elementos del banco de pruebas. Del autor. | 71 |
| Tabla 2. Características técnicas del motor eléctrico. | 76 |
| Tabla 3. Lista de materiales del regulador de voltaje. | 82 |
| Tabla 4. Propiedades del acero 4140. Aceros Fortuna. | 98 |
| Tabla 5. Frecuencias naturales de ambos métodos. | 101 |
| Tabla 6. Frecuencias de fallas en rodamientos. | 102 |
| Tabla 7. Frecuencias naturales para los rodamientos. | 103 |
| Tabla 8. Frecuencias naturales por ANSYS Workbench. | 115 |

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1. Excitaciones determinística y aleatoria (Singiresu S. Rao, 2012)..... | 15 |
| Figura 2. Movimiento armónico sencillo (P. G. White, 1990)..... | 16 |
| Figura 3. Fase (P. G. White, 1990). | 21 |
| Figura 4. Acelerómetro piezoeléctrico (IMI Sensors: Industrial Monitoring Instrumentation, 2022). | 28 |
| Figura 5. Funcionamiento de un motor en un ciclo de cuatro tiempos (Hillier & Hillier, 2011)..... | 33 |
| Figura 6. Arreglo de cilindros y cigüeñal para un motor de cuatro cilindros en línea (Hillier & Hillier, 2011)..... | 34 |
| Figura 7. Fuerza primaria-cuatro cilindros (Hillier & Hillier, 2011)..... | 37 |
| Figura 8. Movimiento armónico simple y movimiento del pistón (Hillier & Hillier, 2011). | 39 |
| Figura 9. Cigüeñal de un solo tiro (Hillier & Hillier, 2011; Kareem, 2017)..... | 41 |
| Figura 10. Transformada de Fourier con ventana (Daubechies, 1992). | 49 |
| Figura 11. Formas típicas de funciones de transformada de Fourier con ventana $g\omega, t$ y (b) Wavelets $\psi_{a, b}$ (Daubechies, 1992). | 51 |
| Figura 12. Transformada de wavelet diádica $Wf(u, 2j)$ (Stéphane, 2009)..... | 59 |
| Figura 13. Banco de filtros Wavelet Diádicos (Stéphane, 2009). | 63 |
| Figura 14. Configuración con los principales equipos para la prueba de fatiga resonante..... | 66 |
| Figura 15. Banco de pruebas para fatiga por flexión (Huertas et al., 2017)..... | 66 |
| Figura 16. Banco de pruebas de placa resonante (Fröschl et al., 2010). | 67 |
| Figura 17. Nuevo concepto de banco de pruebas (Avilés, 2005). | 68 |
| Figura 18. Esquema del banco de pruebas. Fuente: Del autor. | 69 |
| Figura 19. Planos de trabajo en posición de pie (Revisión et al., 2018). | 70 |
| Figura 20. Mallado de la estructura. Fuente: Del autor..... | 73 |
| Figura 21. Cargas aplicadas a la estructura. Del autor..... | 73 |
| Figura 22. Deformación total. Del autor..... | 74 |

| | |
|--|-----|
| Figura 23. Deformación de Von Mises. Del autor. | 74 |
| Figura 24. Esfuerzo de Von Mises. Del autor. | 75 |
| Figura 25. Montaje del cigüeñal. Del autor. | 76 |
| Figura 26. Transmisión del cigüeñal. (a) Vista lateral, (b) Vista frontal. | 77 |
| Figura 27. Pistón con biela. Del autor. | 78 |
| Figura 28. Cilindros. Del Autor. | 79 |
| Figura 29. Piezas de triplay. Del Autor. | 79 |
| Figura 30. Acople de cilindros con triplay. | 80 |
| Figura 31. Acople de cilindros y pistón con biela al banco de pruebas. Del Autor. | 80 |
| Figura 32. Regulador de voltaje. (a) Vista Superior, (b) Vista Frontal. Del autor. | 81 |
| Figura 33. Puesta en marcha del cigüeñal. (a) vista superior, (b) vista lateral. Del autor. | 82 |
| Figura 34. RPM del cigüeñal. Del autor. | 83 |
| Figura 35. Sistema básico de adquisición de datos. Fuente: Del autor. | 85 |
| Figura 36. Interfaz del sistema de monitoreo y análisis de vibraciones. | 87 |
| Figura 37. Adquisición de datos. | 87 |
| Figura 38. Análisis de datos. | 88 |
| Figura 39. Descripción del periodograma Welch-Barlett Modificado. | 91 |
| Figura 40. Configuración del NI 9234. | 93 |
| Figura 41. Descripción esquemática de la configuración del sistema. | 94 |
| Figura 42. Configuración experimental del sistema. | 94 |
| Figura 43. Modelo del cigüeñal en estudio. | 96 |
| Figura 44. a) Durómetro, b) dirección de impacto, c) Tipo de material, d) Prueba, e) Resultados. Del Autor. | 96 |
| Figura 45. Análisis elemental. Del Autor. | 97 |
| Figura 46. Composición típica de los aceros (Carpenter Aceros Fortuna, 2020). | 97 |
| Figura 47. Selección de puntos de prueba. Del Autor. | 99 |
| Figura 48. Frecuencia natural del cigüeñal en estudio. Del Autor. | 101 |
| Figura 49. Señales de vibración en condiciones normales de operación y con falla. | 106 |
| Figura 50. Respuesta en frecuencia de las funciones Wavelet. | 107 |

| | |
|--|-----|
| Figura 51. Resultados de la señal sin falla. | 108 |
| Figura 52. Periodograma Welch-Bartlett modificado aplicado a la vibración del cigüeñal, análisis sin falla. | 111 |
| Figura 53. Periodograma Welch-Bartlett classico para el análisis con falla. | 112 |
| Figura 54. Resultado obtenido con el periodograma Welch-Bartlett modificado para el análisis con falla. | 114 |

Nomenclatura

| | |
|--|---|
| <i>WT</i> | Transformada wavelet |
| <i>PSD</i> | Densidad espectral de potencia |
| <i>DWT</i> | Transformada Wavelet Discreta |
| <i>FFT</i> | Transformada rápida de Fourier |
| <i>h</i> | Señal |
| $\ h\ ^2$ | Energía de la señal no transformada |
| $ \langle h, \psi_{j,\tau} \rangle ^2$ | Energía de la señal transformada |
| <i>A y B</i> | Limites Frame |
| <i>j y τ</i> | Parámetros de descomposición y traslación |
| <i>AC</i> | Coeficientes de aproximación |
| <i>DC</i> | Coeficientes de detalle |
| <i>n</i> | Numero de bolas |
| <i>Hz</i> | Hertz |
| <i>dB</i> | Decibelios |
| <i>T</i> | Periodo |
| <i>F</i> | Frecuencia |
| <i>v</i> | Velocidad |
| <i>a</i> | aceleración |
| <i>ICE</i> | Motor de combustión interna |
| <i>BDC</i> | Punto muerto inferior |
| <i>TDC</i> | Punto muerto superior |

Capítulo 1.

Introducción

Las señales de vibraciones mecánicas brindan información acerca del comportamiento de una máquina, debido al principio de cinemática que tienen los componentes que la conforman y al comportamiento dinámico que se genera cuando todas estas partes interactúan entre sí. La información obtenida permite determinar el estado de la máquina, asociando un componente de ésta a un comportamiento en particular. La mayoría de los conjuntos de técnicas que son utilizadas para diagnosticar el estado de una máquina, es decir, determinar si presenta un daño o se encuentra en estado normal son conocidas como *análisis de vibraciones* (Cardona Morales, 2011).

Hoy día, el análisis de vibraciones es la principal técnica para supervisar y diagnosticar motores alternativos e implementar un plan de mantenimiento predictivo. El análisis de vibraciones se aplica con eficacia desde hace más de 30 años. Inicialmente, se emplearon equipos analógicos para la medida de la vibración en banda ancha, lo que hacía imposible el diagnóstico fiable de fallos en rodamientos y engranajes. Más tarde, se incorporaron filtros sintonizables a la electrónica analógica, lo que incrementó enormemente la capacidad de diagnóstico, pero sin poder tratar la información de forma masiva. Desde 1984, se comenzaron a emplear equipos digitales con FFT (Fast Fourier Transform) en tiempo real y capacidad de almacenamiento (analizadores-colectores) y tratamiento en software para PC. Para los recientes años, se ha implementado el uso de la WT (Transformada Wavelet).

Gran parte del desarrollo de los análisis utilizando wavelets se llevaron a cabo alrededor de 1930 pero, en ese momento, nada parecía formar parte de una misma teoría, si no hasta la actualidad es bien sabido que todo ese trabajo previo delineaba ya la teoría de wavelets (L. R. Castro & Castro, 2004). Gracias a la contribución de Goupillaud, Grosman y Morlet con

avances en trabajos e investigaciones los cuales establecieron los criterios y bases para lo que hoy se conoce como la Transformada de Wavelet Continua (Beltràn, 2016).

Por otra parte, la Transformada de Wavelet Discreta (DWT), se basa en la discretización de los parámetros de escala y de tiempo de la Transformada Wavelet Continua, lo que facilita la implementación práctica del Análisis Wavelet, al mejorar considerablemente el tiempo de procesamiento de datos, sin descuidar la calidad de la información que proporciona. Por lo tanto, si se seleccionan escalas y posiciones adecuados, los análisis serán mucho más eficientes y detallados.

La Transformada Wavelet, se aplica sobre señales donde la información de interés se encuentra confinada a espacios de tiempo finitos, como es el caso de las vibraciones torsionales en el cigüeñal debido al movimiento rectilíneo alternativo del sistema biela-manivela, mientras que las diferentes técnicas basadas solo en el dominio de la frecuencia o del tiempo, se aplica solo para distribuciones de energía ilimitadas en el tiempo.

Por lo tanto, escoger solo aquellas escalas y posiciones que resulten interesantes para ciertos estudios es una tarea difícil. Por este motivo se ha encontrado que las aplicaciones con TW son particularmente útiles para señales aperiódicas, tales como ruido, intermitencia, transiente, etc (Seuret Jiménez et al., 2015). Es, por lo cual, una propiedad de la TW poder detectar discontinuidades o cambios abruptos de señales que varían a lo largo del tiempo.

1.1. Descripción del problema.

El motor de combustión interna que hoy en día conocemos, desarrollado por el alemán Nikolaus Otto forma parte imprescindible del automóvil, uno de los inventos más importantes en la etapa que se obtuvo el cambio más grande a nivel tecnológico, socioeconómico y cultural.

Las excesivas vibraciones en los motores de combustión interna, comúnmente se asocian a condiciones de operación anormales y al mal funcionamiento de algún elemento mecánico que lo constituye.

Existen dos problemas que dañan a un motor de combustión interna. El calor y la vibración. En principio se necesita mantener siempre el bombeo de aceite y refrigerante para que el motor no sufra desgaste entre metales y permanezca continuamente en una temperatura óptima.

¿Qué pasa con la vibración del motor?, es una de las principales preocupaciones de los fabricantes de automóviles desde que decidieron aumentar los rpm en los motores de combustión interna. Al agregar más cilindros al motor, se tiene que aumentar la longitud del cigüeñal para que tengan una correcta distribución, así los pistones se mueven en una carrera más pequeña, aumentando la potencia, pero también se incrementan los impulsos de encendido, provocando fuertes vibraciones torsionales en el cigüeñal.

El cigüeñal es la parte giratoria más importante del motor que traduce el movimiento lineal del pistón en movimiento rotativo (Aliakbari, 2019b).

Un cigüeñal es robusto y sólido, por lo que instintivamente se conoce como un cuerpo rígido. Pero cuando su trabajo es transmitir los golpes de torsión resultantes del encendido de los cilindros, se manifiesta como significativamente elástico en torsión. Por lo tanto, las amplitudes de las vibraciones a velocidades críticas suelen ser suficientemente altas como para que el cigüeñal pueda sufrir alguna falla o rotura.

La no identificación de anomalías o irregularidades en el cigüeñal tiende a aumentar las causas de fallas en el mismo, y, en consecuencia, una reducción en la producción y confiabilidad, así como un aumento en los costos de mantenimiento correctivo.

En la actualidad diversos cuerpos de investigación han desarrollado trabajos para detectar fallas en el funcionamiento de motores de combustión interna, dichos estudios se han desarrollado principalmente utilizando técnicas basadas en el dominio de la frecuencia (Andrés-Grajales et al., 2015; Beltrán, 2016; Ben-Ari et al., 1999; Ftoutou & Chouchane, 2018; Khazaei et al., 2017; Taghizadeh-Alisaraei & Mahdavian, 2019a), sin embargo detectar e identificar fallas de manera puntual en los principales elementos mecánicos que conforman al motor de combustión interna, brinda una mayor información acerca de la condición del automóvil. Por tal razón se ha dado prioridad el poder analizar las señales de vibración del cigüeñal, las cuales no se comportan de forma estacionaria y presentan cambios bruscos en intervalos muy pequeños de tiempo, donde las metodologías basadas en frecuencia o tiempo pierde su alcance resultando imposible determinar el instante de un determinado evento.

Para este fin, el análisis Wavelet permite el uso de intervalos grandes de tiempo en aquellos segmentos en los que se requiere mayor precisión en baja frecuencia y zonas o regiones específicas a lo largo de todo el espectro de frecuencia (Gao & Yan, 2011; Kouro & Rodrigo, 2002; Stephane Mallat, 2009; Peng & Chu, 2004; Yan et al., 2014), por lo que se determina como el método ideal para el análisis y manejo de las señales inherentemente no estacionarias.

1.2. Estado del arte.

El análisis de vibraciones es una técnica de diagnóstico ampliamente utilizada, la cual sirve como indicador de la condición de una máquina y, a su vez, se utiliza como una herramienta de predicción para la localización de una falla (*SKF Reliability Systems® Vibration Diagnostic Guide CM5003*, n.d.; Wowk, 1991). Para casos particulares como en los motores de combustión interna y las partes que lo constituyen, las vibraciones se pueden representar de manera general:

- i) Un nivel bajo de vibraciones se interpreta como un estado normal del motor.
- ii) Un alto nivel de vibraciones se interpreta que el motor sufre algún tipo de falla.

Se han realizado diversos trabajos en el monitoreo de la condición del motor. Una de las mediciones que se han utilizado es la presión en el cilindro (Sheffield, n.d.), porque provee casi toda la información del proceso de combustión, pero es un método costoso, ya que requiere de sensores caros y modificaciones en el motor para su instalación. Algunos análisis han tenido buen desempeño, como es la medición de la velocidad angular (Charchalis & Dereszewski, 2013; Taglialatela et al., 2013), análisis de aceite (Jiang & Yan, 2008), emisiones de escape y vibraciones (Adrian & Vargas, 2017; Wowk, 1991).

El análisis de vibraciones mediante la transformada de Fourier era comúnmente utilizado para detectar fallas inducidas en los motores de combustión interna (Ben-Ari et al., 1999; Debotton et al., 1998; Ghaderi & Kabiri, 2011; Wu & Chuang, 2005; Zabihi-Hesari et al., 2018).

En esta investigación (Arnone et al., 2009), presentan una metodología para el diagnóstico no intrusivo de un motor diesel common-rail basado en el análisis de vibraciones utilizando la PSD. En este trabajo, los

investigadores determinaron la presencia de frecuencias significativas en la banda de frecuencia.

En este artículo (Porteiro et al., 2011), se propone un método de monitoreo de condición para un motor diesel, basado en un sistema de redes neuronales multi-red de tres niveles para estimar carga, presencia de falla, tipo y ubicación de la falla a través de las vibraciones y las temperaturas en cada cilindro.

Con el paso de los años, se implementaron nuevos métodos, como el uso de transformadas integrales, con la finalidad de obtener una mejora en el diagnóstico y la detección de fallas.

Por ejemplo, en el trabajo (Wang et al., 2013b), los investigadores presentan una nueva metodología para eliminar el ruido de la señal no estacionaria y diagnosticar fallas en el motor diesel, mediante una nueva función de umbral del paquete wavelet adaptable (WP). Los resultados muestran que este método es capaz de extraer las características de la señal de impacto inducidas por las vibraciones y determinar con precisión los tipos de fallas que se presentan.

En este estudio (Khajavi, 2014), diseñan un algoritmo dirigido a la detección combinada de fallas y clasificación del motor de combustión interna mediante redes neuronales. En su algoritmo estos investigadores emplean la transformada Wavelet como etapa de preprocesamiento y utilizan la red neuronal perceptrón multicapa en la etapa posterior en la clasificación de los datos. Además, afirman que su algoritmo puede clasificar las fallas con un 100 % de eficiencia.

En este trabajo (Ghaderi & Kabiri, 2017), los investigadores dan a conocer un procedimiento que permite monitorear la condición del motor del automóvil mediante la emisión del sonido. Estos investigadores emplean la transformada wavelet para realizar la extracción de características de la señal de sonido.

En el presente estudio (Zhang et al., 2019), propusieron un sistema de vibración de alta frecuencia basado en un sensor (FBG) y utilizando un algoritmo mediante descomposición y reconstrucción de wavelet. Los resultados revelan que el método propuesto exhibe un excelente rendimiento de detección de fallas para la identificación de fallas en un ICE.

En adición, la comunidad científica ha investigado las fallas en el sistema de inyección. En este trabajo (Ftoutou & Chouchane, 2019), presentan un nuevo esquema para la detección y clasificación no supervisada de dos fallas inducidas en el sistema de inyección, utilizando el análisis tiempo-frecuencia en señales de vibración de un motor de combustión interna mediante la transformada S.

En este artículo (Taghizadeh-Alisaraei & Mahdavian, 2019a), muestran una técnica de detección de fallas en los inyectores de un motor diésel. Estos investigadores utilizan la transformada rápida de Fourier, la distribución de Wigner-Ville y la distribución de Choi-Williams. Determinan que la transformada rápida de Fourier es el método más efectivo para este estudio.

A pesar de la importancia de las fallas en el cigüeñal, que repercuten en la confiabilidad para la fabricación de motores de automóviles, conforme a la revisión bibliográfica pocos trabajos han propuesto metodologías para la detección de fallas que se presentan en los principales elementos mecánicos que conforman al motor de combustión interna.

En (Moosavian et al., 2016), identifican la falla del rayado del pistón causada por el desgaste abrasivo de tres cuerpos mediante el análisis de vibraciones. Para tal fin, se empleó la técnica CWT para obtener las características de vibración de la falla de desgaste. En esta investigación, se demostró que el desgaste del pistón excitaba la vibración del motor en la banda de frecuencia de 2.4 a 4.7 kHz. Además del estudio anterior, el mismo grupo de investigación (Moosavian et al., 2017), investiga el efecto de otro tipo de falla del pistón en el comportamiento de la vibración del motor. Las diferencias entre los estudios de esta investigación y los anteriores, están en

el modo de la falla y su gravedad. La gravedad de la falla estudiada en el presente trabajo es menor que la del anterior. Para el análisis, emplearon la STFT y la CWT.

En este trabajo (Khazaei et al., 2017), desarrollaron un sistema inteligente para detectar y clasificar condiciones de funcionamiento normales y anormales, en trabajos de alta carga y temperatura para correas de distribución. Para el procesamiento de las señales, estos investigadores utilizan la transformada de Fourier y Wavelet, y emplean una red neuronal de retro propagación para clasificar las condiciones de trabajo.

En esta investigación (Kareem, 2017), determinaron los factores primarios y secundarios que ocasionan las fallas mecánicas en el cigüeñal. Realizaron el análisis, modelando los factores determinados empleando la vida útil de los cojinetes principales a diferentes velocidades de operación mediante distintos servicios de reacondicionamiento. Implementaron un modelo del sistema basándose en datos experimentales de cigüeñales seleccionados, el cual dio como resultado la variación de la vida útil de los cigüeñales en función de los límites de reacondicionamiento.

Los trabajos mostrados por (Esat Öztürk et al., 2016; Lei et al., 2006) sugieren que el análisis de la señal de aceleración en tiempo real es muy útil para la detección temprana del fallo.

1.3. Justificación.

La fuerza a la que está sometida el cigüeñal en movimiento puede generar algún tipo de falla o problema de funcionamiento en el motor.

El cigüeñal, es una de las principales partes fundamentales de un motor de combustión interna, utiliza el empuje del pistón para impulsarse en relación con las poleas, el engranaje de sincronización y el cilindro del pistón. El cigüeñal genera un movimiento de rotación que es transmitido por la biela a través del movimiento alternativo del pistón (Kareem, 2017). La gran mayoría de los cigüeñales están contruidos de acero con carbono medio o su aleación en combinación con cromo y níquel mediante técnicas de forja o fundición, y tienen resistencias mecánicas bastantes robustas (Hoag & Dondlinger, 2015).

El cigüeñal debe ser lo suficientemente fuerte como para contener los pulsos que produce el pistón durante el proceso de combustión sin ejercer demasiada presión. Además, el cigüeñal debe equilibrarse con tanto cuidado para que se eviten las vibraciones causadas por las masas que no están centradas. Sin embargo, se agregan contrapesos al cigüeñal para que cada manivela lo equilibre (Aliakbari, 2019b). La potencia que el pistón le entrega al cigüeñal no es uniforme, lo que ocasiona la disminución o el aumento de la velocidad del cigüeñal produciendo vibraciones no deseadas. Esta limitación se logra superar en gran parte por el volante de inercia que es relativamente pesado y está conectado a un extremo del cigüeñal.

Resultados de diversas investigaciones demuestran que los muñones principales y los muñones de biela son las fuentes críticas de fallas en el cigüeñal, que ocurren en mayor o menor grado dependiendo de la naturaleza de las causas (Kareem, 2017), las cuales se dividen en causas primarias, que están basadas en las vibraciones torsionales debido al cambio en el torque, momentos de flexión, cargas axiales y velocidades; las causas secundarias se atribuyen al reacondicionamiento, mal mantenimiento del

motor y un sistema de lubricación deficiente debido a la temperatura, presiones, malos lubricantes, etc., (Kareem, 2017).

Es por tal motivo, que el conocer los parámetros de vibración en el cigüeñal tiene un nivel de importancia muy alto, ya que, con su modo de operación y uso constante, tienden a desarrollar fallas y problemas de funcionamiento que requieren ser detectados a tiempo para poder evitar daños irreparables o fallas catastróficas.

El método más conveniente en el área de detección de fallas, es el análisis de vibraciones, que se utiliza de manera efectiva en el análisis de fallas del motor (Carlucci et al., 2006; KN et al., 2020; Mendes et al., 2008; Moosavian et al., 2015, 2017; Taghizadeh-Alisaraei & Mahdavian, 2019b; Wang et al., 2013a).

Cada elemento mecánico que conforma el motor de combustión tiene características de vibración única que se conoce como firma de vibración, así como el contenido de frecuencia. Si ocurre una falla en algún elemento mecánico, las características del sistema cambian. En el análisis de vibraciones, estos cambios se observan utilizando diferentes metodologías como lo es el procesamiento de señales (Moosavian et al., 2016), así, los cambios que ocurran se podrán atribuir a esa falla en particular.

En la actualidad, hay mucha investigación sobre los mecanismos dominantes y la causalidad de las fallas estáticas del cigüeñal (Aliakbari, 2019a; Fonte et al., 2019; Jiao et al., 2020; Witek, Stachowicz, et al., 2017). Sin embargo, se reportan escasas publicaciones e investigaciones sobre fallas dinámicas del cigüeñal (Andrés-Grajales et al., 2015; Arnone et al., 2009; Becerra Villanueva et al., 2011; Charles et al., 2009; Geveci et al., 2005; Taylor et al., 1997; Witek, Sikora, et al., 2017) .

A pesar de los avances reportados en la literatura, no se encontraron reportes de investigación donde se exponga o se desarrolle una metodología completa para detectar, diagnosticar y aislar fallas del cigüeñal como el que se desarrollada en esta tesis.

Este trabajo presenta un nuevo enfoque destinado a obtener un espectro diádico de frecuencia utilizando una herramienta matemática para estudiar fallas en entornos ruidosos. Este nuevo enfoque, dirigido al dominio diádico de la frecuencia, se basa en la vinculación del periodograma clásico de Welch-Bartlett y la transformada Wavelet diádica; llevando la sensibilidad del análisis al máximo en el dominio de la frecuencia.

Dicha contribución se validó mediante el comportamiento de un cigüeñal bajo condiciones de operación sin falla y con falla.

Por lo tanto, se puede afirmar que una buena técnica para la predicción, detección y aislamiento de fallas puede reducir los costos de los daños, mejorar la seguridad y reducir el número de acciones de mantenimiento innecesarias.

1.4. Hipótesis.

Es posible realizar diagnósticos de cigüeñales de motores de combustión interna mediante análisis de vibración, utilizando bancos de filtros Wavelets y periodograma Welch-Bartlett.

1.5. Objetivo general.

Detectar defectos en cigüeñales mediante análisis de los espectros de vibración usando periodograma Welch-Bartlett.

1.5.1. Objetivos específicos.

- a) Estudio del estado del arte sobre análisis de vibraciones y transformada Wavelet.
- b) Diseño, construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas para medición de vibraciones utilizando para su análisis la plataforma Labview.
- c) Diseño de pruebas experimentales en un cigüeñal de un motor a gasolina para detectar e identificar fallas.
- d) Localizar y clasificar fallas en el cigüeñal.

Capítulo 2

Fundamento teórico

2.1. Fundamentos del análisis de vibración y sensores.

De acuerdo con la norma ISO 2041, la vibración se define como (Singiresu S. Rao, 2012), toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternadamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia.

En otras palabras, la vibración es la oscilación de un cuerpo alrededor de un punto de reposo y existen dos conceptos relacionados con ella: la frecuencia y la amplitud. Por otro lado, los sistemas oscilatorios pueden clasificarse en dos grupos (Gómez & Portador, 2005; Singiresu S. Rao, 2012; P. G. White, 1990): lineales y no lineales. Para los sistemas lineales puede aplicarse el teorema de superposición, y otra gran cantidad de técnicas matemáticas para su análisis; no así en el segundo tipo de sistemas, además de que las pocas técnicas existentes son difíciles de aplicar.

Actualmente existen técnicas de extracción de características, ya sea en el dominio del tiempo utilizando características estadísticas, de frecuencia utilizando la transformada de Fourier, o a su vez se pueden utilizar tiempo-frecuencia al utilizar la transformada rápida de Fourier y la metodología de wavelet y sus variantes (Ordoñez, 2017).

2.1.1. Clasificación de la vibración.

A. Vibración libre. Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se conoce como *vibración libre*. Ninguna fuerza externa actúa en el sistema. La

oscilación de un péndulo simple es un ejemplo de vibración libre (Singiresu S. Rao, 2012).

- B. Vibración forzada.** Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada. La oscilación que aparece en máquinas como motores diesel es un ejemplo de vibración forzada. Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición conocida como resonancia, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia (Singiresu S. Rao, 2012).
- C. Vibración no amortiguada y amortiguada.** Si no se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación, la vibración se conoce como vibración no amortiguada. Sin embargo, si se pierde energía se llama vibración amortiguada. En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia (Singiresu S. Rao, 2012).
- D. Vibración lineal y no lineal.** Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, el resorte, la masa y el amortiguador, se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como vibración lineal. Pero si cualquiera de los componentes básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se conoce como vibración no lineal. Las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento de sistemas vibratorios lineales o no lineales son asimismo lineales o no lineales, respectivamente. Si la vibración es lineal el principio de superposición es válido y las técnicas matemáticas de análisis están bien desarrolladas. Para vibración no lineal, el principio de superposición

no es válido y las técnicas de análisis son menos conocidas. Como los sistemas vibratorios tienden a comportarse no linealmente con amplitud de oscilación creciente, es deseable un conocimiento de la vibración no lineal cuando se trate con sistemas vibratorios (Singiresu S. Rao, 2012).

E. Vibración determinística y aleatoria. Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama determinística. La vibración resultante se conoce como vibración determinística. En algunos casos la excitación es no determinística o aleatoria; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar. En estos casos, una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como los valores medios o medios al cuadrado de la excitación. Ejemplos de excitaciones aleatorias son la velocidad del viento, la aspereza del camino y el movimiento de tierra durante sismos. Si la excitación es aleatoria, la vibración resultante se llama vibración aleatoria. En este caso la respuesta vibratoria del sistema también es aleatoria; se puede describir sólo en función de cantidades estadísticas. La figura 1 muestra ejemplos de excitaciones determinísticas y aleatorias.

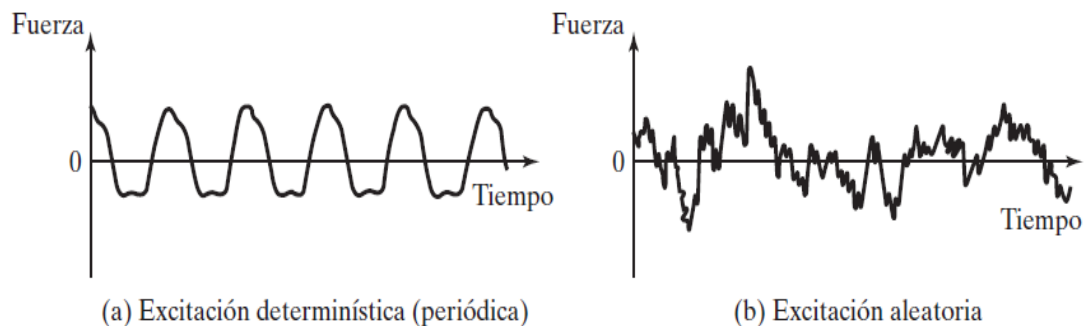


Figura 1. Excitaciones determinística y aleatoria (Singiresu S. Rao, 2012).

2.1.2. Movimiento armónico sencillo.

El movimiento más sencillo que pueda existir es el movimiento en una dirección, de una masa controlada por un resorte único. Este sistema mecánico se llama sistema resorte-masa, con un grado único de libertad. Si se desplaza la masa, hasta una cierta distancia del punto de equilibrio, y después se suelta, el resorte la regresará al equilibrio. Para entonces, la masa tendrá algo de energía cinética y rebasará la posición de descanso y desviará el resorte en la dirección opuesta. Perderá velocidad hasta pararse en el otro extremo de su desplazamiento donde el resorte volverá a empezar el regreso hacia su punto de equilibrio. El mismo proceso se repetirá con la energía transfiriéndose entre la masa y el resorte, desde energía cinética en la masa hasta energía potencial en el resorte, y regresando. La ilustración siguiente enseña una gráfica de la masa contra el tiempo:

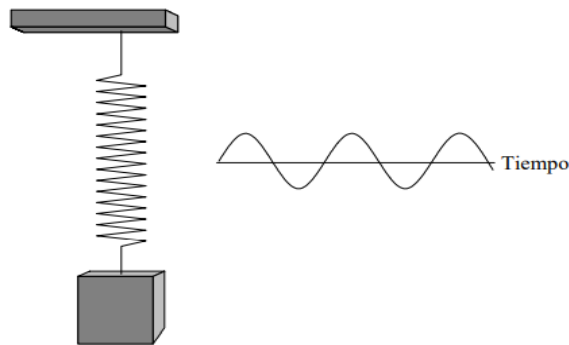


Figura 2. Movimiento armónico sencillo (P. G. White, 1990).

Si no hubiera fricción en el sistema, la oscilación continuaría en la misma proporción y en la misma amplitud para siempre. Este movimiento armónico sencillo idealizado, casi nunca se encuentra en sistemas mecánicos reales. Cualquier sistema real tiene fricción y eso hace que la amplitud de la vibración disminuya gradualmente ya que la energía se convierte en calor.

Las definiciones siguientes son aplicables al movimiento armónico sencillo:

T=el **periodo** de la onda

El periodo es el tiempo necesario para un ciclo, o para un viaje ida y vuelta, o de un cruce del nivel cero hasta el siguiente cruce del nivel cero en la misma dirección. El periodo se mide en segundos o milisegundos dependiendo de que tan rápido se cambie la onda.

F=la **frecuencia** de la onda = $1/T$

La unidad de frecuencia es el Hz, llamada por el científico alemán, Heinrich Herz, que fue el primero a investigar las ondas radio.

La frecuencia es el número de ciclos que ocurren en un segundo, y sencillamente es el recíproco del período.

2.1.3. Ecuaciones de movimiento.

Si se anota la posición o el desplazamiento de un objeto que está sometido a un movimiento armónico sencillo contra el tiempo en una gráfica, como lo mostramos arriba, la curva resultante será una onda seno o senoidal que se describe en la siguiente ecuación:

$$d = D\sin(\omega t) \quad (1)$$

donde

d = desplazamiento instantáneo

D = desplazamiento máximo o pico

t = tiempo

Esta es la misma curva que la de una función senoidal trigonométrica, y se puede considerar como la más sencilla y básica de todas las formas repetitivas de ondas. La función senoidal matemática se deriva de las longitudes relativas de los lados de un triángulo rectangular y la onda senoidal es una anotación del valor de la función senoidal contra el ángulo. En el caso de vibración, la onda senoidal se anota como una función de tiempo, pero a veces, se considera que un ciclo de la onda es igual a 360 grados de ángulo. Se comentará más a cerca de este sujeto cuando trataremos el tema fase. La velocidad del movimiento que describimos arriba es igual a la proporción del cambio del desplazamiento, o en otras palabras a que tan rápido se cambia su posición. La razón de cambio de una cantidad respecto a otra se puede describir con la derivada siguiente:

$$v = \frac{dd}{dt} = \omega D \cos(\omega t) \quad (2)$$

Donde $v = \text{velocidad instantanea}$.

Aquí se puede ver que la forma de la función de velocidad también es senoidal, pero ya que está descrita por el coseno, está desplazado de 90 grados. En un momento veremos lo que eso significa. La aceleración del movimiento que aquí se describe está definida como la proporción de cambio de la velocidad, o que tan rápido la velocidad está cambiando en cualquier momento.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2d}{dt^2} = -\omega^2 D \sin(\omega t) \quad (3)$$

Donde $a = \text{aceleracion instantanea}$.

2.1.4. Dinámica de sistemas dinámicos.

Una estructura física pequeña y compacta como el mármol se puede imaginar cómo solamente una masa. Se moverá en respuesta a una fuerza externa que se aplica a ella, y su movimiento será gobernado por las leyes de movimiento de Newton. En términos sencillos, las leyes de Newton dicen que, si el mármol está en reposo, se quedará en reposo, a menos que una fuerza externa actúe sobre él. Si está sometido a una fuerza externa, su aceleración será proporcional a esa fuerza. La mayoría de los sistemas mecánicos son más complejos que una masa sencilla, ya que necesariamente se mueven como un entero, cuando son sometidos a una fuerza. Sistemas mecánicos como máquinas rotativas no tienen una rigidez infinita y tienen varios grados de flexibilidad a varias frecuencias. Como lo veremos, su movimiento en respuesta a una fuerza externa depende de la naturaleza de esta fuerza, y las características dinámicas de su estructura mecánica y muchas veces es muy difícil predecirlas. Las disciplinas de Modelación Finita de Elementos y Análisis Modal se dedican a predecir como una estructura reaccionará a una fuerza conocida. No trataremos más en detalle esas materias ya que son muy complejas, pero es instructivo estudiar la manera como interactúan fuerzas y estructuras si es que queremos entender el aspecto útil del análisis de vibraciones en maquinaria (Singiresu S. Rao, 2012; P. G. White, 1990).

2.1.5. Medición de amplitud de vibración.

Las definiciones siguientes se aplican a la medición de la **amplitud** de las vibraciones mecánicas.

Amplitud Pico (Pk) es la distancia máxima de la onda del punto cero o del punto de equilibrio.

Amplitud Pico a Pico (Pk-Pk) es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda senoidal, el valor pico a pico es exactamente dos veces el valor pico, ya que la forma de la onda es simétrica. Pero eso no es necesariamente el caso con todas las formas de ondas de vibración, como lo veremos dentro de poco.

Amplitud Raiz del Promedio de los Cuadrados (RPC) es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. En el caso de una onda senoidal el valor RPC es igual a 0.707 del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda senoidal. El valor RPC es proporcional al área abajo de la curva. Si se rectifican a los picos negativos, eso quiere decir si se les hace positivos, y el área abajo de la curva resultante está promediado hasta un nivel medio este nivel es proporcional al valor RPC (P. G. White, 1990).

2.1.6. Fase.

Fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas senoidales. Aunque la fase es una diferencia verdadera de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo, en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero periodo de tiempo. La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama a veces el desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o de un período de la onda, lo que realmente no es ningún desplazamiento. Un desplazamiento de 90 grados es un desplazamiento de 1/4 del periodo de la onda etc. El desplazamiento de fase puede ser considerado positivo o negativo; eso quiere decir que una forma de onda puede ser retrasada relativa a otra o una forma de onda puede ser avanzada relativa a otra. Esos fenómenos se llaman atraso de fase y avance de fase respectivamente.

Atraso de tiempo = $1/4$ de periodo = 90 grados de :

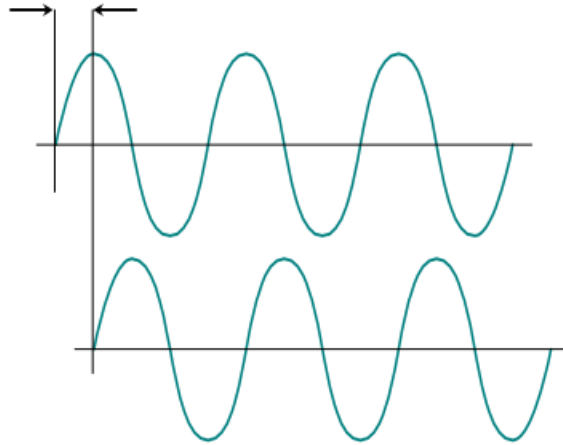


Figura 3. Fase (P. G. White, 1990).

En este ejemplo, la curva inferior está desplazada de 90 grados con respecto a la curva superior. Eso es un atraso de tiempo de $1/4$ del período de la onda. También se podría decir que la curva superior tiene un avance de 90 grados (P. G. White, 1990).

2.1.7. Unidades de vibración.

Solamente se ha considerado el **desplazamiento** de un objeto vibrando como una medida de la amplitud de su vibración. El desplazamiento es sencillamente la distancia desde una posición de referencia., o punto de equilibrio. Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando tendrá una **velocidad** y una **aceleración** variable. La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y en el sistema inglés, se mide por lo general en pulgadas por segundo (PPS). Aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad y en el sistema inglés se mide en

unidades **G**, o sea la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra. El desplazamiento de un cuerpo, que está sujeto a un movimiento sencillo armónico es una onda senoidal, como hemos visto. También resulta (y se puede comprobar fácilmente matemáticamente) que la velocidad del movimiento es senoidal. Cuando el desplazamiento está a su máximo, la velocidad estará cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se da la vuelta. Cuando el desplazamiento está cero (el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda a 90 grados, comparada a la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, se dice que la velocidad tiene un avance sobre el desplazamiento de un ángulo de 90 grados fase. Si nos recordamos que la aceleración es la proporción del cambio de velocidad, se puede demostrar que la forma de onda de aceleración de un objeto sujeto a un movimiento sencillo armónico también es senoidal y también que cuando la velocidad está en su máximo, la aceleración es cero. En otras palabras, la velocidad no se está cambiando en este momento. Cuando la velocidad es cero, la aceleración está en su máximo en este momento la velocidad está cambiando lo más rápido. La curva senoidal de la aceleración contra tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda de la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados sobre la velocidad (P. G. White, 1990).

2.1.8. Frecuencia natural, resonancia e impedancia mecánica.

Se le llama frecuencia natural a la frecuencia que solo depende de la masa y la rigidez del sistema máquina-soportes. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno la desvía y después la suelta. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales, como las que mostró el sistema en el que se analizaron los rodamientos. De cualquier

estructura física se puede hacer un modelo en función de un número de resortes, masas y amortiguadores. Los amortiguadores absorben energía, mientras que los resortes y las masas la liberan.

El resorte y la masa interactúan uno con otro, de manera que forman un sistema que hace resonancia a su frecuencia natural característica. Si se le aplica energía a un sistema masa-resorte, el sistema vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La ecuación es (Singiresu S. Rao, 2012; P. G. White, 1990):

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

Donde

$F_n =$ frecuencia natural.

$k =$ constante del resorte o rigidez

$m =$ masa

De la ecuación 4 se puede ver que, si la rigidez aumenta, el valor de la frecuencia natural también lo hace, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye.

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar que los daños evolucionen muy rápidamente.

La impedancia mecánica es una medida de la resistencia al movimiento de una estructura cuando se le aplica una fuerza. La impedancia mecánica de una estructura varía de manera complicada, a medida que varía la frecuencia. En las frecuencias de resonancia la impedancia será baja, lo

que significa que se debe aplicar muy poca fuerza a esas frecuencias para evitar una vibración excesiva (Gómez & Portador, 2005).

2.1.9. Sistemas lineales y No lineales.

Para ayudar a entender la transmisión de vibración a través de una máquina es conveniente investigar el concepto de linealidad y lo que significa sistemas lineales y no lineales. El término "lineal" también se refiere a las características de un sistema que puede tener señales de entrada y de salida. Un sistema es cualquier aparato o estructura que puede aceptar una señal de entrada o estímulo en alguna forma y producir una señal de salida o respuesta. Ejemplos de sistemas son grabadoras y amplificadoras, que funcionan con señales eléctricas y estructuras mecánicas en las que las señales de entrada son fuerzas de vibración y las señales de salida son desplazamientos, velocidades y aceleraciones de vibraciones (P. G. White, 1990).

Definición de linealidad.

Se dice que un sistema es lineal, cuando cumple con los dos criterios siguientes:

1. Si una entrada X al sistema produce una salida X , entonces una entrada $2X$ producirá una salida $2X$. En otras palabras, la magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema.
2. Si una entrada X produce una salida X , y una entrada Y produce una salida Y , entonces una entrada $X+Y$ producirá $X+Y$. En otras palabras, el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente y esas no interactúan en el sistema. Esos criterios implican el hecho que un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén

presentes en la entrada. Observen que no hay nada en estos criterios que diga que la salida del sistema es la misma que la entrada, o que la salida se parece a la entrada. Por ejemplo, la entrada podría ser una corriente eléctrica y la salida podría ser una temperatura. En el caso de estructuras mecánicas como máquinas consideraremos la entrada como una fuerza vibratoria y la salida como la vibración medida (P. G. White, 1990).

No linealidades en Sistemas.

La linealidad con absoluta perfección no existe en ningún sistema real. Hay muchos tipos diferentes de no linealidad y existen en varios grados en todos los sistemas mecánicos, aunque muchos sistemas actuales se acercan a un comportamiento lineal, especialmente con niveles de entrada pequeños. Si un sistema no es lineal, producirá frecuencias en su salida, que no existen en su entrada. Un ejemplo es un amplificador estéreo o una grabadora que produce armónicos de su señal de entrada. Esto se llama distorsión armónica y disminuye la calidad de la música reproducida. La distorsión armónica casi siempre es peor con señales de niveles altos. Un ejemplo es una radio pequeña que suena relativamente "limpia" a nivel de volumen bajo, pero chilla de manera distorsionada a niveles de volumen altos. Muchos sistemas son casi lineales en respuesta a entradas pequeñas, pero se vuelven no lineales a niveles de excitación superiores. A veces existe un umbral definido. Las señales de entrada, ligeramente superiores a este umbral resultan no lineales en una gran proporción. Un ejemplo de este es el corte de un amplificador cuando el nivel de su señal de entrada excede el voltaje o la capacidad de oscilación de su suministro de energía. Este es análogo a un sistema mecánico donde una parte se puede mover libremente hasta que pega con un tope, como un carter de rodamiento flojo, que se puede mover un poco antes de que le paran los pernos de montaje.

2.1.10.Sensores de vibración.

La norma ISO 2041 define un transductor como un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía; ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada (Ocak & Loparo, 2001; P. G. White, 1990).

El transductor de vibraciones es un aparato que produce una señal eléctrica que es una réplica del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes (ruido) a la señal, y deberá producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias de interés.

Existe una amplia variedad de dispositivos para obtener señales de vibración:

1. De proximidad ó de desplazamiento, que son unidades de montaje permanente y cuya operación está basada en un principio magnético, y por eso es sensible a las anomalías magnéticas en la flecha (P. G. White, 1990).
2. De velocidad, que fue uno de los primeros transductores de vibración. Está formado por una bobina de alambre y de un imán. Sin embargo, son relativamente pesados y complejos, y por eso son caros. Su respuesta en frecuencia que va desde 10 Hz a 1 kHz se considera baja (Ocak & Loparo, 2001; P. G. White, 1990).
3. El acelerómetro, del cual existen diferentes tipos y básicamente difieren en el método que utilizan para detectar la aceleración que sufre un objeto, existen acelerómetros piezoeléctricos, acelerómetros de inducción (Ocak & Loparo, 2001). A continuación, se describe más

a detalle el principio de operación de los acelerómetros utilizados en el desarrollo de la tesis.

Acelerómetro.

A continuación, se definen algunas de las características de éstos.

- a) **Rango de medición.** Se refiere a la cantidad de gravedades que el dispositivo puede medir.
- b) **Factor de escala.** Especifica el cambio de voltaje en la salida por unidad de gravedad de aceleración aplicada.
- c) **Resolución.** Nivel más bajo de gravedad que el acelerómetro es capaz de medir.
- d) **Operación Radiométrica.** El circuito usa la fuente de alimentación como voltaje de referencia.
- e) **Ancho de Banda.** Se define como el rango de operación hasta -3dB, es el rango de frecuencias que puede medir.
- f) **Sensibilidad.** Es el valor de voltaje que el acelerómetro proporciona por cada unidad de gravedad aplicada (Gómez & Portador, 2005).

Acelerómetro Piezoeléctrico.

Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas. El acelerómetro de tipo a compresión fue el primero en ser desarrollado. Por lo general se prefiere el acelerómetro del tipo a cizallamiento (tipo de deformación en la que no hay cambio de volumen, pero sí de forma), configurado de tal manera, que el elemento activo está sujeto a fuerzas de cizallamiento.

En la Figura 4 se muestran los elementos del acelerómetro piezoeléctrico de tipo a compresión. La masa sísmica está sujeta a la base con un perno axial, que se apoya en un resorte circular. El elemento piezoeléctrico está

ajustado entre la base y la masa; y cuando es sometido a una fuerza, genera una carga eléctrica entre sus superficies. Hay muchos materiales de este tipo, aunque el cuarzo es el que más se utiliza. También hay materiales piezoeléctricos

sintéticos que funcionan bien y en algunos casos son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el cuarzo. Si se incrementa la temperatura de un material piezoeléctrico, se va a llegar al llamado "punto curie" o "temperatura curie" y se pierde la propiedad piezoeléctrica. Una vez que esto pasa, el transductor está defectuoso y no se podrá reparar (*IMI Sensors: Industrial Monitoring Instrumentation*, 2022; Weber, 2021).

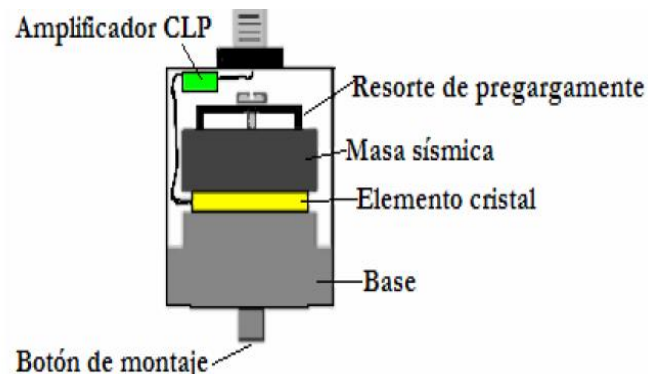


Figura 4. Acelerómetro piezoeléctrico (*IMI Sensors: Industrial Monitoring Instrumentation*, 2022).

Cuando se mueve el acelerómetro en la dirección arriba-abajo, la fuerza que se requiere para mover la masa sísmica está soportada por el elemento activo. Según la segunda ley de Newton, la fuerza sobre el cristal produce la señal de salida, que por consiguiente es proporcional a la aceleración del transductor. Los acelerómetros son lineales en el sentido de la amplitud, lo que quiere decir que tienen un rango dinámico muy largo. Los niveles más bajos de aceleración que puede detectar son determinados únicamente por el ruido electrónico del sistema, y el límite de los niveles más altos es la

destrucción del mismo elemento piezoeléctrico. Este rango de niveles de aceleración puede abarcar un rango de amplitudes de alrededor de 10 niveles (desde μg 's hasta varios cientos de g 's), lo que es igual a 160 dB, ningún otro transductor puede igualar esto. El piezoeléctrico es muy estable y mantiene su calibración si no se le maltrata. Las dos maneras de que se puede dañar un acelerómetro piezoeléctrico son la exposición a un calor excesivo y la caída en una superficie dura. Si se cae de una altura de más de un par de pies, en un piso de concreto o en una cubierta de acero, se debe volver a calibrar para asegurar que el cristal no se halla cuarteado. Una pequeña cuarteadura causará una reducción en la sensibilidad y también afectará de manera importante a la resonancia y a la respuesta de frecuencia. Los fabricantes recomiendan calibrar los acelerómetros una vez al año.

El rango de frecuencias del piezoeléctrico es muy ancho y se extiende desde frecuencias muy bajas hasta varias decenas de kHz. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sísmica, junto con la elasticidad del piezoelemento. Esa resonancia produce un pico importante en la respuesta de la frecuencia natural del transductor. Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de $1/3$ de su frecuencia natural.

La mayoría de los acelerómetros piezoeléctricos que se usan hoy en día en la industria son del tipo "ICP" (Integrated Circuit Piezoelectric), lo que quiere decir que tienen un preamplificador interno de circuito integrado.

Este preamplificador recibe su energía de la polarización de la corriente directa por el alambre de la misma señal, así que no se necesita alambrado suplementario. El aparato con que está conectado debe tener un voltaje de corriente directa disponible para este tipo de transductor. El acelerómetro ICP tendrá un límite de baja frecuencia, debido al mismo preamplificador y este se sitúa generalmente a 1 Hz para la mayoría de las unidades disponibles comercialmente. Algunas unidades son diseñadas

especialmente para ir hasta 0.1 Hz si se necesitan datos de muy baja frecuencia.

Cuando se coloca un acelerómetro es importante que la ruta de vibración desde la fuente hacia el acelerómetro sea la más corta posible, especialmente si se está midiendo la vibración en rodamientos con elementos rodantes (Gómez & Portador, 2005; *IMI Sensors: Industrial Monitoring Instrumentation*, 2022; Weber, 2021).

2.2. Principios de funcionamiento de un motor de combustión interna.

2.2.1. Proceso operativo básico.

En un motor, el aire puede calentarse a una temperatura muy alta y se crea una presión correspondientemente alta dentro del cilindro, ejerciendo así una fuerza considerable sobre el pistón.

La presión sobre el pistón solo puede empujarlo hacia abajo, y al final de una carrera hacia abajo, la presión debe liberarse y el pistón debe volver a la parte superior del cilindro antes de que pueda empujarse hacia abajo nuevamente. La presión se libera al abrir un orificio en el cilindro llamado puerto de escape, y el pistón regresa al cilindro mediante la rotación de una rueda con un borde pesado llamado volante instalado en el cigüeñal. Una vez que se ha hecho girar este volante, continuará girando durante varias revoluciones (Hillier & Hillier, 2011).

El aire dentro del cilindro podría calentarse tocando una llama en el exterior del cilindro. Sin embargo, para alcanzar el aire del interior, el calor tendría que atravesar la pared del cilindro, por lo que el aire no podría calentarse más que el cilindro. Gran parte del calor utilizado se perdería al calentar el cilindro y el aire exterior.

Cualquier motor que utiliza el calor producido al quemar un combustible para desarrollar potencia mecánica se llama motor térmico. Uno de esos motores en que el combustible se quema dentro del motor se llama motor de combustión interna. Los motores de combustión interna pueden usar cualquiera de una variedad de combustibles. La gasolina es un líquido refinado del petróleo crudo, y es particularmente adecuado como combustible para vehículos. Es líquido a temperaturas normales y un vehículo puede transportar, en un tanque bastante pequeño, suficiente para recorrer 480 km (300 millas). La gasolina emite un vapor inflamable incluso a temperaturas bastante bajas, lo que permite arrancar el motor en frío con poca dificultad (Hillier & Hillier, 2011; NUNNEY, 2007).

2.2.2. Ciclo de operaciones.

Antes de quemar gasolina o diésel, deben vaporizarse y mezclarse con una cantidad adecuada de aire. A continuación, esta mezcla debe introducirse en el cilindro. Esto se hace de dos maneras: a través de un orificio llamado puerto de entrada o inyectado directamente en la cámara de combustión. Una vez dentro del cilindro, la mezcla se comprime antes de quemarse, ya que esto aumenta mucho la presión después de quemarse. Después de la compresión, el combustible vaporizado se enciende mediante una chispa eléctrica que, en el momento apropiado, salta a través de un pequeño espacio en una bujía, enroscada en la parte superior del cilindro, o mediante relaciones de compresión altas en el caso de los motores diésel.

Después de que el combustible se haya quemado y la presión resultante haya empujado el pistón hacia abajo del cilindro, los gases quemados se liberan, como ya se mencionó, a través del puerto de escape (Hillier & Hillier, 2011).

El funcionamiento del motor implica la repetición continua de cuatro operaciones, que constituyen lo que se denomina el ciclo de operaciones.

Estas operaciones se repiten continuamente, siempre que el motor esté en marcha, en el siguiente orden:

1. El pistón descenderá hasta la parte inferior del cilindro y la(s) válvula(s) de entrada se abrirá(n) simultáneamente durante este período. La carga es una mezcla de vapor de combustible y aire para el motor de gasolina o simplemente aire para el motor diésel y algunas variantes de gasolina selectivas se aspiran al área superior del cilindro (sobre el pistón). Esto se conoce como carrera de inducción.
2. A medida que el pistón comienza a moverse hacia arriba en el cilindro, la(s) válvula(s) de entrada se cerrarán. La fuerza generada por el movimiento del pistón hacia arriba del cilindro comprimirá la carga en el área superior del cilindro; esto se conoce como la cámara de combustión. Completar esta parte del ciclo comprimirá la carga y elevará su temperatura a un nivel alto. Esto se conoce como la carrera de compresión.
3. Cuando el pistón alcance su punto más alto, la carga comprimida se encenderá. En un motor de gasolina, la carga se encenderá mediante el uso de una chispa eléctrica, que luego quemará la masa de carga. En los motores diésel, la inyección del combustible diésel en el aire caliente cargado hace que se encienda y se queme. En ambos casos, la carga encendida obligará al pistón a bajar por su cilindro. Esto se conoce como carrera de potencia o de encendido.
4. A medida que el pistón alcanza su punto más bajo dentro del cilindro, comenzará a volver a subir. Al hacerlo, comenzará a expulsar los gases quemados de su cilindro a través de una válvula de escape abierta. Una vez que llegue al área superior de su cilindro, se eliminarán todos los gases y se cerrará la válvula de escape. Esto se conoce como la carrera de escape.

El procedimiento operativo anterior se conoce como el ciclo de cuatro tiempos. Esto se debe a que las cuatro operaciones coinciden con los movimientos de desplazamiento del pistón (carreras) desde su punto de posición más alto dentro de su cilindro, moviéndose hacia abajo hasta su punto más bajo. Un ciclo de dos tiempos, que también usa los principios fundamentales de las carreras de inducción, compresión, ignición y escape, también tiene aplicación automotriz, particularmente en motocicletas, aunque existen diferencias significativas en los detalles de operación entre los dos tipos (Hillier & Hillier, 2011; NUNNEY, 2007).

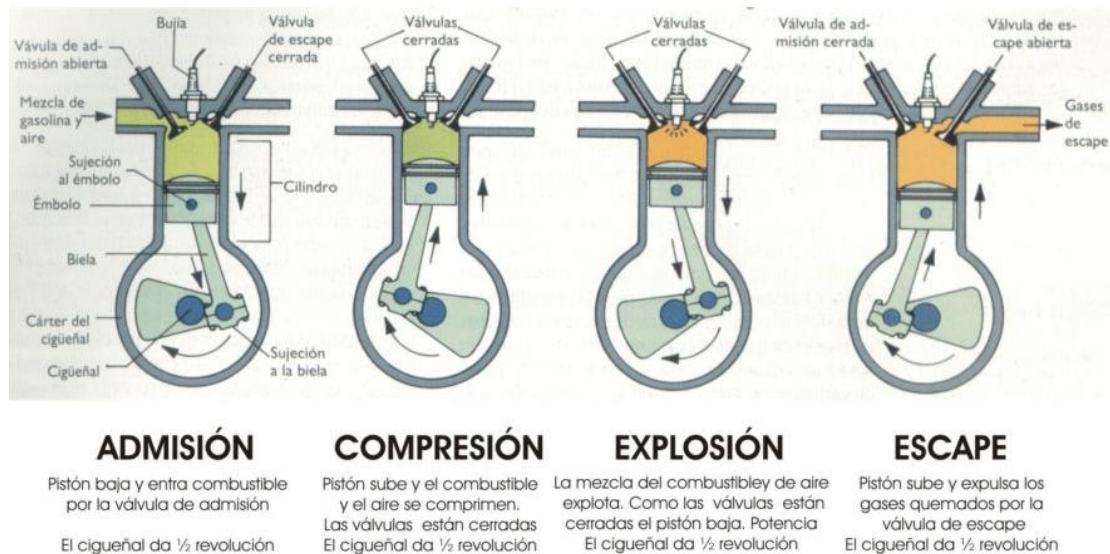


Figura 5. Funcionamiento de un motor en un ciclo de cuatro tiempos (Hillier & Hillier, 2011).

2.2.3. Orden de encendido.

Los cilindros de un motor de cilindros múltiples tienen un orden para realizar sus carreras de potencia en serie. Esta secuencia en el que trabajan los cilindros se denomina orden de encendido del motor. Para un funcionamiento más suave, las carreras de potencia deben espaciarse a intervalos iguales, siendo cada intervalo igual al número de grados por ciclo de operaciones

(720° para un motor de cuatro tiempos) dividido por el número de cilindros. Para un motor de cuatro cilindros, el intervalo será $720^\circ/4 = 180^\circ$ y para uno de seis cilindros: $720^\circ/6 = 120^\circ$ (Hillier & Hillier, 2011).

Motores de 4 cilindros en línea.

La figura 6, muestra el arreglo de los cilindros y el cigüeñal en un motor de este tipo. Las carreras de fuerza ocurren en intervalos de 180° y los pistones se mueven en pares; 1 y 4 formando un par, y 2 y 3 el otro. Suponga que el pistón 1 está comenzando su carrera de potencia, luego el pistón 4 se moverá hacia abajo en su cilindro en su carrera de inducción.

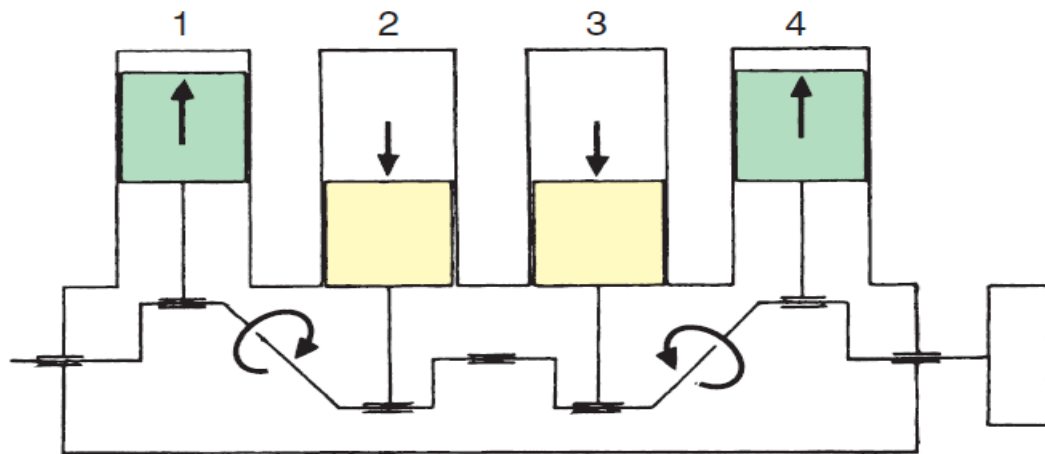


Figura 6. Arreglo de cilindros y cigüeñal para un motor de cuatro cilindros en línea (Hillier & Hillier, 2011).

El pistón 2 se moverá hacia arriba en su carrera de escape o de compresión, y el pistón 3 se moverá hacia arriba en su carrera de compresión o de escape. Además de recibir los impulsos de encendido, el cigüeñal también tiene que resistir las fuerzas creadas cuando los pistones cambian su dirección de movimiento.

Las flechas en la Figura 6, indican las fuerzas de inercia y las flechas circulares muestran el efecto sobre el cigüeñal. La alta velocidad y la potencia que produce un motor moderno hace que la carga sobre el cigüeñal y el cojinete central sea muy alta. Se proporcionan cojinetes principales adicionales entre cada giro de manivela para endurecer el diseño (Hillier & Hillier, 2011; NUNNEY, 2007).

Oscilación torsional

Ocurre cuando una masa giratoria genera una frecuencia armónica a través de su masa, creando ligeros cambios en la velocidad de rotación (Hillier & Hillier, 2011).

2.2.4. Equilibrio del motor.

El cigüeñal gira en sentido horario a medida que el pistón es empujado hacia abajo hasta que alcanza el punto más bajo de su recorrido. En este punto, la biela del cigüeñal estará directamente debajo del centro del cigüeñal, todos en línea recta. En esta posición, la presión sobre el pistón no tendrá efecto de giro sobre el cigüeñal, por lo que esta posición se denomina punto muerto. Otro punto muerto ocurre cuando el pistón está en el extremo superior de su recorrido. Estos dos puntos muertos, que se conocen como punto muerto inferior (BDC) y punto muerto superior (TDC), marcan los límites extremos del recorrido del pistón. El movimiento del pistón de un punto muerto a otro se llama carrera, y hay dos carreras del pistón por cada revolución del cigüeñal

Ocurren vibraciones severas si el motor está en un mal estado de equilibrio. Esta vibración puede ser causada por factores de diseño o puede resultar de un mal mantenimiento del motor. Si se quiere minimizar la vibración, se debe prestar atención a lo siguiente (Hillier & Hillier, 2011):

1. **Equilibrio primario.**
2. **Equilibrio de componentes.**
3. **Intervalo de encendido.**
4. **Equilibrio secundario.**

Equilibrio primario.

Cuando un pistón pasa por TDC y BDC, el cambio de dirección produce una fuerza de inercia que intenta mantener el movimiento del pistón en la dirección en la que viajaba antes del cambio. Esta fuerza, llamada fuerza primaria, aumenta a medida que aumenta la velocidad del motor. A menos que se contrarreste, producirá una fuerte oscilación en el plano vertical (es decir, en línea con el eje del cilindro).

Cuatro cilindros.

La figura 7, muestra el diseño de tiro del cigüeñal en un motor en línea de cuatro cilindros y la dirección de las fuerzas primarias. El equilibrio primario se logra porque las fuerzas sobre los dos pistones en TDC son iguales a las fuerzas sobre los pistones en BDC.

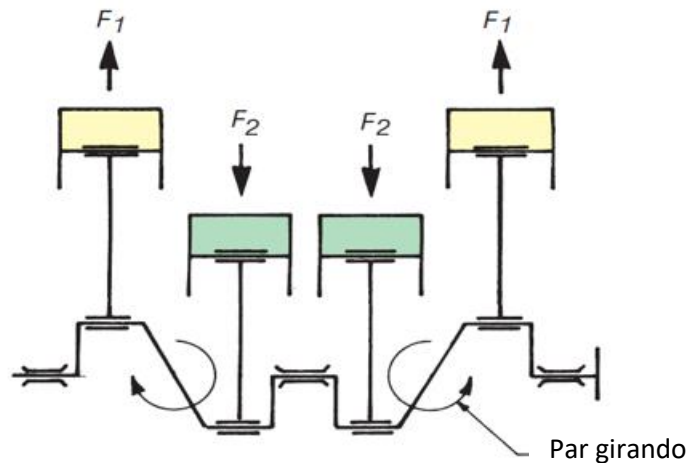


Figura 7. Fuerza primaria-cuatro cilindros (Hillier & Hillier, 2011).

La acción de flexión sobre el eje producida por los pares y la alta carga sobre el cojinete principal central pueden reducirse agregando masas de contrapeso al cigüeñal. Además, mediante el uso de cinco cojinetes principales para soportar el eje (en lugar de los tres comúnmente utilizados anteriormente) se logra una construcción más robusta, lo cual es esencial en los motores modernos debido a las altas velocidades de funcionamiento (Hillier & Hillier, 2011; NUNNEY, 2007).

Equilibrio de componentes.

Para minimizar la vibración, todos los componentes que deben girar a alta velocidad deben estar equilibrados. Esto es particularmente importante con componentes grandes y pesados, como el conjunto del volante y embrague. Aunque estas dos partes se equilibran por separado dentro de los límites dados, es muy importante el acoplamiento de cada parte para que "corran correctamente" con el eje del cigüeñal.

Las masas recíprocas también deben equilibrarse para lograr un buen equilibrio primario. Todas las partes que se mueven de esta manera deben

seleccionarse de modo que tengan casi el mismo peso. El desequilibrio normalmente se corrige quitando metal perforando uno o más agujeros en el componente en el punto pesado (Hillier & Hillier, 2011).

Intervalo de encendido

El ángulo que gira el cigüeñal entre las carreras de potencia de un motor de varios cilindros debe ser regular si se desea lograr la máxima suavidad. Además, cuantos más cilindros se disparen durante el período de 720° del ciclo de cuatro tiempos, menor será la variación en el par de salida y más uniforme será el flujo de potencia en las ruedas (Hillier & Hillier, 2011).

Equilibrio secundario.

Las fuerzas de inercia consideradas durante el estudio del equilibrio primario se basan en un movimiento del pistón, que se denomina movimiento armónico simple (MAS). Este tipo de movimiento alternativo se muestra en la figura 7a. Considere que el punto P viaja a una velocidad constante alrededor de un círculo de diámetro AB, y otro punto N se mueve en línea recta de A a B.

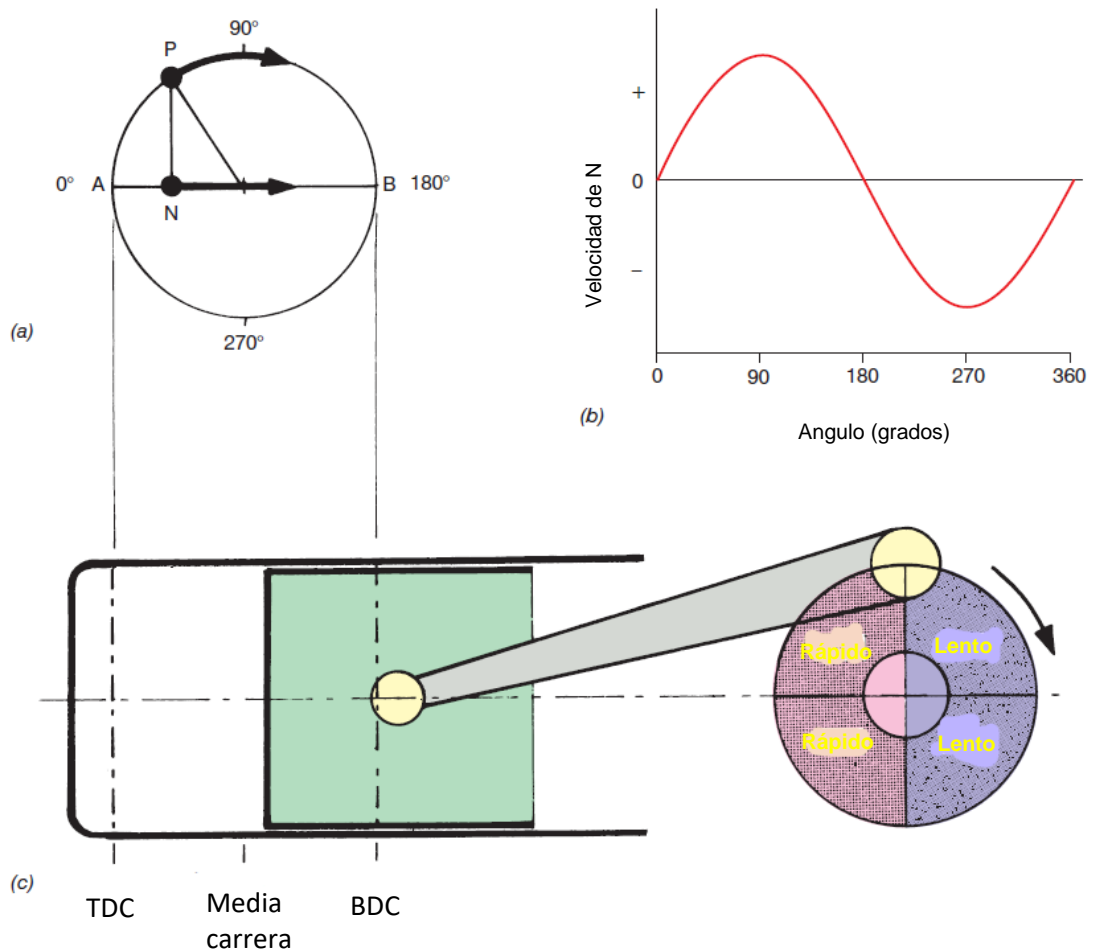


Figura 8. Movimiento armónico simple y movimiento del pistón (Hillier & Hillier, 2011).

Se dice que el punto N se mueve en MAS si siempre se mantiene al pie de la perpendicular NP. El punto N varía su velocidad a medida que viaja a través de AB y esto se muestra en la gráfica (Figura 7b).

Comparando el movimiento de un pistón de motor con SHM se observa que durante la primera rotación de 90° de la manivela desde el PMS, el pistón recorre una mayor distancia; mientras que dentro del rango de 90 a 180° se cubre una distancia menor en el tiempo dado (Figura 7c).

Un motor de cuatro cilindros en línea tiene un equilibrio primario muy bueno pero un equilibrio secundario malo. El efecto de este desequilibrio produce una vibración en el plano vertical a una frecuencia dos veces la velocidad de la manivela. Esta vibración se controla mediante el uso de soportes de motor de caucho blando, evitando que la vibración del motor se transmita al resto del vehículo (Hillier & Hillier, 2011).

2.3. Cigüeñales.

2.3.1. Principales características

El cigüeñal es la parte de un motor alternativo que convierte la potencia creada a partir de las carreras de los pistones en los cilindros (entrega de potencia lineal) en movimiento de rotación y la transmite al sistema de transmisión, el tren de transmisión y los neumáticos (Hillier & Hillier, 2011; Kareem, 2017; NUNNEY, 2007).

El cigüeñal de un motor está formado por una serie de "secciones" (Figura 9). Los muñones principales giran en los cojinetes principales y muñón de biela, al que se ajusta la biela, el cual está desplazado de los muñones principales por una distancia denominada radio del cigüeñal. Los contrapesos conectan los muñones principales con los muñones de biela.

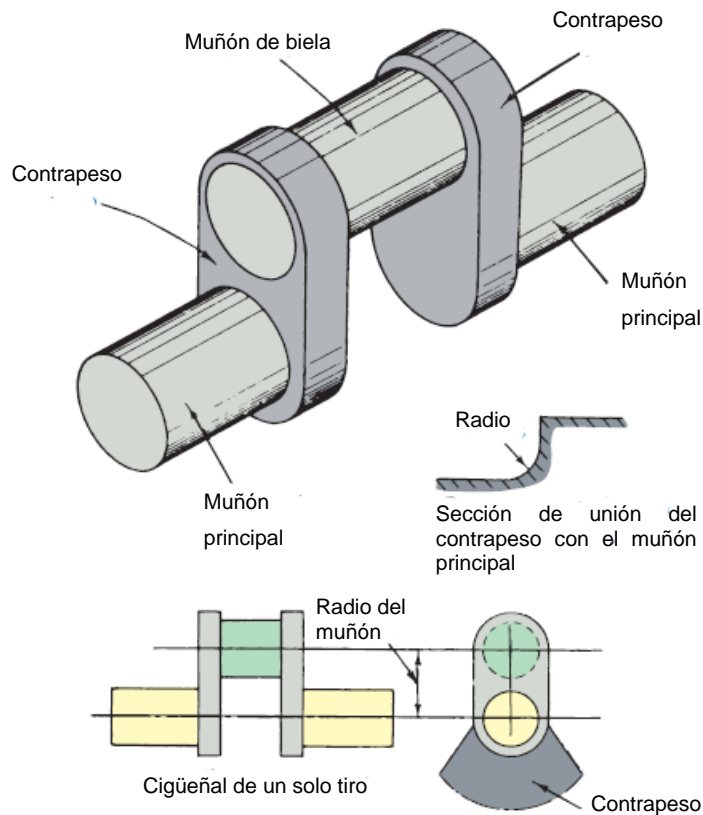


Figura 9. Cigüeñal de un solo tiro (Hillier & Hillier, 2011; Kareem, 2017).

2.3.2. Equilibrio de masas.

En algunos casos, los contrapesos se extienden para formar masas de equilibrio, que se utilizan en ciertos tipos de motores para garantizar que las piezas giratorias estén equilibradas de la manera más eficaz posible y que produzcan poca o ninguna vibración cuando el motor esté en marcha. No es posible equilibrar completamente las partes giratorias de todos los tipos de motores, siendo este uno de los problemas en los motores mono-cilíndricos, que es imposible de equilibrar perfectamente.

En algunos motores en los que las piezas giratorias están perfectamente equilibradas, todavía se pueden utilizar masas similares a las masas de equilibrio: la fuerza centrífuga que actúa sobre los muñones del

cigüeñal provoca una carga pesada de los cojinetes principales adyacentes a altas velocidades, y al extender los contrapesos para formar masas de equilibrio se aplica una fuerza contra centrífuga en oposición al muñón de biela, lo que reduce la carga del cojinete. Las masas utilizadas de esta manera se conocen más correctamente como masas de contrapeso (Hillier & Hillier, 2011).

2.3.3. Materiales del cigüeñal.

Tradicionalmente, los cigüeñales están hechos de acero forjado (fundido) de alta resistencia y baja aleación. Algunos se producen a partir del hierro de grafito esferoide (Kareem, 2017). La composición general del material de un cigüeñal de hierro fundido de alta resistencia se estableció como (Sadegh & Worek, 2018): Carbono, 3,50%–4,20%; Azufre, 0,03% máximo; Manganeso, 0,30-1,00%; cromo, 0,2% máximo; silicio, 1,80–2,75 %; Níquel, 1,00% máximo; y Fósforo, 0,08% máximo.

El rango de su número de dureza Brinell (BHN) es 217-286. Las descripciones detalladas del diseño, material, especificaciones y ensamblaje del cigüeñal se presentan en los siguientes estudios (AERA, 2022; Hoag & Dondlinger, 2015; NUNNEY, 2007; Sadegh & Worek, 2018).

2.3.4. Fallas en el cigüeñal.

Los ejes y cigüeñales del motor están sujetos a un número significativo de cargas cíclicas durante el servicio (Fonte et al., 2015).

El cigüeñal tiene orificios en las guías que sirven como paso de aceite a través de los cuales el aceite fluye desde el cojinete principal hasta la biela, para lubricar el sistema. Cuando el cigüeñal está girando, la fuerza centrífuga actúa sobre él y su biela asociada, y tiende a desviarlo. El extremo trasero

tiene acoplado la placa de mando del volante unida a ella. El extremo delantero tiene el engranaje o rueda dentada que impulsa el árbol de levas, el amortiguador de vibraciones y la polea de la correa de transmisión.

Sin embargo, los cigüeñales tienden a fallar cuando se operan a alta velocidad. Las fallas repentinas se pueden prevenir si los muñones de los cojinetes principales están bien diseñados y son capaces de resistir, a alta velocidad, la desviación emanada de las cargas de flexión y torsión (Kareem, 2017).

Las fallas debido a las fuerzas de torsión (vibración) son prominentes en los cigüeñales de los automóviles, y se atribuyeron principalmente a fallas en los cojinetes, muñones principales y muñón de biela (Kareem, 2007; NUNNEY, 2007).

Mecánicamente, se ha descubierto que las fallas ocurren en el empuje del cigüeñal/cojinete principal cuando: se ejerce una presión indebida en el área del cojinete con el muñón principal; el torque se convierte en una falla o desgaste; más cuando hay ascenso prolongado, especialmente con vehículos pesados (NUNNEY, 2007; Ross, 1995).

La identificación de las fuentes de falla del cigüeñal ayudará a desarrollar una estrategia sostenible para poder controlarlas.

Causas de las fallas en el cigüeñal

Algunos trabajos han abordado el problema de las fallas del cigüeñal de los automóviles y la gestión del mantenimiento (I. T. Castro et al., 2013; Hopp & Wu, 2007; Kareem, 2007, 2015; May & Simpson, 1993; Nicolai & Dekker, 2008; Scarf & Deara, 2003; Shao & Mechefske, 2009; Veldman et al., 2011), en los cuales la evaluación se basó en el modelado de fallas mecánicas utilizando parámetros ya conocidos; la vida útil de los cojinetes principales, la fuerza de torsión, la fuerza de flexión, las velocidades, el reacondicionamiento y la lubricación de los cigüeñales. En (Kareem, 2017),

se tomaron los factores establecidos e integrado una recopilación de datos en base a la experiencia en diferentes taller mecánicos y así poder clasificar las causas de las fallas.

Finalmente, las causas identificadas se agruparon en primarias y secundarias. La mayoría de las fallas del cigüeñal se originan por causas primarias basadas en la concentración de esfuerzo (vibración torsional) debido al cambio en los pares de torsión, el momento de flexión, las cargas axiales y las velocidades o fatiga, un fenómeno que resulta de las cargas cíclicas con niveles de tensión inferiores al límite elástico o la resistencia máxima del material. Las causas secundarias de falla se atribuyen a factores (temperatura, presiones, lubricantes defectuosos, etcétera) que llevan a un sistema de lubricación deficiente (Fonte et al., 2015; Kareem, 2017).

A. Vibración torsional.

Cuando un eje actúa sobre un eje de torsión puro alrededor de su eje polar, las tensiones de corte se establecen en dirección perpendicular a su radio. Las tensiones de corte complementarias en el plano longitudinal del cigüeñal causan una distorsión de los filamentos a través de la vibración torsional (Catalogue, 1979). La vibración torsional depende del radio del cigüeñal, longitud, ángulo de giro y fuerza de corte. La falla de los cigüeñales se atribuye a la excesiva vibración torsional en los cojinetes principales y muñones de biela (Hillier & Hillier, 2011).

1. Vida útil de un rodamiento.

La vida útil de un rodamiento se puede determinar a través de una carga estática o dinámica del rodamiento (Hillier & Hillier, 2011). Si un rodamiento está estacionario, gira o gira lentamente, se considera que está sometido a

esfuerzos estáticos. En este caso se debe dar la capacidad de carga. Si un rodamiento se somete a esfuerzos dinámicos, se somete a choques breves.

2. Vida útil y lubricidad de los cojinetes principales

La determinación del tiempo de falla de un rodamiento dinámicamente con carga se basará en la vida útil (W. Beitz, 1994). Es difícil predecir exactamente la vida útil de un rodamiento individual, incluso con una carga y condiciones de operación precisas. En su lugar, podría llevarse a cabo la evaluación de la variación del tiempo de servicio (funcionamiento). Sin embargo, el sustento de la vida útil del cojinete depende del rendimiento de lubricación del sistema.

B. Lubricación del motor.

El rendimiento del sistema de lubricación depende de la funcionalidad de la bomba de aceite, la originalidad de los lubricantes y la alineación de los cojinetes principales. El sistema de lubricación del motor normalmente se alimenta a presión desde la bomba de aceite accionada por el motor. Los pasos de aceite se perforan a través de cada biela, bandas de cigüeñal y muñones de cojinetes principales para que el aceite lubricante fluya bajo presión desde los cojinetes principales hasta los cojinetes de biela (Hillier & Hillier, 2011).

El entorno de lubricación a alta presión del cigüeñal durante la operación puede provocar el deterioro del aceite u oxidación debido a la alta temperatura del sistema. El fallo puede surgir durante el período de paro/arranque del motor. La falla también puede ocurrir debido a una temperatura y presión ambiental relativamente bajas que conducen a una mala combustión y lubricación. Los lubricantes con índices de alta viscosidad son menos sensibles al cambio de temperatura y tienen un rendimiento

eficiente tanto a altas como a bajas temperaturas. En este trabajo se consideró la falta de lubricación como la principal causa secundaria de la falla del cojinete principal del cigüeñal. La baja vibración con una buena lubricación se considera como la clave para lograr una prevención sostenible de fallas en el cigüeñal.

1. Reacondicionamiento del cigüeñal.

A cierta cantidad de kilómetros recorridos, según el tipo de uso, el motor comienza a fatigarse y se evidencia por la pérdida de potencia, filtración de fluidos, humo por el escape, etc. Llego la hora de “hacer el motor”. En ciertas ocasiones pierden forma los apoyos del cigüeñal o las muñequillas y, entonces, se procede a su rectificado y al colocado de nuevos cojinetes de diámetros minorados. Sera necesario rebajar (rectificar) lo menos posible para que la superficie de apoyo del cojinete no baje demasiado, pues a medida que se baja, sube la presión unitaria y, por eso, no debe pasarse una disminución de 1 mm al rectificar. Además, los cigüeñales pierden forma longitudinalmente causado por los esfuerzos de torsión que experimentan. Las medidas para cigüeñales reacondicionados en los niveles 010, 020, 030, 040 y 050, respectivamente, son rangos de 1 mm. El valor 010 significa que el cigüeñal estándar se reacondicionó utilizando una técnica de maquinado de menos de 1 mm de diámetro o menos de 2 mm en el caso de 020.

2.4. Transformada Wavelet.

Las señales transportan cantidades abrumadoras de datos en los que la información relevante suele ser más difícil de encontrar que una aguja en un pajar. El procesamiento es más rápido y sencillo en una representación escasa donde pocos coeficientes revelan la información que buscamos.

Tales representaciones se pueden construir descomponiendo señales en formas de onda elementales elegidas de una familia de parámetros. Pero la búsqueda del Santo Grial de una transformación dispersa ideal adaptada a todas las señales es una búsqueda sin esperanza. El descubrimiento de bases ortogonales wavelet y parámetros locales de tiempo-frecuencia ha abierto la puerta a una enorme jungla de nuevas transformaciones.

Adaptar representaciones dispersas a las propiedades de la señal y derivar operadores de procesamiento eficientes es, por lo tanto, una estrategia de supervivencia necesaria. Una base ortogonal es un parámetro de tamaño mínimo que puede producir una representación escasa si se diseña para concentrar la energía de la señal en un conjunto de pocos vectores. Este conjunto proporciona una descripción geométrica de la señal. Luego se implementan algoritmos eficientes de compresión de señal y reducción de ruido con operadores diagonales calculados con algoritmos rápidos. Pero esto no siempre es óptimo (Stéphane Mallat, 2009).

La transformada wavelet es una herramienta que divide datos, funciones u operadores en diferentes componentes de frecuencia y luego estudia cada componente con una resolución que se ajusta a su escala.

Los precursores de esta técnica se inventaron de forma independiente en matemáticas puras (la resolución de Calderón de la identidad en el análisis armónico; véase, por ejemplo, Calderón (1964), física (estados coherentes para el grupo $(ax + b)$ - en la mecánica cuántica, construida por primera vez por Aslaksen y Klauder (1968), y vinculado al átomo de hidrógeno hamiltoniano por Paul (1985) e ingeniería (filtros QMF

por Esteban y Galland (1977), y filtros QMF posteriores con propiedad de reconstrucción exacta por Smith y Barnwell (1986), Vetterli (1986) en ingeniería eléctrica, las Wavelets fueron propuestas para el análisis de datos sísmicos por J. Morlet (1983).

La transformada Wavelet de una señal que evoluciona en el tiempo (por ejemplo, la amplitud de la presión sobre un tímpano, para aplicaciones acústicas) depende de dos variables: escala (o frecuencia) y tiempo; Las wavelets proporcionan una herramienta para la localización de frecuencia de tiempo (Daubechies, 1992).

2.4.1. Localización tiempo frecuencia.

En muchas aplicaciones, dada una señal $f(t)$, uno está interesado en su contenido de frecuencia localmente en el tiempo. Esto es similar a la notación musical, por ejemplo, que le dice al músico qué notas (= información de frecuencia) tocar en un momento dado. La transformada estándar de Fourier,

$$(Ff)(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int dt e^{-i\omega t} f(t), \quad (5)$$

también da una representación del contenido de frecuencia de f , pero la información relativa a la localización temporal de ráfagas de alta frecuencia no se puede leer fácilmente de Ff . La localización en el tiempo se puede lograr primero haciendo ventanas la señal f , para cortar solo una porción bien localizada de f , y luego tomar su transformada de Fourier (Daubechies, 1992):

$$(T^{win})(\omega, t) = \int ds f(s)g(s - t)e^{-i\omega s} \quad (6)$$

Esta es la transformada de Fourier con ventana, que es una técnica estándar para la localización de la frecuencia-tiempo. Es aún más familiar para los analistas de señales en su versión discreta, donde t y ω se les asignan valores espaciados regularmente: $t = nt_0$, $\omega = m\omega_0$, donde m, n oscilan sobre \mathbb{Z} , y $\omega_0, t_0 > 0$ están fijados. Entonces (6) se convierte en

$$T_{m,n}^{win}(f) = \int ds f(s)g(s - nt_0)e^{-im\omega_0s} \quad (7)$$

Este procedimiento se representa esquemáticamente en la Figura 10 para n fija, los $T_{m,n}^{win}(f)$ corresponden a los coeficientes de Fourier de $f(\cdot)g(\cdot - nt_0)$. Si, por ejemplo, g tiene soporte compacto, entonces es claro que, escogiendo apropiadamente ω_0 , los coeficientes de Fourier $T_{m,n}^{win}(f)$ son suficientes para caracterizar y, si es necesario, reconstruir $f(\cdot)g(\cdot - nt_0)$. Cambiar n equivale a desplazar las "partes" en pasos de t_0 y sus múltiplos, lo que permite recuperar todo f de $T_{m,n}^{win}(f)$. La transformada de Fourier con ventana proporciona así una descripción de f en el plano de tiempo-frecuencia (Daubechies, 1992).

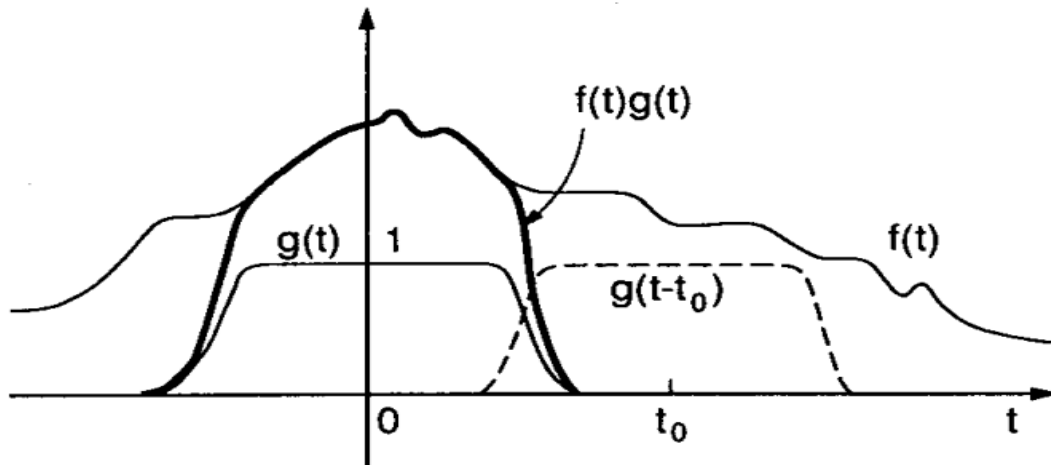


Figura 10. Transformada de Fourier con ventana (Daubechies, 1992).

2.4.2. La transformada wavelet: Analogías y diferencias con la Transformada de Fourier con ventana.

La transformada Wavelet proporciona una similar descripción tiempo-frecuencia, con algunas diferencias importantes. Las fórmulas de transformación de wavelet análogas a (6) y (7) son

$$(T^{wav}f)(a, b) = |a|^{-\frac{1}{2}} \int dt f(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (8)$$

Y

$$T_{m,n}^{wav}(f) = a_0^{-\frac{m}{2}} \int dt f(t) \psi(a_0^{-m}t - nb_0) \quad (9)$$

En ambos casos asumimos que ψ satisface

$$\int dt \psi(t) = 0 \quad (10)$$

La fórmula (9) se obtiene nuevamente a partir de (8) restringiendo a, b solo a valores discretos: $a = a_0^m, b = nb_0 a_0^m$ para este caso, con m, n variando sobre \mathbb{Z} , y $a_0 > 1, b_0 > 0$ fijo. Una similitud entre la transformada wavelet y la transformada de Fourier en ventana es clara: tanto (6) como (8) toman los productos internos de f con una familia de funciones indexadas por dos etiquetas, $g^{\omega,t}(s) = e^{i\omega s} g(s-t)$ en (6), y $\psi^{a,b}(s) = |a|^{-1/2} \psi\left(\frac{s-b}{a}\right)$ en (7).

Las funciones $\psi^{a,b}$ se denominan "Wavelets"; la función a veces se denomina "Wavelet madre". (Tenga en cuenta que se supone implícitamente que ψ y g son reales, aunque esto no es esencial; si no lo fueran, entonces se deben introducir complejos conjugados en (6), (18)).

Una elección típica para ψ es $\psi(t) = (1 - t^2) \exp(-t^2/2)$, la segunda derivada Gaussiana, a veces llamada función de sombrero mexicano porque

se asemeja a una sección transversal de un sombrero mexicano. La función del sombrero mexicano está bien localizada tanto en el tiempo como en la frecuencia y satisface (10). Como a cambia, $\psi^{a,0}(s) = |a|^{-1/2} \psi(s/a)$ cubren diferentes rangos de frecuencia (valores grandes del parámetro de escala $|a|$ corresponden a frecuencias pequeñas, o escala grande $\psi^{a,0}$; valores pequeños de $|a|$ corresponden a frecuencias altas o escala muy fina $\psi^{a,0}$) (Daubechies, 1992).

Cambiando el parámetro b también nos permite mover el centro de localización temporal: cada $\psi^{a,b}(s)$ se localiza alrededor de $s = b$. Se sigue que tanto (8), como (6), proporcionan una descripción de f de tiempo-frecuencia.

La diferencia entre las transformadas wavelet y Fourier con ventana radica en las formas de las funciones de análisis $g^{\omega,t}$ y $\psi^{a,b}$ como se muestra en la Figura 11.

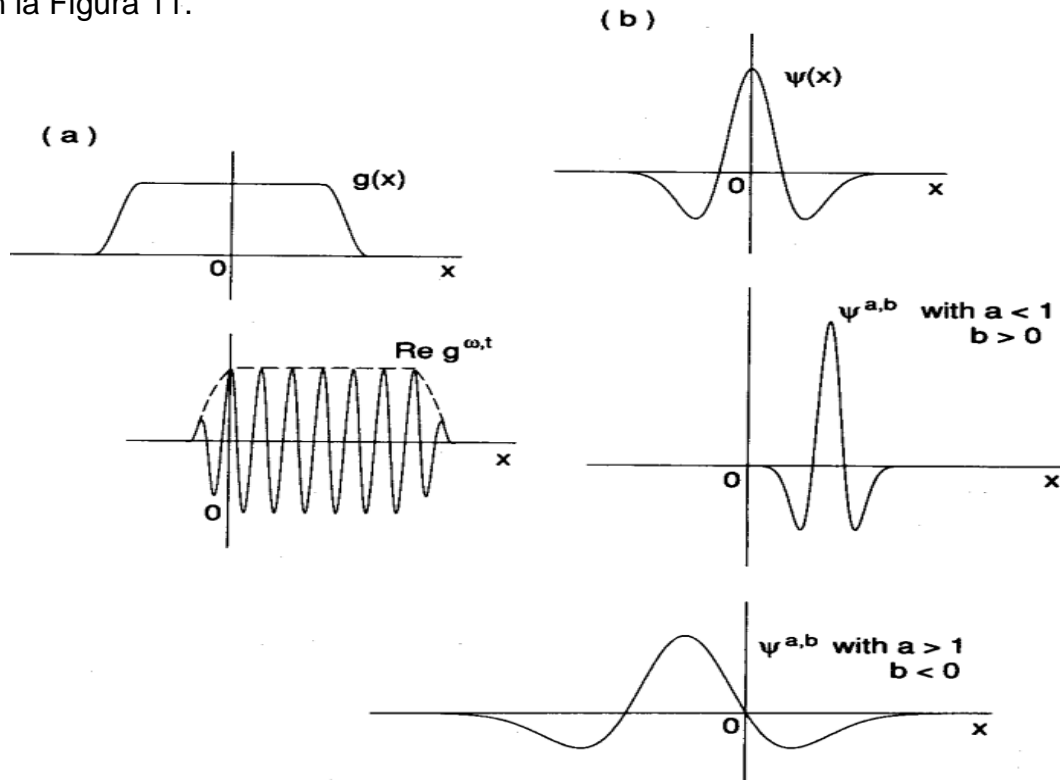


Figura 11. Formas típicas de funciones de transformada de Fourier con ventana $g^{\omega,t}$ y (b) Wavelets $\psi^{a,b}$ (Daubechies, 1992).

Todas las funciones $g^{\omega,t}$ consisten en la misma función de envolvente g , traducida a la ubicación de tiempo adecuada y "relleno" con oscilaciones de mayor frecuencia. Todas las $g^{\omega,t}$, independientemente del valor de ω , tienen el mismo ancho. En cambio, las $\psi^{a,b}$ tienen anchos de tiempo adaptados a su frecuencia: las altas frecuencias $\psi^{a,b}$ son muy estrechas, mientras que las bajas frecuencias $\psi^{a,b}$ son mucho más amplios.

Como resultado, la transformada wavelet es más capaz que la transformada de Fourier con ventana para "observar" fenómenos de alta frecuencia con muy corta duración, como los transitorios en señales (o singularidades en funciones o núcleos integrales) (Daubechies, 1992).

2.4.3. Diferentes tipos de transformadas Wavelets.

Existen muchos tipos diferentes de Transformadas Wavelet, todas a partir de las fórmulas básicas (8), (9).

A. La transformada wavelet continua (8),

B. La transformada wavelet discreta (9).

Dentro de la transformada wavelet discreta se distinguen:

B1. Sistemas discretos redundantes (Frames)

B2. Bases ortonormales de Wavelets.

2.4.4. La transformada Wavelet continua.

Aquí los parámetros de dilatación y traslación a, b varían continuamente sobre \mathbb{R} (con la restricción $a \neq 0$). La transformada wavelet viene dada por la fórmula (8); una función se puede reconstruir a partir de su transformada wavelet por medio de la fórmula de "resolución de identidad"

$$f = C_\psi^{-1} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{da db}{a^2} \langle f, \psi^{a,b} \rangle \psi^{a,b}, \quad (11)$$

Donde $\psi^{a,b}(x) = |a|^{-1/2} \psi\left(\frac{x-b}{a}\right)$, $\langle \cdot, \cdot \rangle$ denota el producto interno L^2 . La constante C_ψ depende solo de ψ y esta dado por

$$C_\psi = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} d\xi |\hat{\psi}(\xi)|^2 |\xi|^{-1}; \quad (12)$$

Se asume que $C_\psi < \infty$ (de lo contrario (11) no tiene sentido). Si ψ está en $L^1(\mathbb{R})$, entonces $\hat{\psi}$ es continua, por lo que C_ψ puede ser finita solo si $\hat{\psi}(0) = 0$, es decir, $\int dx \psi(x) = 0$ (Daubechies, 1992).

La fórmula (11) se puede ver de dos maneras diferentes: (1) como una forma de reconstruir f una vez que se conoce su transformada wavelet $T^{wav} f$ es conocida, o (2) como una forma de escribir f como una superposición de wavelets $\psi^{a,b}$; los coeficientes en esta superposición están exactamente dados por la transformada wavelet de f . Ambos puntos de vista conducen a interesantes aplicaciones (Daubechies, 1992).

La correspondencia $f(x) \rightarrow (T^{wav} f)(a, b)$ representa una función de una variable mediante una función de dos variables, en la que se construyen muchas correlaciones.

2.4.5. Frame Wavelet.

Una representación de señal puede proporcionar coeficientes de "análisis" que son productos internos con una familia de vectores, o coeficientes de "síntesis" que calculan una aproximación mediante la recombinación de una familia de vectores. Los Frames son familias de vectores donde las representaciones de "análisis" y "síntesis" son estables. Las reconstrucciones de señales se calculan con un Frame dual. Los Frames son potencialmente

redundantes y, por lo tanto, más generales que las bases, con una redundancia medida por los límites del Frame. Proporcionan la flexibilidad necesaria para construir representaciones de señales con familias de vectores no estructuradas.

Las transformadas de Fourier con ventana y wavelet completas y estables se construyen con marcos de wavelet y átomos de Fourier con ventana. En dos dimensiones, se introducen marcos de ondículas y curvas direccionales para analizar y procesar estructuras de imágenes multiescala (Stephane Mallat, 2009).

La teoría de marcos fue desarrollada originalmente por Duffin y Schaeffer (Casazza et al., 2000) para reconstruir señales de banda limitada a partir de muestras espaciadas irregularmente. Establecieron condiciones generales para recuperar un vector f en un espacio de Hilbert \mathbf{H} a partir de sus productos internos con una familia de vectores $\{\psi_n\}_{n \in \Gamma}$. El conjunto de índices Γ puede ser finito o infinito. La siguiente definición Frame da una equivalencia de energía para invertir el operador definido por

$$\forall n \in \Gamma, \quad \Psi f[n] = \langle f, \psi_n \rangle \quad (13)$$

La secuencia $\{\psi_n\}_{n \in \Gamma}$ es un Frame de \mathbf{H} si existen dos constantes $\mathbf{B} \geq \mathbf{A} > \mathbf{0}$ tales que

$$\forall f \in \mathbf{H}, \quad \mathbf{A} \|f\|^2 \leq \sum_{n \in \Gamma} |\langle f, \psi_n \rangle|^2 \leq \mathbf{B} \|f\|^2. \quad (14)$$

Cuando $\mathbf{A} = \mathbf{B}$ se dice que el Frame es ajustado. Si $\{\psi_n\}_{n \in \Gamma}$ son linealmente independientes entonces el Frame no es redundante, y es llamado *Base Riesz* (Stéphane, 2009).

Si se cumple la condición de Frame, se denomina *operador de análisis Frame*. Así, un Frame define una representación de señal completa y estable, que también puede ser redundante (Stéphane Mallat, 2009).

A. Síntesis Frame.

Consideremos el espacio de coeficientes de energía finitos

$$l^2(\Gamma) = \left\{ a : \|a\|^2 = \sum_{n \in \Gamma} |a[n]|^2 < +\infty \right\}$$

El contiguo Ψ^* de Ψ está definido sobre $l^2(\Gamma)$ y satisface para cualquier $f \in \mathbf{H}$ y $a \in l^2(\Gamma)$:

$$\langle \Psi^* a, f \rangle = \langle a, \Psi f \rangle = \sum_{n \in \Gamma} a[n] \langle f, \psi_n \rangle^*$$

Por tanto, su operador de síntesis

$$\Psi^* a = \sum_{n \in \Gamma} a[n] \psi_n \quad (15)$$

La condición Frame (14) se puede reescribir

$$\forall f \in \mathbf{H}, \quad \mathbf{A} \|f\|^2 \leq \|\Psi f\|^2 = \langle \Psi^* \Psi f, f \rangle \leq \mathbf{B} \|f\|^2, \quad (16)$$

Con

$$\Psi^* \Psi f = \sum_{m \in \Gamma} \langle f, \psi_m \rangle \psi_m$$

Resulta que **A** y **B** son los valores mínimo y supremo del espectro del operador simétrico $\Psi^* \Psi$, que corresponden a los eigenvalores más pequeños y grandes en dimensión finita. eigenvalores también se denominan valores singulares de Ψ o espectro singular. Del teorema 1 se deriva que el operador de síntesis Frame también es estable.

Teorema 1. La familia $\{\psi_n\}_{n \in \Gamma}$ es un Frame con límites $0 < A \leq B$ si y solo si

$$\forall a \in \mathbf{Im}\Psi, \quad A\|a\|^2 \leq \left\| \sum_{n \in \Gamma} a[n] \psi_n \right\|^2 \leq B\|a\|^2. \quad (17)$$

Prueba. Desde $\Psi^*a = \sum_{n \in \Gamma} a[n] \psi_n$, resulta que

$$\left\| \sum_{n \in \Gamma} a[n] \psi_n \right\|^2 = \langle \Psi\Psi^*a, a \rangle$$

El operador Ψ es un Frame si y solo si el espectro de $\Psi^*\Psi$ está acotado por **A** y **B**. La desigualdad (17) establece que el espectro de $\Psi\Psi^*$ sobre $\mathbf{Im}\Psi$ también está acotado por **A** y **B**. Se demuestra que ambas afirmaciones son equivalentes al verificar que el supremo y mínimo del espectro de $\Psi^*\Psi$ son iguales al supremo y el ínfimo del espectro de $\Psi\Psi^*$ (Stéphane Mallat, 2009; Stéphane, 2009).

B. Redundancia.

Cuando los vectores del Frame se normalizan $\|\psi_n\| = 1$, el teorema 2 muestra que la redundancia del Frame se mide por los límites del Frame A y B.

Teorema 2. En un espacio de dimensión finita **N**, un Frame de $P \geq N$ vectores normalizados tiene límites A y B, que satisface

$$A \leq \frac{P}{N} \leq B \quad (18)$$

Para un Frame estrecho $A = B = P/N$.

Prueba. Resulta de (16) que todos los eigenvalores de $\Psi^*\Psi$ están entre **A** y **B**. La traza de $\Psi^*\Psi$ satisface así

$$A N \leq tr(\Psi^*\Psi) \leq B N$$

Pero como la traza no se modifica al conmutar matrices, y $\|\psi_n\| = 1$,

$$A N \leq tr(\Psi^*\Psi) = tr(\Psi\Psi^*) = \sum_{n=1}^P |\psi_n, \psi_n|^2 = P \leq B N,$$

El cual implica (18) (Stéphane, 2009).

2.4.6. Frames invariantes-traslacionales.

Al traducir una familia de generadores $\{\psi_n\}_{n \in \Gamma}$, que se utilizan para construir representaciones de señales invariantes de traslación.

En dimensiones múltiples para $\psi_n \in L^2(\mathbb{R}^d)$, el resultado del parámetro puede escribirse $D = \{\psi_{u,n}(x)\}_{n \in \Gamma, u \in \mathbb{R}^d}$, con $\psi_{u,n}(x) = \lambda_{u,n} \psi_n(x - u)$. En un parámetro Wavelet invariantes de traslación, los generadores se obtienen dilatando una Wavelet $\psi(t)$ con escalas s_n : $\psi_n(t) = s_n^{-\frac{1}{2}} \psi(x/s_n)$. En un parámetro de Fourier con ventana, los generadores se obtienen modulando una ventana $g(x)$ a frecuencias ξ_n : $\psi_n(x) = e^{i\xi_n x} g(x)$.

Los coeficientes de descomposición de f en D son productos de convolución

$$\Psi f(u, n) = \langle f, \psi_{u,n} \rangle = \lambda_{u,n} f \star \bar{\psi}_n(u) \quad \text{con } \bar{\psi}_n(x) = \psi_n^*(-x) \quad (19)$$

Suponga que Γ es un conjunto contable. El conjunto de índices general $\mathbb{R}^d \times \Gamma$ no es contable, por lo que el parámetro D no puede considerarse estrictamente como un Frame. Sin embargo, si consideramos la

energía total de los coeficientes del parámetro, calculado con una suma y una integral multidimensional

$$\sum_{n \in \Gamma} \|\Psi f(u, n)\|^2 = \sum_{n \in \Gamma} \int |\Psi f(u, n)| du,$$

y si existen dos constantes $A > 0$ y $B < 0$ tales que para todo $f \in L^2(\mathbb{R})$,

$$A\|f\|^2 \leq \sum_{n \in \Gamma} \|\Psi f(u, n)\|^2 \leq B\|f\|^2, \quad (20)$$

Por lo tanto, con un abuso del lenguaje, dichos parámetros invariantes de traslación también se denominarán Frames.

2.4.7. Transformada Wavelet Diádica.

La transformada wavelet continua descompone señales unidimensionales $f \in L^2(\mathbb{R})$ a parámetros de wavelets trasladadas y dilatadas (Stephane Mallat, 2009; Stéphane, 2009).

$$\psi_{u,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \psi\left(\frac{t-u}{s}\right)$$

Los parámetros wavelet invariantes-traslacionales se construyen muestreando el parámetro s de escala a lo largo de una secuencia exponencial $\{v^j\}_{j \in \mathbb{Z}}$, manteniendo todos los parámetros de traslación u . Elegimos $v = 2$ para simplificar las implementaciones informáticas:

$$D = \left\{ \psi_{u,2^j} = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \psi\left(\frac{t-u}{2^j}\right) \right\}_{u \in \mathbb{R}, j \in \mathbb{Z}}$$

La transformada wavelet diádica resultante de $f \in L^2(\mathbb{R})$ está definida por

$$wf(u, 2^j) = \langle f, \psi_{u,2^j} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{2^j}} \psi\left(\frac{t-u}{2^j}\right) dt = f \star \bar{\psi}_n(u), \quad 21$$

Con

$$\bar{\psi}_{2^j}(t) = \psi_{2^j}(-t) = \frac{1}{2^j} \psi\left(\frac{-t}{2^j}\right)$$

Las transformadas de Wavelet diádicas invariantes-traslación se utilizan en aplicaciones de reconocimiento de patrones y para eliminar el ruido con estimadores de umbral de wavelet invariantes-traslación. Los cálculos rápidos con bancos de filtros se presentan en las siguientes secciones.

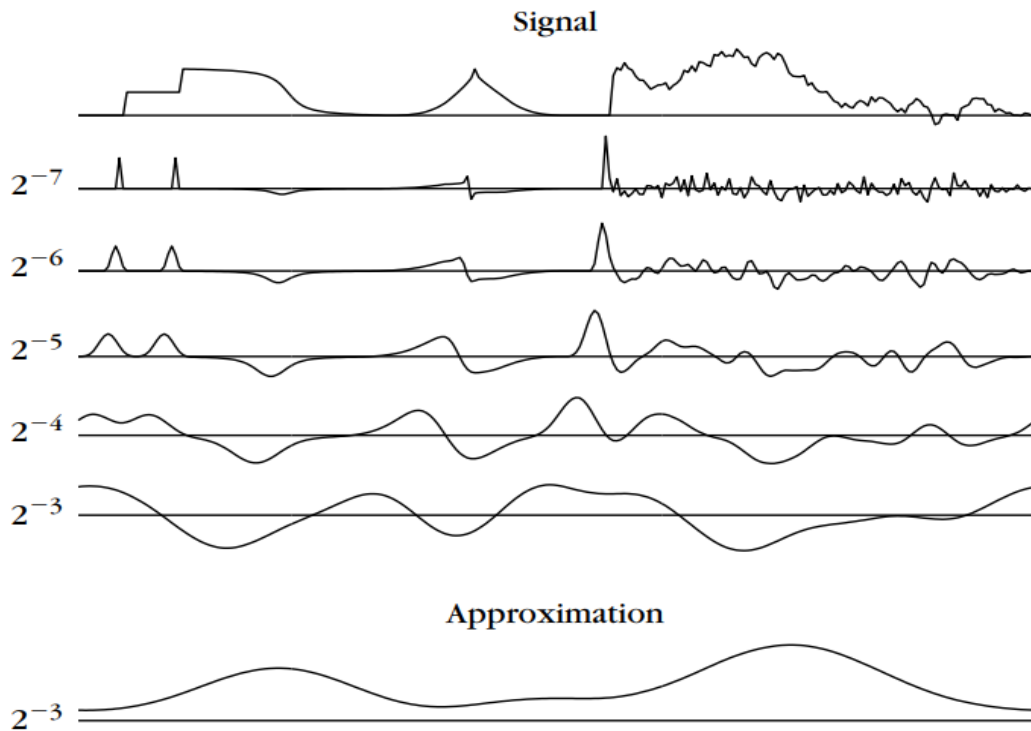


Figura 12. Transformada de wavelet diádica $Wf(u, 2^j)$ (Stéphane, 2009) calculada a escalas $2^{-7} \leq 2^j \leq 2^{-3}$ con el algoritmo de banco de filtros, para una señal definida sobre $[0, 1]$.

2.4.8. Diseño Wavelet diádico.

Una transformada wavelet diádica discreta se puede calcular con un algoritmo de banco de filtros si la wavelet se diseña adecuadamente. La síntesis de estas Wavelets diádicas es similar a la construcción de bases de Wavelets biortogonales (Stéphane, 2009).

Sean h y g un par de filtros finitos de impulso-respuesta. Suponga que h es un filtro paso bajo con una función de transferencia que satisface $\hat{h}(0) = \sqrt{2}$. Como en el caso de las bases de Wavelets ortogonales y biortogonales, construimos una función de escalado con una transformada de Fourier

$$\hat{\psi}(\omega) = \prod_{p=1}^{+\infty} \frac{\hat{h}(2^{-p}\omega)}{\sqrt{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{h}\left(\frac{\omega}{2}\right) \hat{\psi}\left(\frac{\omega}{2}\right) \quad (22)$$

Suponemos aquí que esta transformada de Fourier es una función de energía finita tal que $\psi \in L^2(\mathbb{R})$. La wavelet correspondiente ψ tiene una transformada de Fourier definida por

$$\hat{\psi}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{g}\left(\frac{\omega}{2}\right) \hat{\psi}\left(\frac{\omega}{2}\right) \quad (23)$$

Reconstrucción de Wavelets

Las wavelets de reconstrucción que satisfacen $\sum_{n \in \Gamma} \hat{\psi}_n^*(\omega) \hat{\psi}_n(\omega) = 1$ se calculan con un par de filtros duales de respuesta de impulso finitos \tilde{h} y \tilde{g} . Supongamos que la siguiente transformada de Fourier tiene una energía finita (Stéphane, 2009):

$$\hat{\psi}(\omega) = \prod_{p=1}^{+\infty} \frac{\hat{\tilde{h}}(2^{-p}\omega)}{\sqrt{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{\tilde{h}}\left(\frac{\omega}{2}\right) \hat{\psi}\left(\frac{\omega}{2}\right) \quad (24)$$

Definimos

$$\hat{\psi}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{g}\left(\frac{\omega}{2}\right) \hat{\psi}\left(\frac{\omega}{2}\right) \quad (25)$$

El teorema 3 da una condición suficiente para garantizar que $\hat{\psi}$ es la transformada de Fourier de una wavelet de reconstrucción.

Teorema 3. Si los filtros satisfacen

$$\forall \omega \in [-\pi, \pi], \quad \hat{h}(\omega)\hat{h}^*(\omega) + \hat{g}(\omega)\hat{g}^*(\omega) = 2, \quad (26)$$

Entonces

$$\forall \omega \in \mathbb{R} - \{0\}, \quad \sum_{j=-\infty}^{+\infty} \hat{\psi}^*(2^j \omega) \hat{\psi}(2^j \omega) = 1 \quad (27)$$

2.4.9. Descomposición a través del banco de filtros Wavelet diádico.

Suponga que las funciones de escalado y las wavelets $\phi, \psi, \tilde{\phi}$ y $\tilde{\psi}$ están diseñadas con los filtros h, g, \tilde{h} y \tilde{g} . Una transformada wavelet diádica se calcula con un algoritmo de banco de filtros, algoritmo llamado a trous, presentado por Holschneider (Klappenecker et al., 2000). Es similar a una transformada wavelet biortogonal, sin submuestreo (Stéphane, 2009).

Transformada diádica.

Las muestras $a_0[n]$ de la señal discreta de entrada se escriben como un filtrado de pasa baja ϕ con una señal analógica f , en la vecindad de $t = n$:

$$a_0[n] = f \star \bar{\phi}(n) = \langle f(t), \phi(t - n) \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \phi(t - n) dt$$

Para cualquier $j \geq 0$, se denota

$$a_j[n] = \langle f(t), \phi_{2^j}(t - n) \rangle \quad \text{con } \phi_{2^j}(t) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \phi\left(\frac{t}{2^j}\right)$$

Los coeficientes de wavelet diádicos se calculan para $j > 0$ sobre la cuadrícula de enteros

$$d_j[n] = wf(n, 2^j) = \langle f(t), \psi_{2^j}(t - n) \rangle$$

Para cualquier filtro $x[n]$, denotamos por $x_j[n]$ los filtros obtenidos al insertar $2^j - 1$ ceros entre cada muestra de $x[n]$. Su transformada de Fourier es $\hat{x}(2^j\omega)$. Insertar ceros en los filtros crea agujeros (*trous* en francés). Sea $\bar{x}_j[n] = x_j[-n]$. El teorema 4 proporciona fórmulas de convolución que se conectan en cascada para calcular una transformada wavelet diádica y su inversa.

Teorema 4. Para cualquier $j \geq 0$,

$$a_{j+1}[n] = a_j \star \bar{h}_j[n], \quad d_{j+1}[n] = a_j \star \bar{g}_j[n], \quad (28)$$

Y

$$a_j[n] = \frac{1}{2} (a_{j+1} \star \tilde{h}_j[n] + d_{j+1} \star \tilde{g}_j[n]) \quad (29)$$

Prueba de 28. Desde

$$a_{j+1}[n] = f \star \bar{\phi}_{2^{j+1}}(n) \quad \text{y} \quad d_{j+1}[n] = f \star \bar{\psi}_{2^{j+1}}(n),$$

La representación wavelet diádica de a_0 se define como el conjunto de coeficientes wavelet hasta una escala de 2^j más la información restante de baja frecuencia a_j :

$$[\{d_j\}_{1 \leq j \leq J}, a_J] \quad (30)$$

Se calcula a partir de a_0 conectando en cascada las convoluciones (28) para $0 \leq j \leq J$, como se ilustra en la figura 5.4(a).

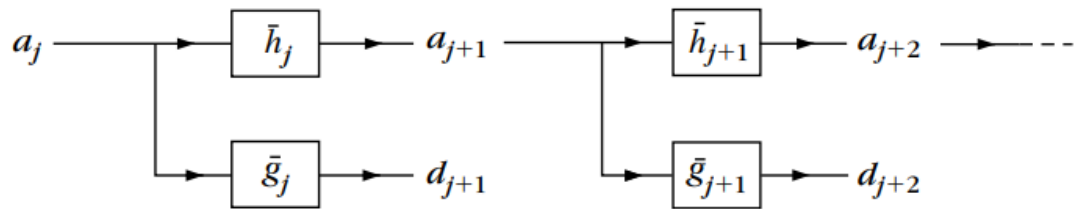


Figura 13. Banco de filtros Wavelet Diádicos (Stéphane, 2009).

Si la señal de entrada $a_0[n]$ tiene un tamaño finito de N muestras, las circunvoluciones (28) se reemplazan por convoluciones circulares. La escala máxima 2^J se limita entonces a N , y para $J = \log_2 N$, se puede verificar que $a_j[n]$ es constante e igual a $N^{-1/2} \sum_{n=0}^{N-1} a_0[n]$ (Stéphane, 2009).

2.5. Estimador periodograma de Welch-Bartlett.

La estimación de la densidad espectral de frecuencias, por medio del periodograma de Welch-Bartlett, es ampliamente utilizada por la comunidad científica (Goswami et al., 2016; Kunjir et al., 2019; Zerdani et al., 2021). En (Manolakis et al., 2000) los autores afirman que este periodograma consiste en solapar los segmentos de la señal en un 50% y luego promediar la estimación de las componentes de frecuencia. El periodograma para el i -ésimo segmento está definido por la ecuación (31):

$$P_{WB}(e^{i2\pi\chi n}) = \frac{1}{KL} \left| \sum_{k=0}^{K-1} \sum_{n=0}^{L-1} x(iD + n)w(n)e^{-i2\pi\chi n} \right|^2 \quad (31)$$

donde: $x(iD + n)$ es el segmento de señal desplazado iD , $w(n)$ es una ventana de duración L , por su parte $D = 50\%$ constituye la distancia de desplazamiento:

$$0 \leq n \leq L - 1, 0 \leq k \leq K - 1$$

χ es la frecuencia lineal. La ecuación (32) muestra el comportamiento de la varianza de dicho estimador.

$$\text{var}\{P_{WB}(e^{i2\pi\chi n})\} \cong \frac{1}{K} P_{WB}^2(e^{i2\pi\chi n}) \quad (32)$$

Se puede observar que el mayor número de segmentos reduce la varianza del estimador. Sin embargo, esto se obtiene a costa de reducir la resolución de frecuencia (Manolakis et al., 2000).

Capítulo 3.

Diseño, construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas.

3.1. Definición del banco de pruebas.

Un banco de pruebas es una plataforma para experimentación de proyectos que tendrán gran desarrollo. Los bancos de pruebas brindan una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de teorías científicas, elementos computacionales, y otras nuevas tecnologías. Ahora bien, el banco de pruebas para cigüeñales de motores de combustión interna será una herramienta mediante la cual se obtendrán mediciones de vibración, con el objetivo de evaluar los espectros de vibración para la detección de fallas.

3.2. Tipos de bancos de pruebas para cigüeñales.

Las pruebas experimentales en los cigüeñales se consideran como un paso obligatorio requerido en la evaluación de su durabilidad, y sus resultados se incorporan en la evaluación del comportamiento de sus vibraciones. Básicamente, la mayoría de las investigaciones, se enfocan a estudios de fatiga resonante por medio de placas, y el diseño más utilizado actualmente es como se muestra en la siguiente figura.

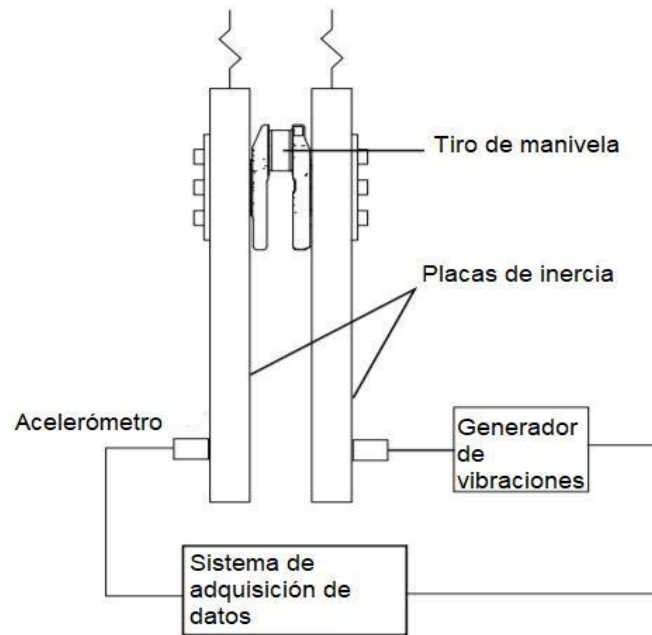


Figura 14. Configuración con los principales equipos para la prueba de fatiga resonante.

(Chien et al., 2005; Huertas et al., 2017) realizaron pruebas de fatiga por flexión resonante en secciones de un cigüeñal de hierro fundido SAE J434C D5506, como se muestra en la figura 15.

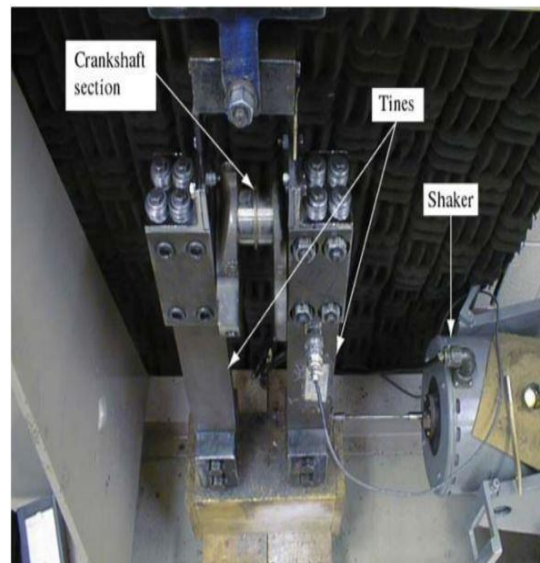


Figura 15. Banco de pruebas para fatiga por flexión (Huertas et al., 2017).

(Fröschl et al., 2010), diseñaron, fabricaron y evaluaron un banco de pruebas de placa resonante, para reducir el tiempo de prueba. Mediante el análisis de elementos finitos y la optimización topológica, rediseñaron las placas planas resonantes tradicionales para obtener una frecuencia de resonancia más alta y una deflexión más baja en los extremos libres de la placa, como se muestra en la figura 16.

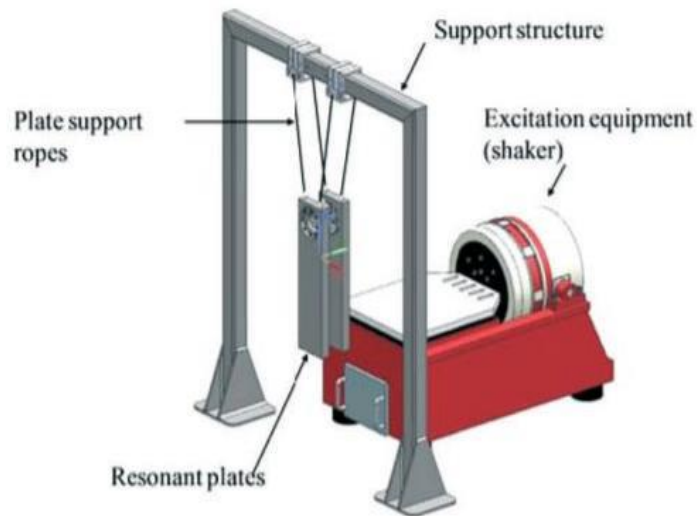


Figura 16. Banco de pruebas de placa resonante (Fröschl et al., 2010).

(Avilés, 2005) desarrolló un nuevo concepto de prueba de cigüeñal con patente pendiente, para permitir las pruebas de resistencia a la fatiga de los cigüeñales con una carga lo más realista posible. Este nuevo concepto logra una carga significativamente más realista de los elementos de prueba que los métodos de prueba de flexión y torsión estándar para piezas. El cigüeñal se configura en un cojinete verdadero y original y se prueba la manivela con un pulsador de resonancia (fuerzas de hasta 400 kN) o un pulsador hidráulico (fuerzas > 400 kN).

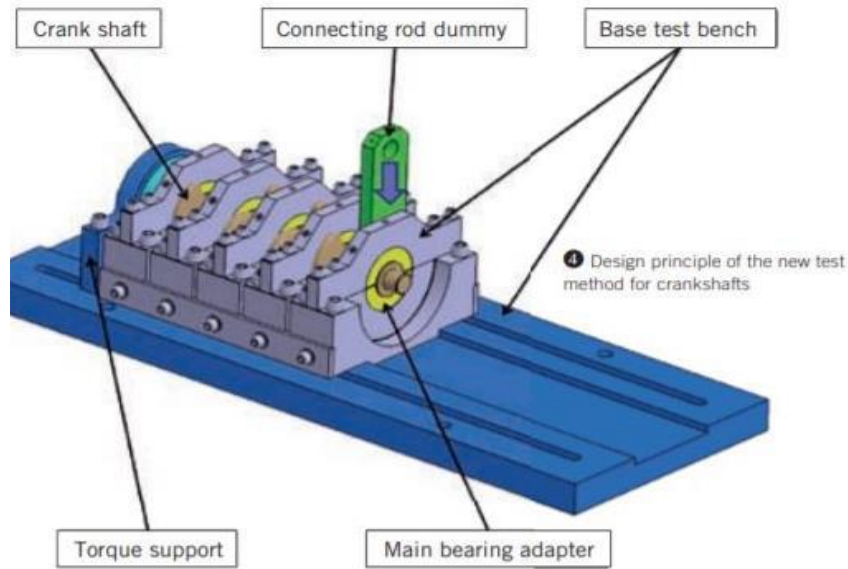


Figura 17. Nuevo concepto de banco de pruebas (Avilés, 2005).

3.3. Metodología y proceso de diseño.

Como punto de partida, en el proceso de diseño se fijaron requerimientos con base al tipo de equipo y las condiciones de operación a las que se someten. A partir de eso, se estableció que el banco de pruebas debía de ser móvil, de bajo costo, con buena maniobrabilidad, sencillo de operar, que el montaje y desmontaje no necesitará herramientas tan especializadas, para que su mantenimiento fuera fácil. Se utilizaron los programas computacionales SOLIDWORKS® y ANSYS WORKBENCH® para optimizar el tiempo de desarrollo del diseño y minimizar los errores de cálculo que se realizan analíticamente de los elementos estructurales del banco de pruebas. El diseño se sustentó en un análisis estático de la estructura. De acuerdo con (Avilés, 2005), se puede obviar el análisis dinámico si el factor de seguridad de las piezas es alto; cuanto menor sea el factor de seguridad mayor la necesidad de un análisis dinámico.

3.3.1. Diseño conceptual.

Inicialmente y con base en la bibliografía consultada, se elaboró un modelo general de un banco de pruebas para cigüeñales con todos los elementos involucrados; tomando en cuenta los objetivos, alcances y restricciones propuestos en el proyecto de investigación. Posteriormente se procedió a realizar el dimensionamiento general del banco, a partir de parámetros como el tamaño del cigüeñal y el motor de inducción, así como la disponibilidad de espacio para ubicarlo en el laboratorio sin afectar las operaciones de los demás proyectos. La figura 18 muestra esquemáticamente el modelo del banco y en el croquis 1, se muestra su dimensionamiento (véase apéndice A).

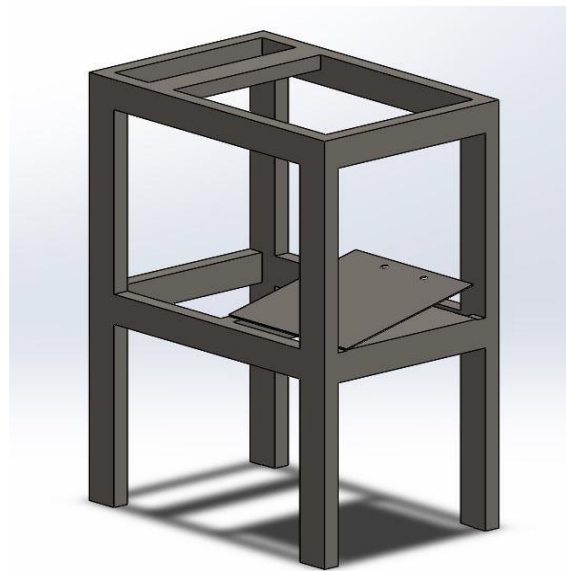


Figura 18. Esquema del banco de pruebas. Fuente: Del autor.

3.3.2. Consideraciones para el diseño en general.

A. Altura de la mesa de trabajo: Para definir la altura óptima de un banco o mesa para trabajar de pie, se toma la altura de los codos como referencia. Para tareas con requerimientos normales con un nivel medio de fuerza y precisión, donde se manipulen objetos no muy pesados se debe diseñar la superficie de trabajo para que esté a la altura del codo o algo inferior, aproximadamente 5-10 cm., por debajo. En caso de que el plano de trabajo no signifique área de apoyo de material o de los antebrazos, la altura de la mesa deberá ser la de un trabajo normal sin esfuerzo (Revisión et al., 2018). Tomando como referencia la altura del operario, la altura de la mesa de trabajo debe de estar entre 85cm y 90 cm. (véase figura 19).

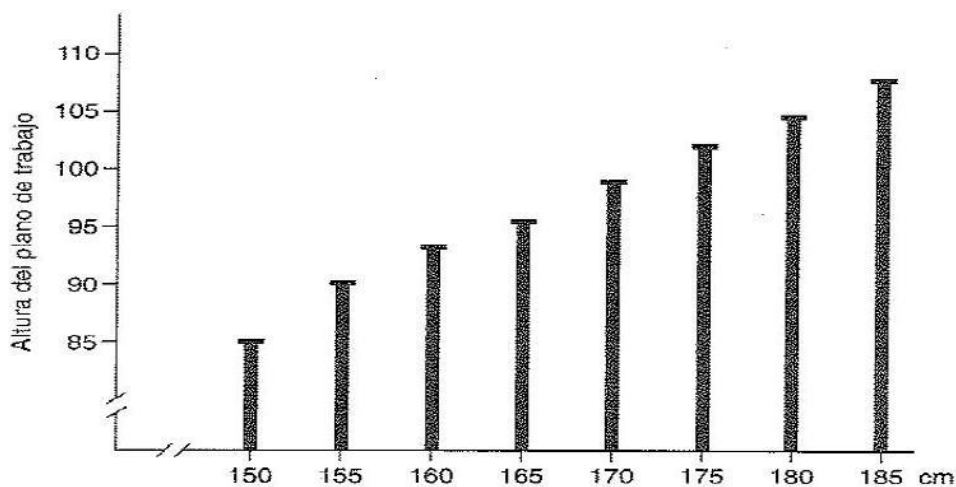


Figura 19. Planos de trabajo en posición de pie (Revisión et al., 2018).

B. Alcance máximo horizontal: El ancho y profundidad del plano superior del banco, depende del alcance máximo del brazo en la dirección requerida y de la dimensión del cigüeñal; de esta forma se determinó

que la distancia óptima para un buen desempeño en el trabajo realizado en el banco de pruebas según el alcance máximo horizontal y lateral, debería de ser de 40 cm de ancho por 60 cm de profundidad.

3.3.3. Diseño básico.

A partir del diseño conceptual, se planteó un diseño básico de la estructura y los diferentes elementos que conforman el banco de pruebas. Con esta configuración se realizó el análisis estático en ANSYS®, que permitió establecer el factor de seguridad para los elementos diseñados con mira a la fabricación final en el taller. Para simular en ANSYS®, primero fue necesario determinar el peso total que debe soportar la estructura, como se muestra en la tabla 1, hallando los pesos de cada elemento. La fuente de información fue de catálogos de fabricantes.

Tabla 1. Elementos del banco de pruebas. Del autor.

| Elementos que componen el banco de pruebas | |
|---|--------------------|
| Elemento | Peso |
| Cigüeñal de motor 1.6 L | 17.55 Kg |
| Motor de inducción | 3.7 kg |
| 2 chumaceras de piso (1" Ø interior) | 850 g x 2 = 1.7 kg |
| 2 poleas de aluminio, ranura tipo V de 2" x ½" | 140 g x 2= 280 g |
| 1 banda B34 en V | 158 g |
| 4 tornillos de ½" x 3 ½ " | 30 g x 4= 120 g |
| Cincho de acero para fijar el motor | 350 g |

Peso total= 23.858 kg

Para la realización de la simulación se seleccionó el perfil de acero estructural, ya que es el metal más utilizado. Es fundamentalmente una aleación de hierro (mínimo 98%), con un contenido de carbono menor del 1%. Entre sus ventajas está la gran resistencia a la tensión, compresión y un costo razonable. Se eligió el perfil estructural de tipo rectangular de 1" y ½" x 2" y ½", por su bajo costo y peso, y el buen comportamiento que presenta cuando es sometido a cargas por flexión. También se le agregó al banco una placa ajustable para el motor con un cincho de acero tipo U para fijarlo. La soldadura que se utilizó es de arco eléctrico con electrodo metálico de tipo 6013, este electrodo cuenta con un revestimiento a base de rutilo y potasio, lo cual le da muy buena estabilidad, fácil remoción de escoria con fácil aplicación para trabajos de lámina delgada como construcciones de carrocerías, muebles metálicos, etc.

3.3.4. Análisis estructural del banco de pruebas.

Para analizar el comportamiento de la estructura, se utilizó el método de simulación por elementos finitos. Con los resultados obtenidos se pudo comprobar la resistencia de las piezas seleccionadas inicialmente. Primeramente, se construyó la malla de la geometría, se seleccionó una malla con una calidad alta, para tener un resultado exacto del análisis planteado.

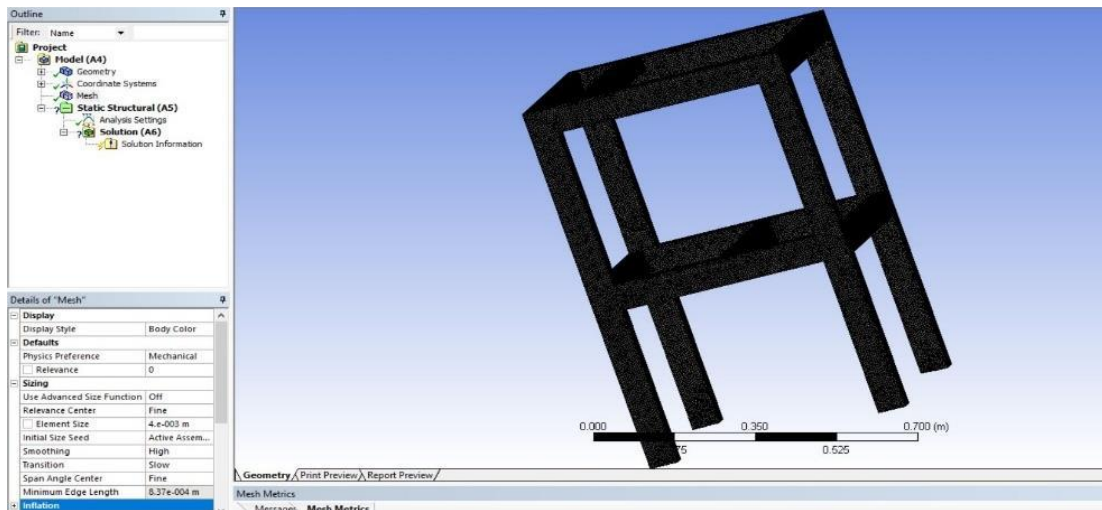


Figura 20. Mallado de la estructura. Fuente: Del autor.

El análisis requiere la definición de las cargas a las cuales estará sometida la estructura. Se aplica una carga distribuida en la dirección -Y de 500 N en la cara superior, también se definen 4 soportes de la estructura como soportes sin fricción y el efecto de la gravedad como una fuerza externa.

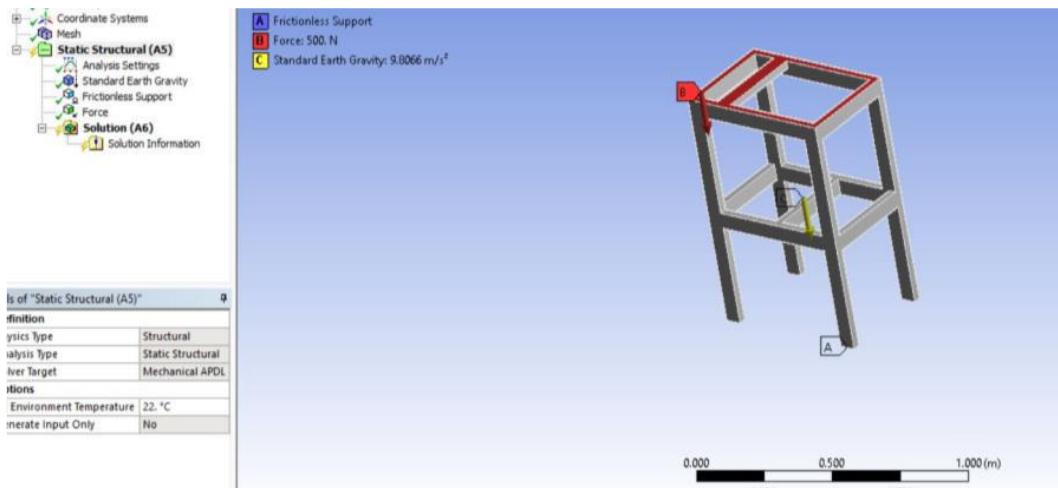


Figura 21. Cargas aplicadas a la estructura. Del autor.

Para evaluar la resistencia de materiales, se obtiene la deformación total, el esfuerzo y deformación de Von Mises, tomando en cuenta que este criterio es el más utilizado en las teorías de falla como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. Para este análisis podemos observar que tanto la deformación total, el esfuerzo y la deformación de Von Mises son mínimas y se concentran en la superficie de la estructura donde se recarga el cigüeñal y donde se pretende hacer la estructura sea movable.

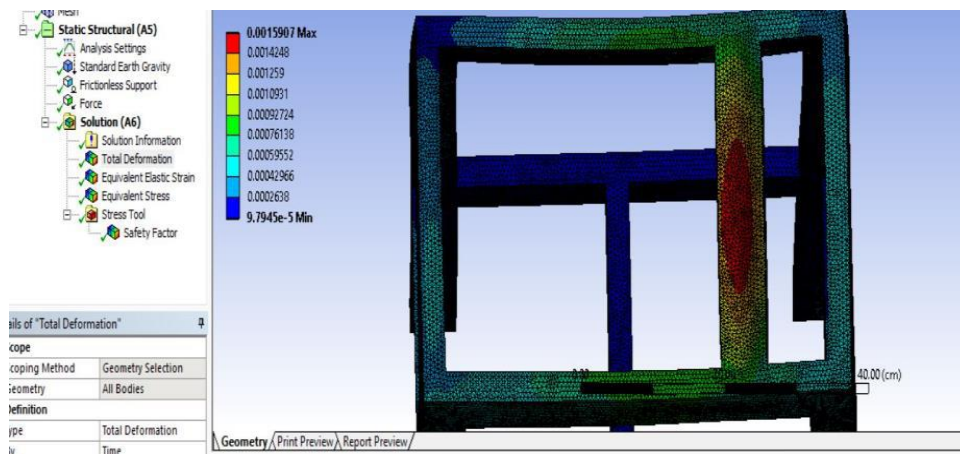


Figura 22. Deformación total. Del autor.

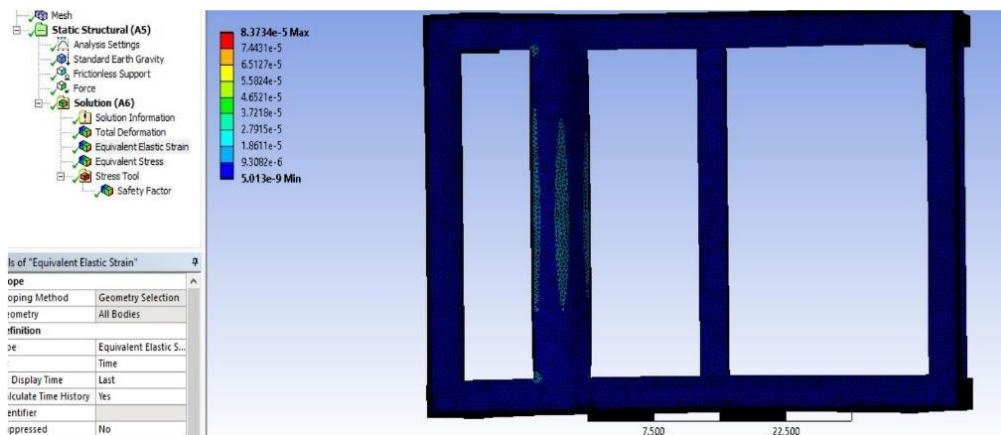


Figura 23. Deformación de Von Mises. Del autor.

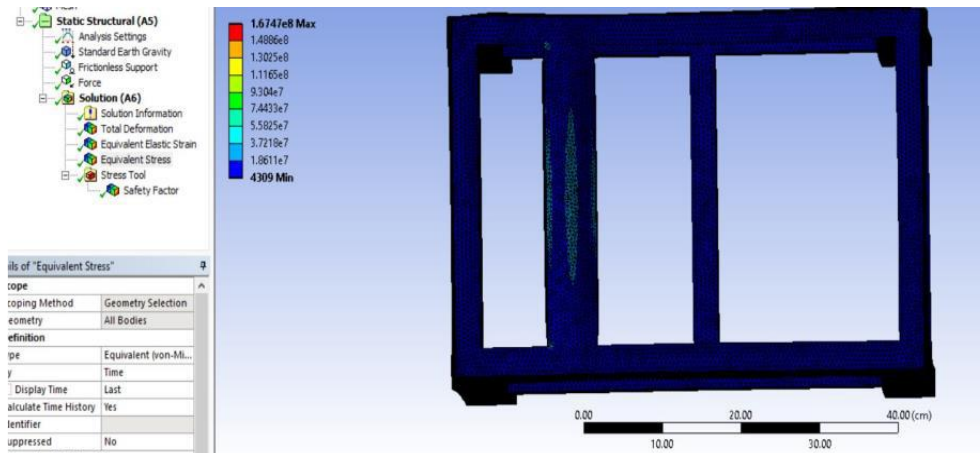


Figura 24. Esfuerzo de Von Mises. Del autor.

3.3.5. Montaje del cigüeñal.

Se diseñó y se construyó un banco de pruebas para realizar los experimentos requeridos en esta investigación.

El montaje del cigüeñal se realizó mediante la fijación en sus dos extremos, con 2 cojinetes interiores FBJ 1"Ø, acoplados a dos cojinetes de piso. En la nariz del cigüeñal, se acoplo un buje de acero a 1045. Para el extremo que se conecta al volante, se colocó un vástago de acero 4140T, conectado a un motor de inducción de jaula de ardilla. La transmisión de velocidad desde el eje de transmisión al cigüeñal se realizó mediante un sistema de transmisión por polea y una correa tipo V con relación 1:1. Para regular la velocidad, se ensambló un regulador de voltaje electrónico.

Para la rotación del cigüeñal, se instaló un motor de inducción tipo jaula de ardilla con las siguientes especificaciones técnicas:

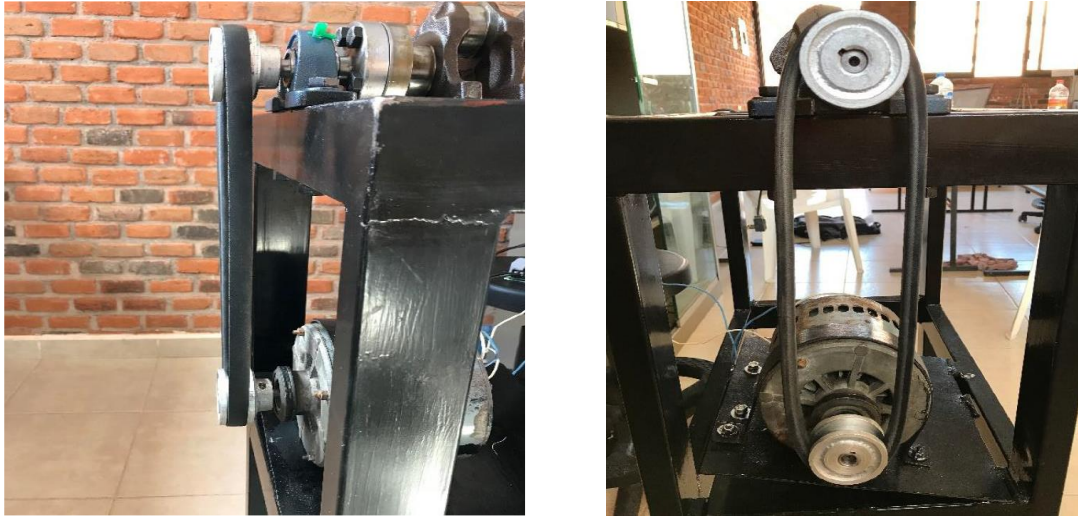
Tabla 2. Características técnicas del motor eléctrico.

| Parámetros | Especificaciones |
|---------------------|--------------------------------|
| Clasificación | Inducción de corriente alterna |
| Potencia | 0.5 HP |
| Voltaje | 127 V |
| Velocidad del rotor | 1745 rpm. |

En la flecha del motor se adaptó una polea de aluminio de ranura tipo V de 2" x ½", acoplado a una banda B34 en V de la marca Gates, para así tener una relación de transmisión 1:1.



Figura 25. Montaje del cigüeñal. Del autor.



a)

b)

Figura 26. Transmisión del cigüeñal. (a) Vista lateral, (b) Vista frontal.

3.3.6. Modificación del banco de pruebas para medir vibraciones mecánicas en cigüeñales.

Para poder comprobar que el algoritmo detectara los cambios en la señal, se realizaron modificaciones al banco de pruebas. Se adaptaron dos cilindros conectados a dos pistones con biela.

Se precisó a simular el rayado de los cojinetes de biela debido a una mala lubricación en el sistema. Para esto, los cojinetes de la biela presentan un ancho más estrecho con respecto al diámetro estándar, esto hace que se presente un golpeteo entre la biela y el cigüeñal, generando una mayor vibración.

A. Conexión de pistones con biela al cigüeñal.

Se acoplaron dos pistones con biela al cigüeñal con una medida de pistón de 3" ½.



Figura 27. Pistón con biela. Del autor.

B. Construcción de cilindros.

Los cilindros en el motor están numerados. En la mayoría de los motores se numeran en la secuencia en que las bielas están fijadas al cigüeñal. El cilindro 1 es usualmente el más alejado del volante.

El orden de encendido varía en el mismo tipo de motores. Por ejemplo, en los motores de cuatro cilindros en línea, existe el orden de encendido 1-3-4-2 y 1-2-4-3. En este caso, para el cigüeñal acoplado al banco de pruebas es de la marca VW, su orden de encendido es: 1-3-4-2. Por lo tanto, para poder lograr una correcta velocidad de giro del cigüeñal y así poder simular el

proceso de combustión, se conectaron los dos pistones con biela en los muñones 1 y 3.

Se utilizó tubo PVC de 3" para proyectarlo como cilindros, y fueron adaptados para una circunferencia de 3" $\frac{1}{2}$ que es la medida de circunferencia de los pistones.



Figura 28. Cilindros. Del Autor.

Los cilindros se fijaron a dos piezas de triplay para que los cilindros no tuvieran movimiento.



Figura 29. Piezas de triplay. Del Autor.



Figura 30. Acople de cilindros con triplay.

Finalmente, se atornillaron las piezas de triplay a la estructura del banco.

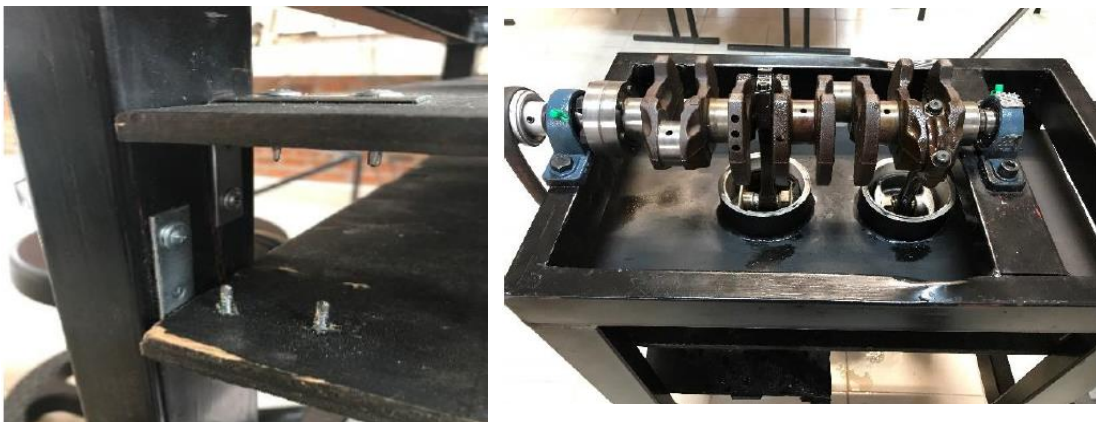


Figura 31. Acople de cilindros y pistón con biela al banco de pruebas. Del Autor.

3.3.7. Control de velocidad.

El objetivo de la investigación es obtener espectros de vibración del cigüeñal para así relacionarlos a los defectos que ocurren en él para poder determinar sus fallas. Por tal motivo requerimos controlar la velocidad del motor para así poder realizar las mediciones a diferentes rpm. El motor de inducción que se utilizó es de corriente alterna. En el mercado, existen numerosos controladores de velocidad, pero se optó por ensamblar un circuito que fuera sencillo y de bajo costo. El circuito utiliza sólo 3 elementos activos, como es el TRIAC, el puente rectificador y el diac. El triac controla el paso de la corriente alterna a la carga, conmutando entre los estados de conducción (pasa la corriente) y corte (no pasa la corriente) durante los semi-ciclos negativos y positivos de la señal de alimentación (110/220 VAC), que es la señal de corriente alterna que viene por él tomacorrientes de nuestras casas.

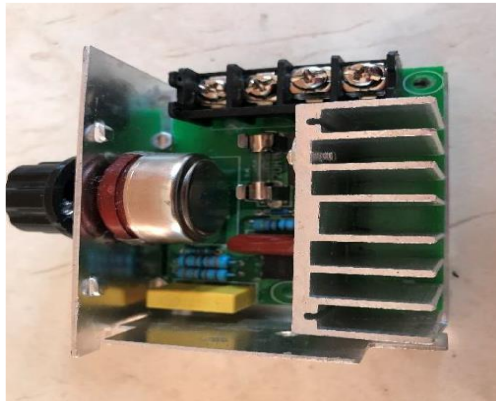


Figura 32. Regulador de voltaje. Del autor.

Tabla 3. Lista de materiales del regulador de voltaje.

| Elemento | Descripción |
|--|--|
| Potenciómetro | 500 k |
| Fusible | 20 A |
| Puente rectificador | DB107 |
| Triac | 7AP3E |
| Disipador de calor | Aluminio |
| Diodo | DB3 (DIAC) |
| Capacitor de supresión de interferencias | TC TENTA |
| Terminal Block | 4 pines |
| 1.5 Metros de cable | 2 conductores paralelos, tipo SPT-3 (300 v, 105° C). |

3.3.8. Puesta en marcha.

Al finalizar con el montaje, se procedió a darle puesta en marcha al cigüeñal para verificar su movimiento. Se obtuvieron los resultados esperados, el cigüeñal giro a una velocidad de 1708 rpm, teniendo un 2% de diferencia con la velocidad del rotor que es de 1745 rpm.



Figura 33. Puesta en marcha del cigüeñal.

Para la obtención de la velocidad angular del cigüeñal, se utilizó el tacómetro digital DT-2234C+, con una precisión de $\pm 0.05\%$ +1 dígito.



Figura 34. RPM del cigüeñal. Del autor.

Capítulo 4.

Metodología para la detección de fallas en cigüeñales

En este trabajo, se presenta una técnica para la detección de fallas mecánicas en el cigüeñal. El sistema inteligente fue desarrollado en la plataforma Labview, totalmente robusto y capaz de cubrir las necesidades más avanzadas que cualquier especialista en mantenimiento predictivo requiere. Cabe mencionar que el objetivo de la técnica fue desarrollarlo mediante el análisis matemático de la transformada Wavelet.

4.1. Sistema de monitoreo y adquisición de datos: ECAVIBE01.

Un sistema de adquisición de datos (SAD), constituye la interfaz entre el mundo analógico y el digital. Las etapas fundamentales de un SAD son: etapa transductora, de acondicionamiento y etapa de registro con el procesamiento de la información. La sensibilidad del transductor determinara la relación entrada/salida del fenómeno físico que será entregada como una señal eléctrica que pueda ser interpretada por el sistema de adquisición.

La etapa de adquisición está básicamente constituida por elementos como conversores A/D (analógico/digital) y conversores D/A, para la adquisición de señales dinámicas, como las vibraciones y el ruido, ya en la etapa de procesamiento es donde se analizan, las señales vibratorias utilizando técnicas de procesamiento digital de señal. Finalmente, ésta la etapa de registro, donde se almacena la señal vibratoria y los resultados del procesamiento para su posterior visualización, una descripción se puede observar en la figura 30, en donde cada uno de los procedimientos es de gran importancia para la adquisición de datos.



Figura 35. Sistema básico de adquisición de datos. Fuente: Del autor.

4.1.1. Tratamiento de la señal de vibración en Labview.

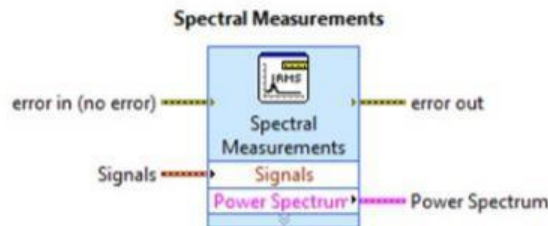
LabView (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) es un sistema de desarrollo basado en programación gráfica orientado a desarrollar aplicaciones para instrumentación que integra una serie de librerías para comunicación con instrumentos electrónicos. Los programas realizados en LabView se llaman instrumentos virtuales “VIs”, ya que tienen la apariencia de los instrumentos reales, sin embargo, poseen analogías con funciones provenientes de lenguajes de programación convencionales. Básicamente, el software se encarga de comunicar la interfaz de usuario del ordenador con el hardware de adquisición de datos dotando a la aplicación de la funcionalidad requerida.

4.1.2. Bloques principales para la adquisición de datos, procesamiento y visualización.

La adquisición de datos se realiza por medio del asistente DAQ, la cual conectada a una tarjeta de adquisición es posible configurar de manera rápida canales de ingreso de señales tanto digitales como analógicas.



De manera similar el bloque más utilizado para transformar una señal entrante en tiempo a un espectro se utiliza spectral measurements, sin embargo, no es la única opción que me permite visualizar un espectro, en si el comando se basa en la transformada rápida de Fourier para la visualización del espectro.



De igual manera la visualización del espectro no resulta complicada debido a que la plataforma de programación es gráfica, con comandos claramente definidos, para el caso de visualización se utiliza el comando Waveform Graph, de igual manera no es la única opción de visualización ya que LabView posee librerías extensas para el análisis que se necesite procesar, y su uso fue tanto para el tratamiento, de la señal usando el algoritmo de la FFT propio del sistema, así como para la generación de la base de datos.

4.1.3. ECAVIBE 01.



Figura 36. Interfaz del sistema de monitoreo y análisis de vibraciones.

Nuestro sistema cuenta con dos modos de operación: la adquisición de los datos y su análisis.

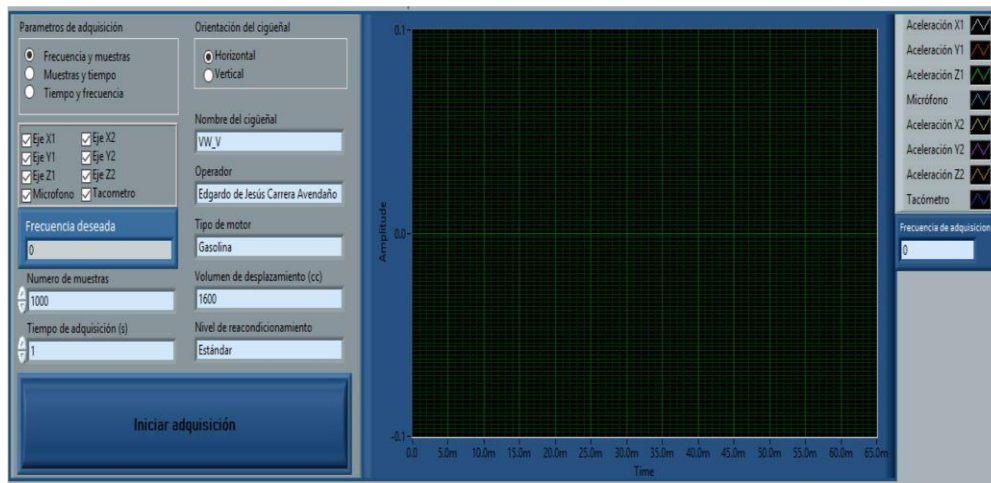


Figura 37. Adquisición de datos.

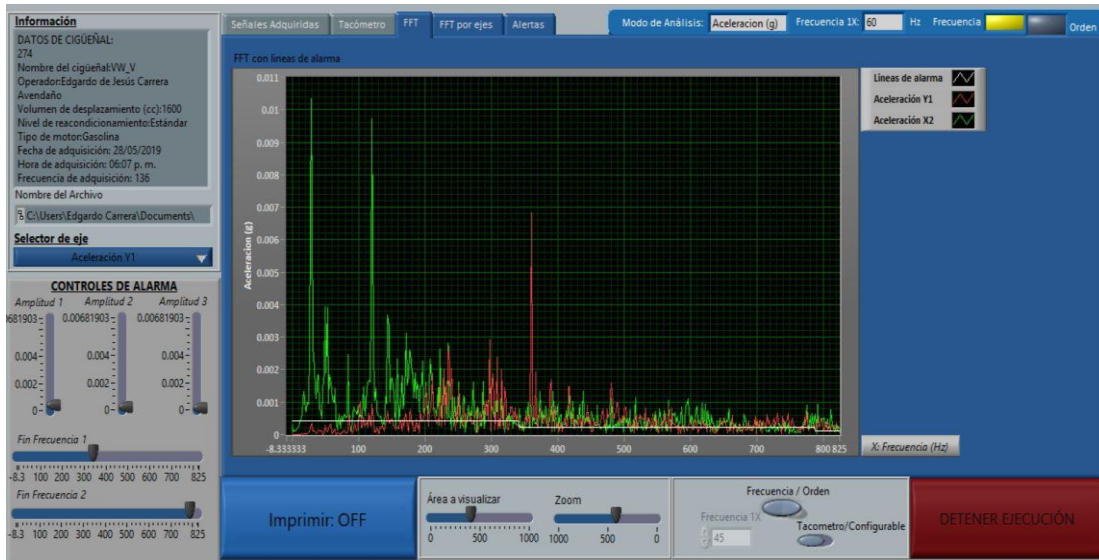


Figura 38. Análisis de datos.

4.2. Método para la detección de fallas en cigüeñales.

En esta sección se muestran las dos contribuciones principales de este trabajo. Es importante destacar, que los fundamentos de dichas contribuciones fueron previamente presentados en las sesiones anteriores. Primeramente, se demuestra que la transformada Wavelet diádica no modifica la energía de la señal transformada. Posteriormente, se muestra el periodograma Wech-Bartlett modificado.

4.2.1. Análisis energético de la transformada Wavelet diádica.

Para analizar el comportamiento energético de la transformada Wavelet diádica los autores parten de la ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.4**). En (Daubechies, 1992; Stephane Mallat, 2009) se plantea que cuando los límites de un frame son iguales, el frame es llamado estrecho y se expresa como se muestra en la ecuación (33):

$$\sum_{j,\tau} |\langle h, \psi_{j,\tau} \rangle|^2 = A \|h\|^2 \quad (33)$$

Por otro lado, si $A = 1$ entonces el frame es una bases de Riesz, el cual corresponde a wavelets diádicas (Bakić et al., 2005; Li & Shi, 2012; Luthy et al., 2015). Si reescribimos la ecuación (33) para bases de Riesz, se observa la primera contribución de este trabajo; donde los autores concluyen que el empleo de wavelets diádica, no modifica la energía de la señal transformada, como se muestra a continuación en la ecuación (34):

$$\sum_{j,\tau} |\langle h, \psi_{j,\tau} \rangle|^2 = \|h\|^2 \quad (34)$$

$|\langle h, \psi_{j,\tau} \rangle|^2$ denota la energía de los coeficientes wavelets (coeficientes de aproximación y de detalle) para el nivel j de descomposición y $\|h\|^2$ denota la energía de h sin transformar.

4.2.2. Periodograma Welch-Bartlett modificado

La segunda contribución de este trabajo presenta sus bases en la contribución mostrada en la subsección 4.2.1 y está dirigida a obtener un espectro de frecuencia diádico mediante el vínculo de la transformada Wavelet diádica y el periodograma Welch-Bartlett. Dicho vínculo permite detectar y diagnosticar fallas que se originen en sistemas y que presenten procesos estocásticos.

La principal diferencia entre el periodograma Welch-Bartlett clásico y la propuesta presentada en esta subsección radica en el vínculo que se crea entre la transformada Wavelet diádica y el periodograma Welch-Bartlett clásico. Este vínculo permite maximizar la sensibilidad en el análisis de fallas que presenten pequeña magnitud. La ecuación (35) muestra el periodograma Welch-Bartlett modificado.

$$P_{WB}^M(j, e^{i2\pi\chi_j n_j}) = \frac{1}{KL} \left| \sum_{k=0}^{K-1} \sum_{n_j=0}^{L-1} CD_{j,\tau}(iD + n_j) w(n_j) e^{-i2\pi\chi_j n_j} \right|^2 \quad (35)$$

donde: $P_{WB}^M(j, e^{i2\pi\chi_j n_j})$ es el periodograma Welch-Bartlett modificado en el nivel j de descomposición y $CD_{j,\tau}(iD + n_j)$ es el segmento de los coeficientes de detalle correspondiente al nivel de descomposición j , desplazado iD , n_j corresponde al número de muestras en el nivel j y χ_j es la componente de frecuencia lineal en el nivel j .

En la ecuación (35) los autores seleccionaron los coeficientes de detalle basándose en la subsección 2.4.9, donde se observa que dichos coeficientes

corresponden a la salida de un filtro pasa-alto para el primer nivel de descomposición y un filtro pasa-banda para los niveles de descomposición superiores al primero.

La Figura 34 muestra un árbol de descomposición Welch-Bartlett modificado para obtener el espectro de frecuencia diádico correspondiente al nivel de descomposición 4.

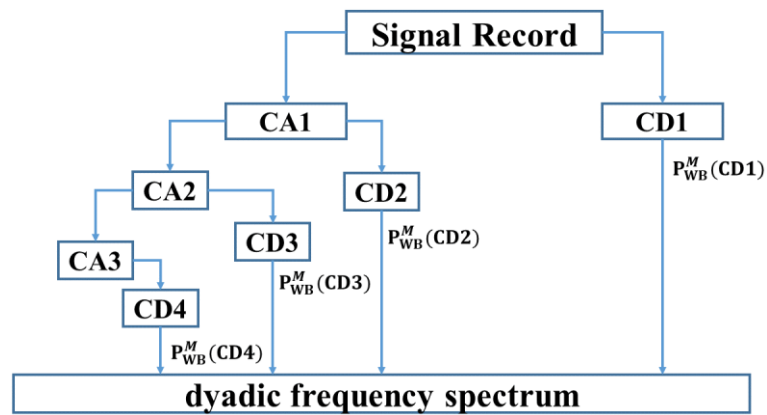


Figura 39. Descripción del periodograma Welch-Bartlett Modificado.

Capítulo 5

Configuración experimental y análisis de resultados.

5.1. Datos experimentales.

En los motores de 4 tiempos, cada vuelta del cigüeñal recibe el impulso de un pistón, cuanto mayor sea el número de ellos, menor será el esfuerzo que tienen que hacer para moverlo. Por lo tanto, se determinó conectar dos pistones con biela al cigüeñal, con una medida de diámetro de pistón de 3 ½", el esfuerzo a los que están sometidos es mayor, pero satisface la finalidad de este trabajo.

El orden de encendido varía en el mismo tipo de motores. Por ejemplo, en los motores de cuatro cilindros en línea, existe el orden de encendido 1-3-4-2 y 1-2-4-3. En este caso, el orden de encendido que corresponde a este cigüeñal es: 1-3-4-2. Por esta razón, para lograr un movimiento uniforme del cigüeñal, los dos pistones con biela fueron conectados en los muñones 1 y 3, respectivamente.

Para representar los cilindros, se utilizó tubo PVC de 4", y fueron ajustados a un diámetro de 3 ½" que es el diámetro de los pistones.

Las señales de vibración fueron medidas con dos acelerómetros piezoeléctricos uniaxiales tipo 603C01, y fueron posicionados sobre la chumacera que se acopló con la nariz del cigüeñal, ya que fue considerada aquella que estuviese lo más aislada posible de cualquier vibración no controlada.

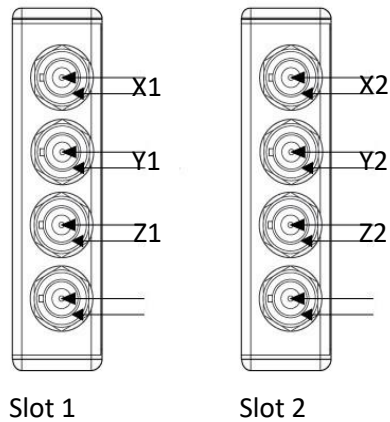


Figura 40. Configuración del NI 9234.

La adquisición de datos se implementó por medio de un sistema inteligente desarrollado en el software LabVIEW, y utilizando el chasis NI cDAQ-9172 y 2 módulos NI 9234.

Para obtener los datos requeridos por el software, la figura 35 muestra la configuración para el chasis y los módulos necesarios por el software, donde X, Y y Z son los ejes de medición cartesiano de cada uno de los 2 acelerómetros que utiliza el programa. Cada punto representa una dirección diferente, la dirección radial a lo largo del eje de los cilindros, la dirección axial a lo largo del eje del cigüeñal y la dirección transversal en el plano horizontal normal al eje del cigüeñal.

En este trabajo, se midieron las señales en las tres direcciones, sin embargo, la señal de vibración transversal no se analizó, ya que no proporcionaba información relevante de la condición del cigüeñal.

Las señales de vibración se muestrearon cumpliendo con el teorema de Nyquist con una frecuencia de 1400 Hz, debido a que el defecto estudiado presenta componentes de frecuencias inferiores a 700 Hz.

Las figuras 36 y 37 presentan la configuración esquemática y experimental utilizada en este trabajo.

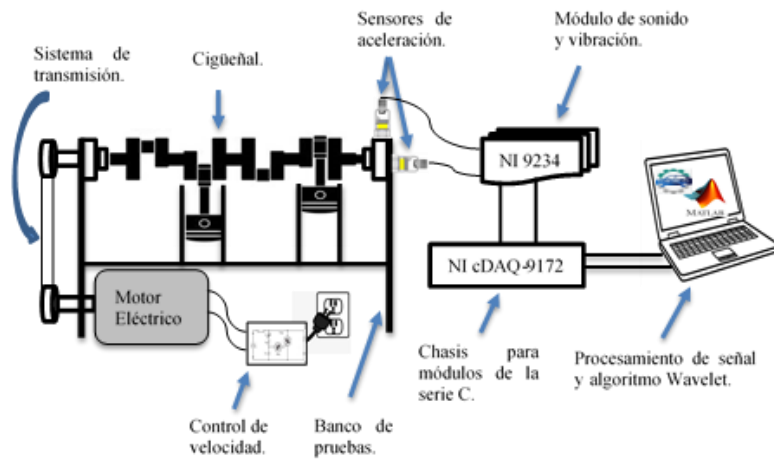


Figura 41. Descripción esquemática de la configuración del sistema.



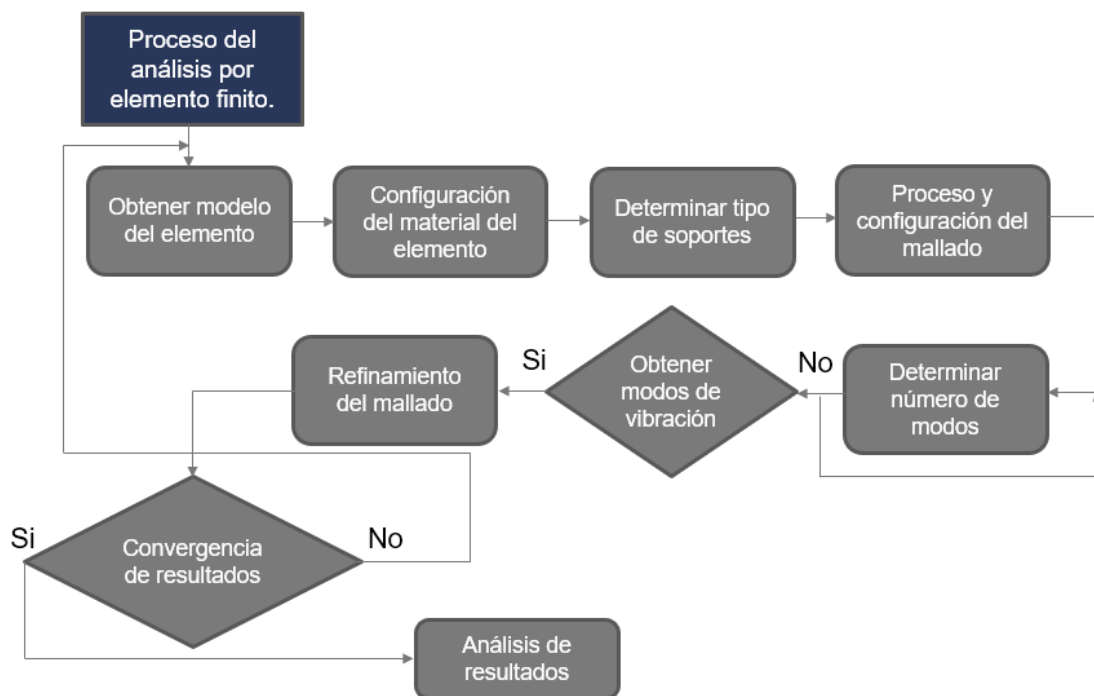
Figura 42. Configuración experimental del sistema.

5.2. Frecuencias naturales y modos de vibración del cigüeñal.

Para poder aislar frecuencias e identificar la falla generada en el cigüeñal se realizaron pruebas en simulación y experimental del cigüeñal y los rodamientos que conformaban el banco de pruebas.

La vibración característica del cigüeñal se obtuvo mediante un análisis modal y se comparó con una prueba de impacto por medio del analizador ADASH 4400.

5.2.1. Proceso para la obtención de frecuencias naturales y modos de vibración por elementos finitos.



A. Obtener modelo del elemento.

El cigüeñal se modelo en el software Solid Works. Véase planos en Apéndice B.

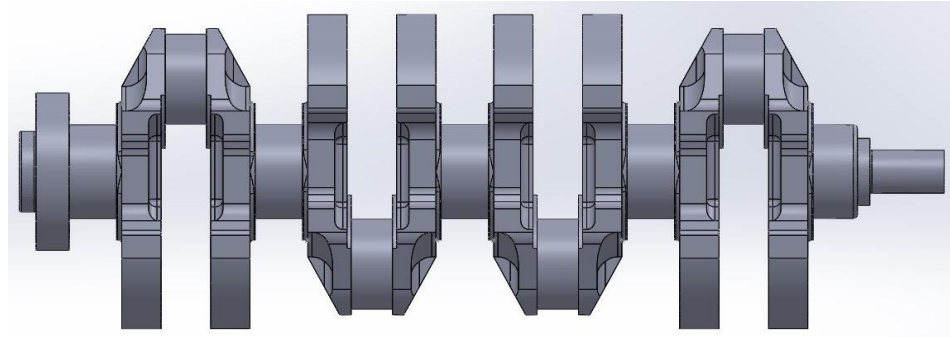


Figura 43. Modelo del cigüeñal en estudio.

B. Configuración del material del cigüeñal.

Prueba de dureza.

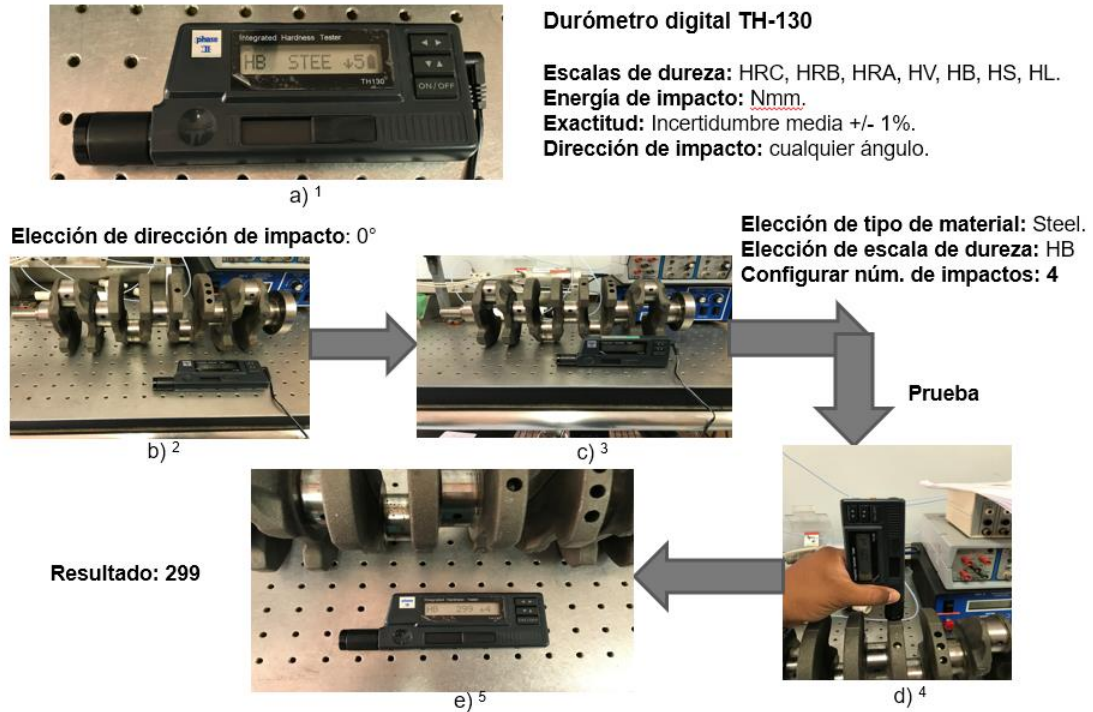


Figura 44. a) Durómetro, b) dirección de impacto, c) Tipo de material, d) Prueba, e) Resultados. Del Autor.

Análisis elemental

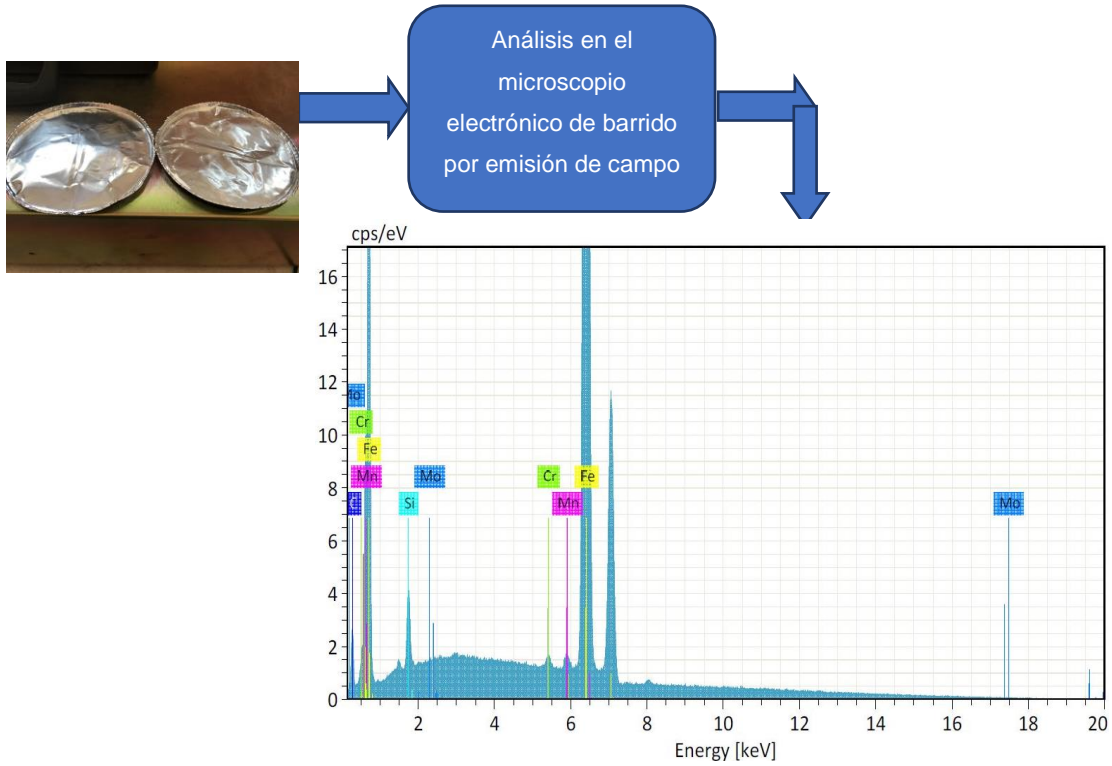


Figura 45. Análisis elemental. Del Autor.

Determinación del material

| | ACEROS FORTUNA | Color de distinción | Equivalentes AISI / NOM | DN Wt% (Aprox.) | Análisis Químico Típico (%) | | | | | | | | | | | Dureza Mx. al entragar BHN | TRATAMIENTO TÉRMICO | | | Características | Aplicaciones |
|--------------------|----------------|---------------------|-------------------------|-----------------|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|--------------------------|-----------------------|-------------|----------------------------|---------------------|--|--|---|--------------|
| | | | | | C | Si | Mn | Cr | Ni | Mo | W | V | TEMPERATURA APROXIMADA | | | | TEMPLE EN | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | TEMPLE °C | FORJADO °C | RECOCIDO °C | | | | | | |
| ACEROS HERRAMIENTA | Rápido | M0500 | Bianco/Rosa | M-2 | 1.3343 | 0.85 | 0.30 | 0.30 | 4.10 | | 5.00 | 6.10 | 1.90 | 269 | 1190 a 1230 | 1150 a 1050 | 870 a 900 | Acite, aire, baño de sales | Acero rápido indicado para herramientas de corte de alta resistencia. | Huertas, picos, frenos, flechas, rimas, excéntricos para molinos, etc. | |
| | Frio | CA1215 | Rojo/Azul | D-2 | 1.2379 | 1.50 | 0.40 | 0.40 | 12.0 | | 0.95 | | 0.80 | 262 | 980 a 1025 | 1095 a 1010 | 870 a 900 | Acite, aire o sales | Alta resistencia al desgaste, buena tenacidad para corte de chapas hasta 5 mm de espesor. | | |
| | | CA510 | Azul/Amarillo | A-2 | 1.2363 | 1.00 | 0.30 | 0.75 | 5.00 | | 1.10 | | 0.35 | 235 | 925 a 980 | 1095 a 1010 | 845 a 870 | Aire o sales | Acero para troqueles para trabajo en frío de diámetro complicado. | | |
| | | SW55 | Azul | O-1 | 1.2510 | 0.90 | 0.30 | 1.15 | 0.50 | | | 0.50 | 0.20 | 228 | 790 a 815 | 1065 a 980 | 760 a 790 | Acite o sales | Acero para troqueles de corte complicado y correa hasta de 5 mm de espesor. | Herramientas de trabajo en frío en corte, embudo, setrillo, dados formadores, dados de extrusión, matrices, punzones, etc. | |
| | | SW55P | Punta Azul | O-1 | 1.2510 | 0.90 | 0.30 | 1.15 | 0.50 | | | 0.50 | | 228 | 790 a 815 | 1065 a 980 | 760 a 790 | Acite | Acero SW55 (AISI O-1) recalcado para temple al acite. Acero Plata. | | |
| | | W11P | Punta Naranja | W-2 | 1.1650 | 1.00 | 0.25 | 0.25 | | | | 0.20 | | 212 | 760 a 845 | 1065 a 980 | 760 a 790 | Agua | Acero AISI W-2 recalcado para temple al agua. Acero Plata. | | |
| | Moldes | P20 | Amarillo/Grís | P-20 | 1.2710 | 0.36 | 0.30 | 0.60 | 1.80 | 1.00 | 0.20 | | | 300 Aprox. | | | | | Acero de dureza media, alta tenacidad, alta resistencia a la decarburización. | Moldes para inyección de plástico, los moldes pueden ser carburados o nitruados. | |
| | Impacto | WA255 | Rojo/Blanco | S-1 | 1.2550 | 0.50 | 0.35 | 0.30 | 1.50 | | 0.40 | 2.00 | 0.20 | 229 | 900 a 955 | 1120 a 1010 | 790 a 830 | Acite | Alta resistencia al golpe, apto para trabajo en frío. | Cuchetas maquinadas, componentes de motores, excéntricos para trípodes. | |
| | Callejero | M0551N | Amarillo/Rojo | H-13 | 1.2344 | 0.35 | 1.00 | 0.30 | 5.10 | | 1.50 | | 1.00 | 241 | 895 a 1040 | 1150 a 1065 | 845 a 900 | Salin y aire | Acero para trabajo en caliente, buena tenacidad combinada con una buena ductilidad al rojo. | Herramientas de trabajo en caliente. Dados de extrusión, viradores de pueras, mandriles, maquinados y molinos para la fabricación inspectada a presión en caliente. | |
| | | M0551PRA | Amarillo | L-6 | 1.2714 | 0.70 | 0.30 | 0.70 | 1.50 | 0.25 | | | | 255 | 790 a 845 | 1095 a 980 | 760 a 790 | Acite o aire | Acero con una buena tenacidad combinada con una excelente resistencia a la deformación. | | |
| ACEROS MAQUINARIA | Sip. Alacón | TX10T | Café/Blanco | 9840 | 1.6511 | 0.40 | 0.25 | 0.80 | 0.80 | 1.00 | 0.25 | | 220 a 330 según diámetro | 830 a 880 | 1050 a 870 | 760 a 845 | Acite | Acero Cr-Ni-Mo, con dureza controlada para construcción de maquinaria. | Fabricación de piezas simétricas como cigüeñales, flechas para eje traser, vitales, curvas para buches, etc. El tipo de acero a seleccionar depende de la aplicación y el tamaño de la pieza. | | |
| | | TX10R | Blanco | 9840 | 1.6511 | 0.40 | 0.25 | 0.80 | 0.80 | 1.00 | 0.25 | | 217 | 830 a 880 | 1050 a 870 | 760 a 845 | Acite | Acero Cr-Ni-Mo, gran tenacidad para construcción de maquinaria. | | | |
| | | TCM04T | Amarillo/Blanco | 4140 | 1.7225 | 0.40 | 0.25 | 0.88 | 0.95 | 0.20 | | | 220 a 330 según diámetro | 830 a 880 | 1050 a 870 | 760 a 845 | Acite | Acero Cr-Mn, con dureza controlada para construcción de maquinaria. | | | |
| | | TCM04R | Amarillo/Café | 4140 | 1.7225 | 0.40 | 0.25 | 0.88 | 0.95 | 0.20 | | | 207 | 830 a 880 | 1050 a 870 | 760 a 845 | Acite | Acero Cr-Mn, gran tenacidad para construcción de maquinaria. | | | |
| | Comentación | EX17 | Café/Rosa | 4320 | 1.6587 | 0.20 | 0.25 | 0.55 | 0.50 | 1.83 | 0.25 | | 207 | 870 a 925 (cementado) | 1100 a 870 | 650 a 775 | Acite o sales | Acero al Cr-Ni-Mo de alto rendimiento utilizado en aplicaciones donde se requiere combinación. | Fabricación de piezas simétricas como pistones, engranes de transmisión, componentes de maquinaria. La selección depende de la resistencia y tenacidad requerida en el núcleo que debe tener la pieza fabricada. | | |
| | | EX8 | Café/Grís | 8620 | 1.6523 | 0.20 | 0.25 | 0.80 | 0.50 | 0.55 | 0.20 | | 170 | 870 a 925 (cementado) | 1100 a 870 | 650 a 775 | Acite o sales | Acero para construcción al Cr-Ni-Mo. | | | |
| | No Alacón | GB4 | Café/Rojo | 1045 | 1.1191 | 0.45 | 0.25 | 0.75 | | | | | 206 | 845 a 900 | 1245 a 870 | 700 a 845 | Acite o agua | Acero al Medio Carbono, para construcción de maquinaria. | Fabricación de piezas de uso general como flechas, tornillos, buches, excéntricos, etc. El tipo de acero a seleccionar depende de la aplicación y tamaño de fabricación y el tamaño de la pieza. | | |
| | | Colo. Rollad | Punta Verde | 1018 | 0.18 | 0.25 | 0.75 | | | | | | Si, Trat. Térmico | 870 a 925 (cementado) | 1240 a 925 | 885 a 910 | Agua o salmuera | Acero 1018 entonado en frío para usos generales. | | | |
| | | 12L14 | Naranja/Punta Verde | 12L14 | 12L14 | 0.15 | 1.00 | | | | | | S 0.30 Pb. 0.25 | 800 a 830 (cementado) | 1240 a 925 | | Agua o acite | Acero bajo Carbono de maquinado libre para tornos automáticos. | | | |

Figura 46. Composición típica de los aceros (Carpenter Aceros Fortuna, 2020).

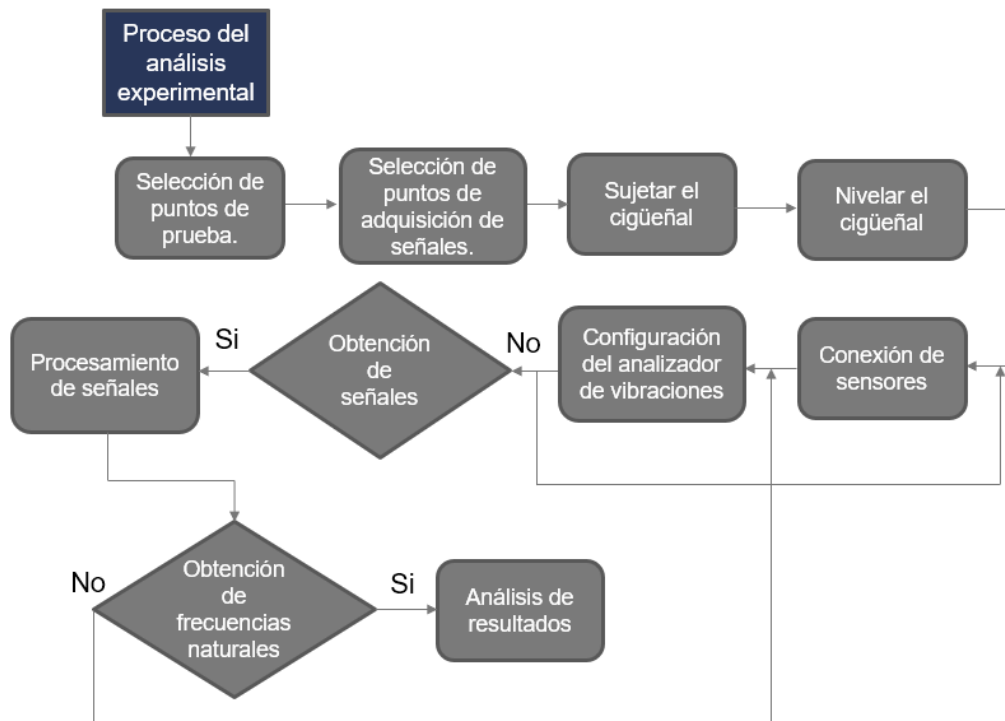
Así mismo, debido a las pruebas que se realizaron, se determinó que el material del cigüeñal en estudio correspondía a un acero 4140.

Tabla 4. Propiedades del acero 4140. Aceros Fortuna.

| Propiedades del acero AISI/NOM 4140 (42CrMo4). | | | | | |
|--|--|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Propiedades mecánicas | Módulo de Young: 210 Gpa. Radio de Poisson: 0.30 Resistencia a esfuerzos: 850 Mpa. Resistencia última a esfuerzos: 1200 Mpa. Dureza: 220 a 330 según diámetro. (HB) | | | | |
| Propiedades físicas | Densidad: 7850 kg/m ³ | | | | |
| Composición química (%) | C | Si | Mn | Cr | Mo |
| | 0.40 | 0.25 | 0.88 | 0.95 | 0.20 |

C. Configuración del material en ANSYS Workbench (Véase apéndice C):

5.2.2. Proceso experimental para la obtención de frecuencias naturales.



A. Seleccionar puntos de prueba.

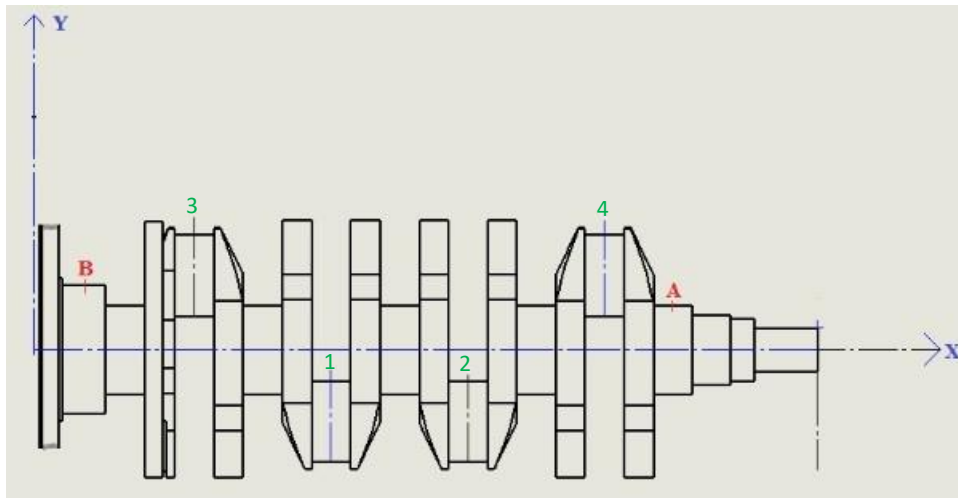
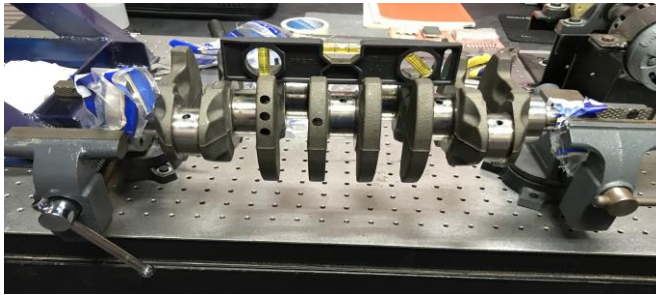


Figura 47. Selección de puntos de prueba. Del Autor.

B. Sujeción del cigüeñal.

► Prueba 1.



► Prueba 2.

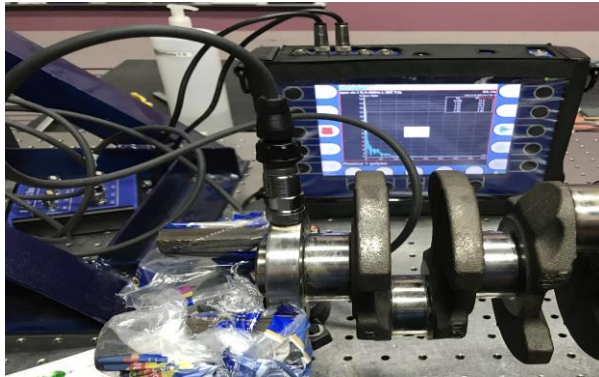


Véase anexo C, en donde se muestran los equipos e instrumentos para la realización del análisis experimental.

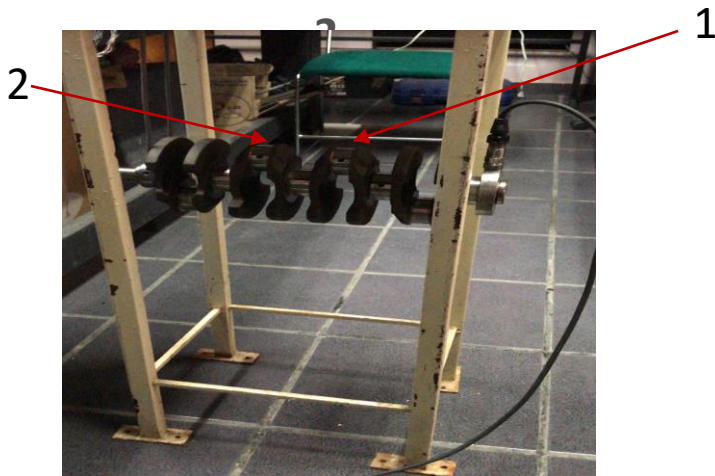
C. Configuración y conexión del analizador de vibraciones (Véase anexo C).

D. Prueba de impacto.

► **Prueba 1.**



► **Prueba**



Ver anexo C.

E. Frecuencias naturales.

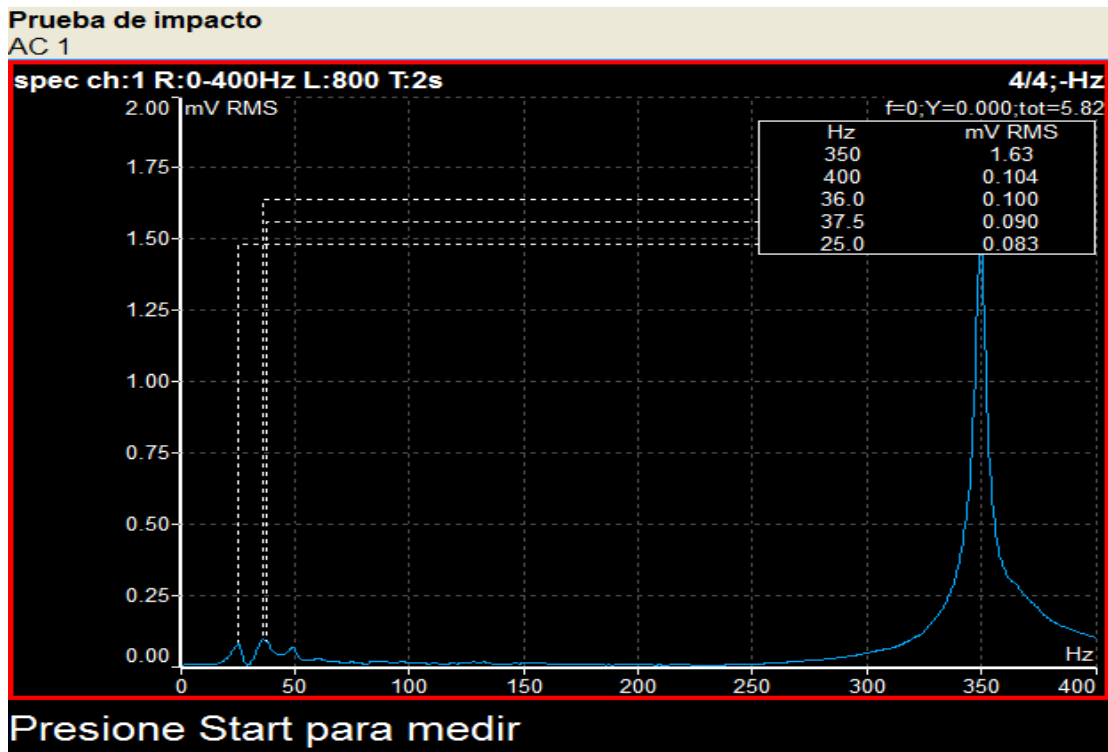


Figura 48. Frecuencia natural del cigüeñal en estudio. Del Autor.

5.2.3. Comparación de prueba experimental y simulada.

Tabla 5. Frecuencias naturales de ambos métodos.

| Modo | Frecuencias FEM (Hz) | Frecuencias EXP (Hz) |
|------|----------------------|----------------------|
| 1 | 344.68 | 350 |
| 2 | 346.41 | 400 |
| 3 | 514.84 | 36 |
| 4 | 714.08 | 37.5 |
| 5 | 884.03 | 25 |

5.3. Frecuencia de fallas en los elementos de un rodamiento.

Tabla 6. Frecuencias de fallas en rodamientos.

| Componente | Fórmula |
|--------------------|---|
| Pista interior | $FPI = \frac{n N}{2 \cdot 60} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \theta\right)$ (9) |
| Pista exterior | $FPE = \frac{n N}{2 \cdot 60} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \theta\right)$ (10) |
| Jaula | $FJ = \frac{N}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \theta\right)$ (11) |
| Elementos rodantes | $FER = \frac{D N}{d \cdot 60} \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \theta\right)$ (12) |

Donde:

| | |
|---|---------------------------------------|
| D= Diámetro de paso (mm). | FPI= Frecuencia de la pista. |
| d= Diámetro de bolas (mm). | FPE= Frecuencia de la pista exterior. |
| θ = Ángulo de contacto entre bolas y las pistas. | FJ= Frecuencia de la jaula |
| N= Velocidad de rotación (rpm). | FER=Frecuencia del elemento rodante. |
| n= Número de elementos rodantes. | |

Las frecuencias naturales de los rodamientos se calcularon utilizando las ecuaciones 9 a 12. Para ello, se requirió las características de los rodamientos FBJ:

- D = 45 mm
- d = 9.500 mm
- $\theta = 0^\circ$
- n = 9 bolas
- N = 1750 rpm (revoluciones de experimentación).

Tabla 7. Frecuencias naturales para los rodamientos.

| Componente | Frecuencia natural (Hz) |
|--------------------|--------------------------------|
| Pista interior | 158.90 |
| Pista exterior | 103.53 |
| Jaula | 11.505 |
| Elementos rodantes | 135.48 |

Como se observa en los modos de vibración, el tercer modo de vibración es la vibración del primer modo de flexión que se distribuye a través de la segunda muñequilla del cigüeñal (véase anexo C).

En la subsecuente, se observa el cuarto modo de vibración que se refiere al segundo modo de flexión del cigüeñal, en donde la desviación máxima se presenta en el contrapeso de la tercera muñequilla.

En adición, la obtención de las frecuencias naturales y modos de vibración, nos ayudaron a comprender cómo se desvía la estructura del cigüeñal. Así mismo, se comprueban las frecuencias naturales de los rodamientos que están acoplados al cigüeñal.

El modo de vibración para la frecuencia más baja indica el estado de energía más bajo. Es decir, si se proporciona una excitación baja al elemento, el elemento se desviará como el primer modo. Si la excitación aumenta, se presentan las siguientes formas modales. Por lo tanto, los modos de vibración superiores requieren de una excitación de energía muy alta al cigüeñal que puede no presentarse a lo largo de su vida útil.

Básicamente, la primera frecuencia natural y la primera forma modal es la información que más nos interesa; ya que es la que tiene mayor prioridad en los diseños y análisis subsecuentes. Por tal motivo, la frecuencia natural del primer modo de vibración del cigüeñal es la componente con mayor energía de entre todos los modos de vibración del cigüeñal presentes en la banda de frecuencias de la condición con falla.

5.4. Método de ensayo.

La metodología del algoritmo propuesto en este trabajo de investigación se verificó mediante dos estados de funcionamiento del cigüeñal. Los cuales, fueron en condiciones normales de operación y en condiciones de falla generando el rayado de los cojinetes de la biela. La velocidad de rotación fue llevada de 750 rpm (ralentí) a 1750 rpm (velocidad máxima del rotor, 60 Hz) en menos de 10 segundos.

Por último, los dos experimentos fueron desarrollados a temperatura ambiente y se adquirieron 60 señales de vibración en un tiempo de muestreo de 4 segundos para cada muestra. Para el primer escenario, se verificó la condición sin falla ya que el cigüeñal estaba equilibrado estática y dinámicamente. Tenía dimensiones estándar y no presentaba grietas ni hendiduras. En la tabla 8, se muestran las características técnicas del cigüeñal en estudio.

Para el segundo escenario, se generó una falla en el cigüeñal. El rayado de la biela (falla analizada en este trabajo) es una de las fallas más comunes del cigüeñal (Ross, 1995). Esta falla puede deberse a una lubricación deficiente o una revisión incorrecta del cigüeñal. Para desarrollar el segundo escenario, en este trabajo se provocó el efecto por mala lubricación, dado que es la principal causa de fricción entre los muñones de la biela y los cojinetes de la biela. Se pulieron los cojinetes de biela con una lima de metal, desgastando 0.5 mm de su espesor. El desgaste de los cojinetes dio como resultado un mayor juego entre el muñón y los cojinetes de biela. Esto genera un espesor irregular de la película lubricante; provocando fricciones o golpes y perturbando el correcto funcionamiento del cigüeñal.

Tabla 8. Especificaciones técnicas del cigüeñal en estudio.

| Especificaciones técnicas | Configuración/valor |
|------------------------------|---------------------------------|
| Motor | 4 cilindros, 4 tiempos en línea |
| Orden de encendido | 1-3-4-2 |
| Tipo de Material | Acero 4140T |
| Diametro del muñon principal | 60 mm |
| Diametro del muñon de biela | 48 mm |

5.5. Análisis de resultados.

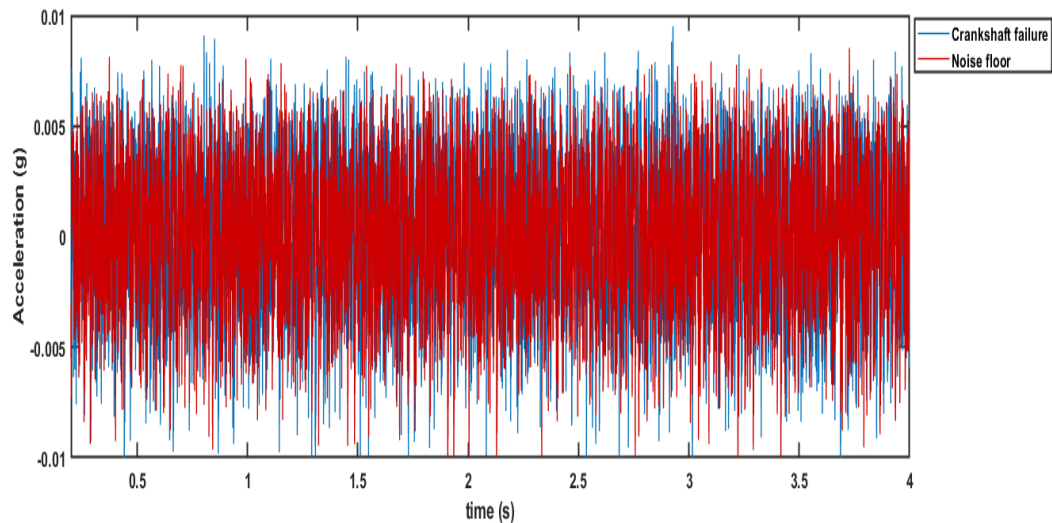


Figura 49. Señales de vibración en condiciones normales de operación y con falla.

En la figura 49, se exponen las señales de vibración del cigüeñal en condiciones normales de operación y en condiciones de falla. Se alcanza a observar que la amplitud de vibración del cigüeñal aumentó de manera considerable como resultado del golpeteo de los cojinetes con los muñones principales a causa de la falla producida. Para obtener más detalles de las señales no estacionarias del cigüeñal, fue necesario realizar el análisis con el método propuesto.

Como se observa en la figura 39 el primer paso para analizar las mediciones es aplicar el banco de filtros Wavelet diádico. Para esto, los autores seleccionan una función wavelet diádica que maximice la atenuación de las bandas laterales. Para cumplir con este objetivo se analizaron las funciones Wavelet Coiflet 5, Daubechies 45 y Symlet 8, ya que estas conforman un frame wavelet diádico de orden superior (Daubechies, 1992; Stephane Mallat, 2009; Vetterli & Kovačević, 1995). La Figura 49 muestra la respuesta de frecuencia de estas funciones.

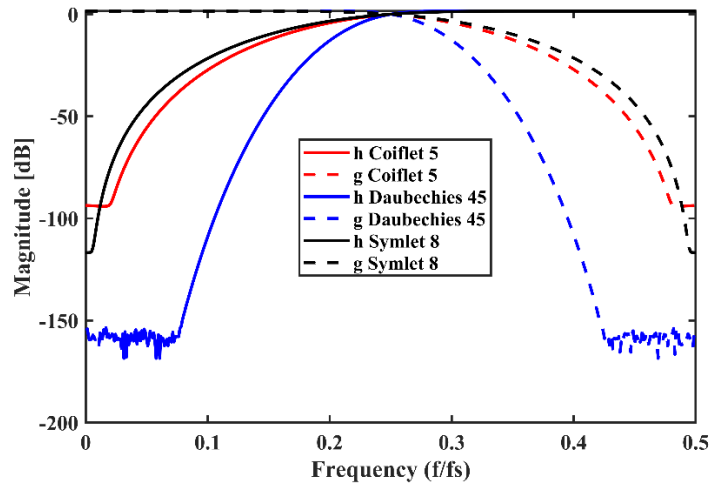
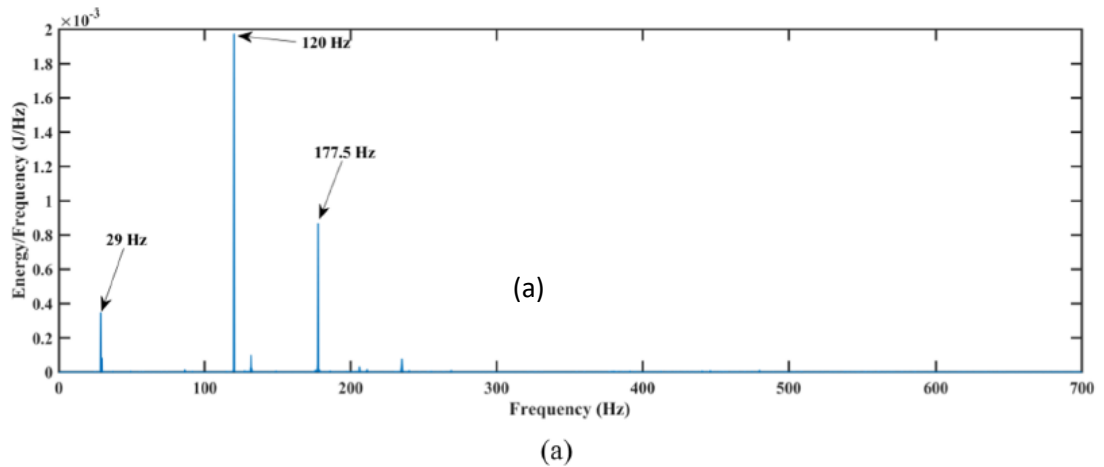


Figura 50. Respuesta en frecuencia de las funciones Wavelet.

La frecuencia normalizada se muestra en el eje de las abscisas (f/fs)

Nótese en la figura 50 que la función Wavelet que maximiza la atenuación en las bandas laterales, cercano a los 150 dB, es la wavelet Daubechies 45. Luego de seleccionar la función diádica wavelet para el banco de filtros se utilizan dos escenarios para validar el periodograma Welch-Bartlett modificado. El primer escenario corresponde a señales sin presencia de fallas. Este se utilizará para diagnosticar y aislar los componentes de frecuencia presentes en dicho escenario. El segundo escenario corresponde a señales con presencia de falla para evaluar el proceso de detección.



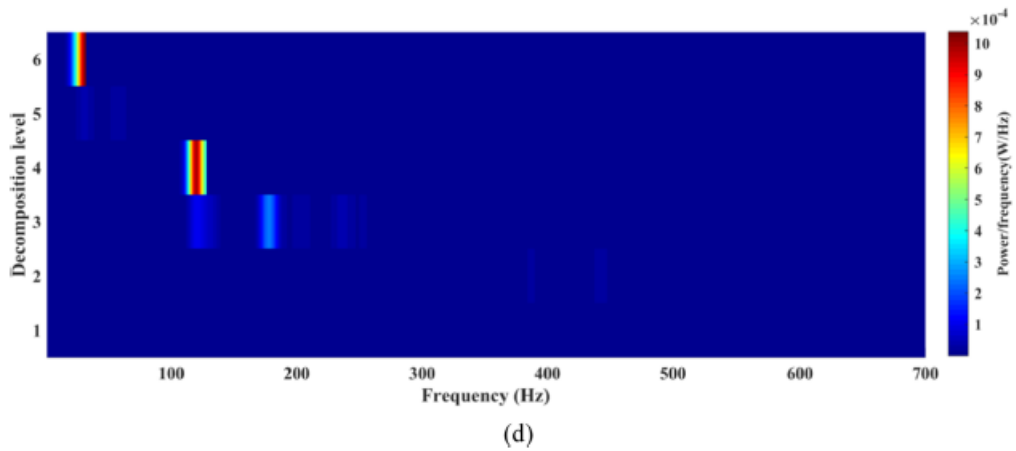
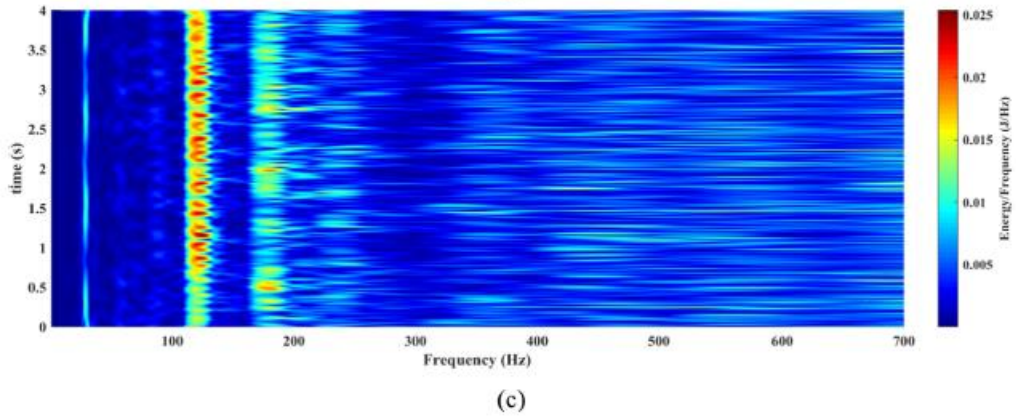
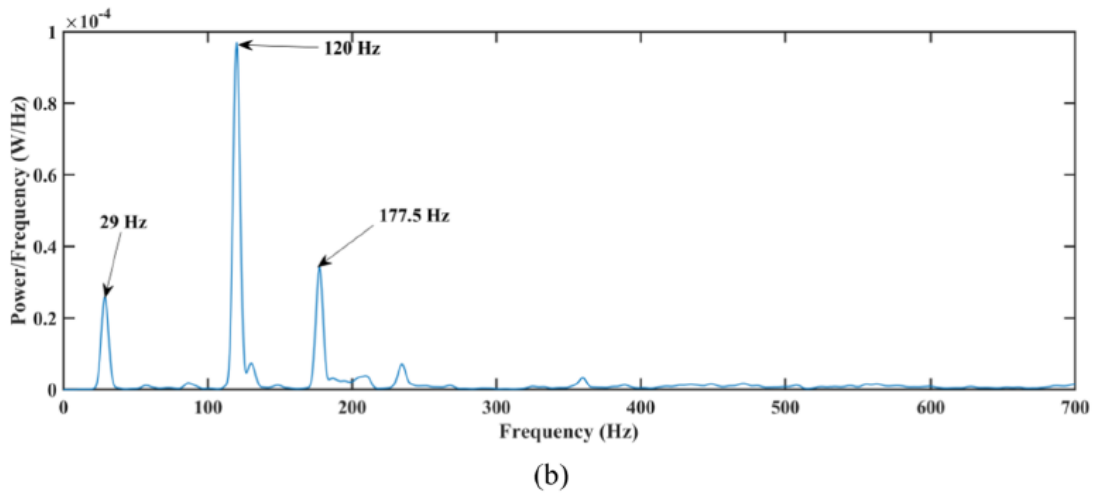


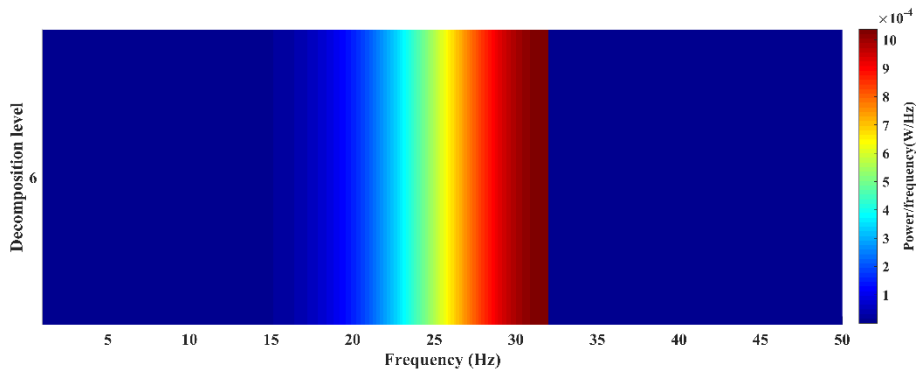
Figura 51. Resultados de la señal sin falla.

La Figura 51. Resultados obtenidos tras procesar la señal en el primer escenario. (a) El resultado obtenido a través de la FFT. (b) El espectro de frecuencia aplicando el periodograma clásico de Welch-Bartlett. (c) El espectro de frecuencia usando el CWT. (d) El resultado obtenido con el periodograma de Welch-Bartlett modificado.

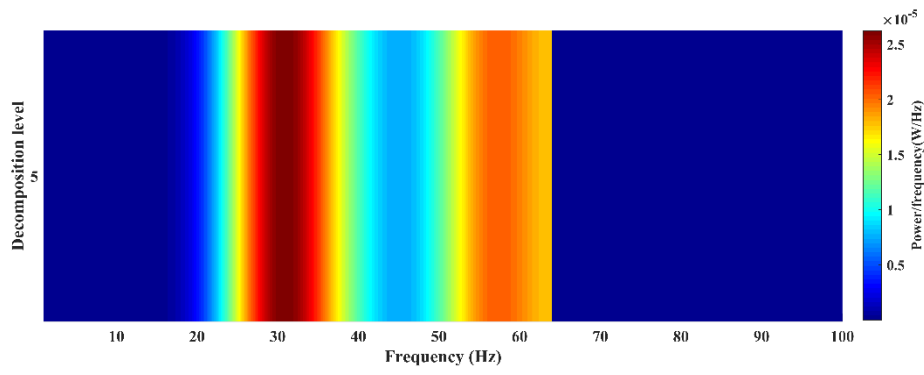
Observe como en la Figure 51a es posible ver claramente la componente fundamental del motor a 29 Hz, que corresponde a la rotación del motor eléctrico y el cigüeñal. En (G. White, 2010) se afirma que la componente de 120 Hz se debe a la deformación de los campos magnéticos en los motores eléctricos. La presencia de esta componente de frecuencia en nuestro caso está asociada con este efecto. La componente de frecuencia de 177.5 Hz se debe a la característica eléctrica inherente de los motores de inducción de jaula de ardilla.

A pesar de poder realizar un diagnóstico inicial, el principal inconveniente del periodograma Welch-Bartlett clásico (ver Figure 51a) es que no permite fragmentar, ni maximizar la sensibilidad del espectro de frecuencia.

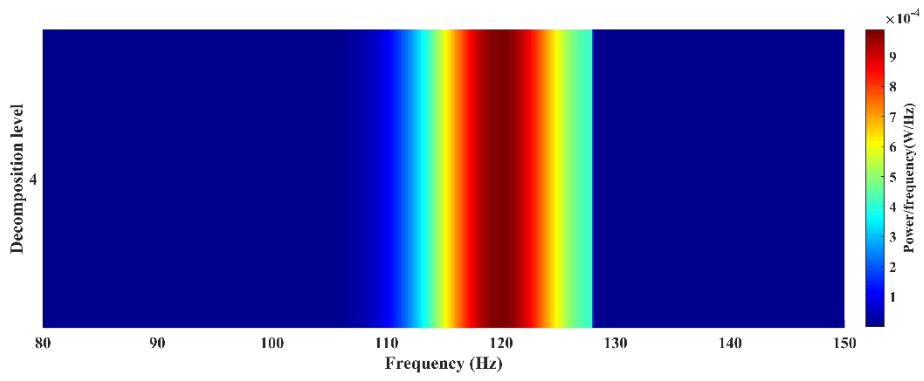
Por otro lado, el resultado del periodograma Welch-Bartlett modificado, ver Figure 51b, muestra claramente una componente de frecuencia en el 6to y el 4to nivel de descomposición. La Figura 52 muestra los resultados obtenidos en los distintos niveles de descomposición para el dominio de la frecuencia. Aquí se observa la principal ventaja del periodograma Welch-Bartlett modificado. Este resultado se obtiene basándose en la Figure 51b.



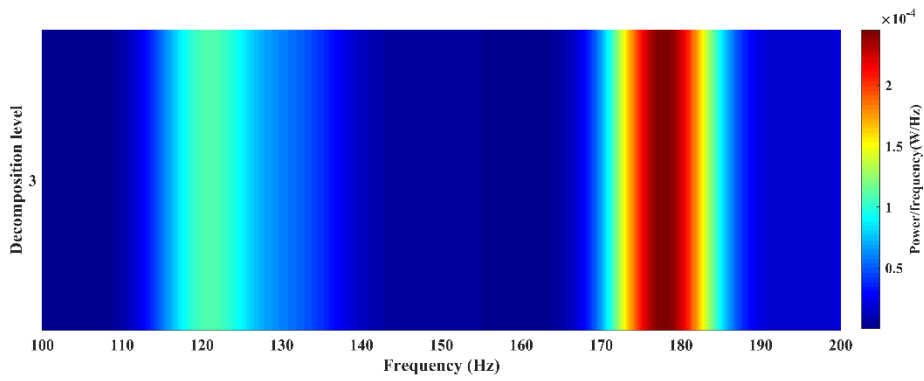
(a)



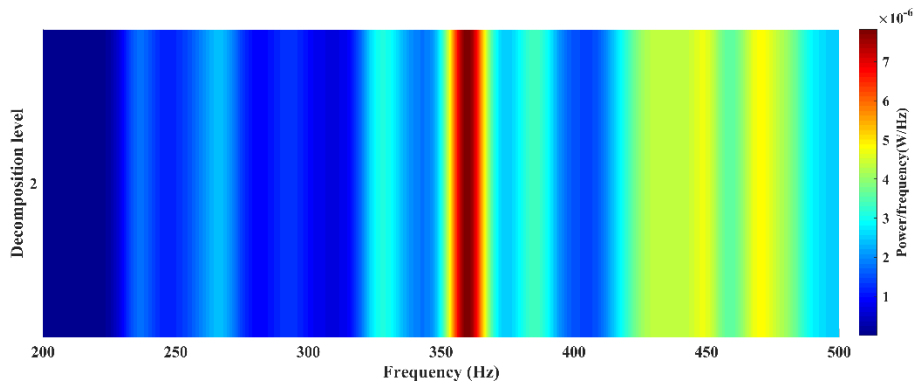
(b)



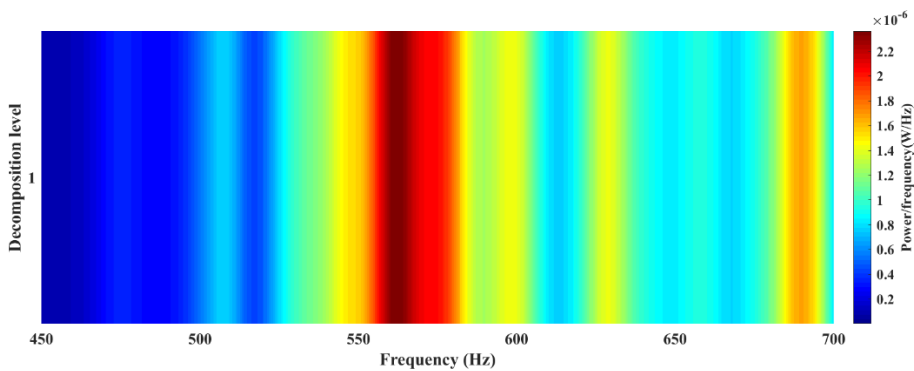
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 52. Periodograma Welch-Bartlett modificado aplicado a la vibración del cigüeñal, análisis sin falla.

Observe cómo, de forma aislada, las mismas componentes de frecuencia que se ven en la Figure 51a se observan desde la Figure 52a a la Figura 52d. Un dato por resaltar Cabe mencionar la manera en que se observa la componente de 58 Hz, no detectable por el periodograma Welch-Bartlett clásico, que corresponde al segundo armónico de la componente principal del motor (29 Hz). Otro resultado importante es que, en esta parte del trabajo, se logró la calibración del periodograma Welch-Bartlett modificado y la firma de vibración del motor.

Para el segundo escenario, se adquirieron señales en las mismas condiciones de operación que en el primer escenario, añadida la falla

generada. La Figura 53 muestra el periodograma Welch-Bartlett clásico, mientras que la Figura 54 muestra de forma fragmentada el resultado obtenido por el periodograma Welch-Bartlett modificado.

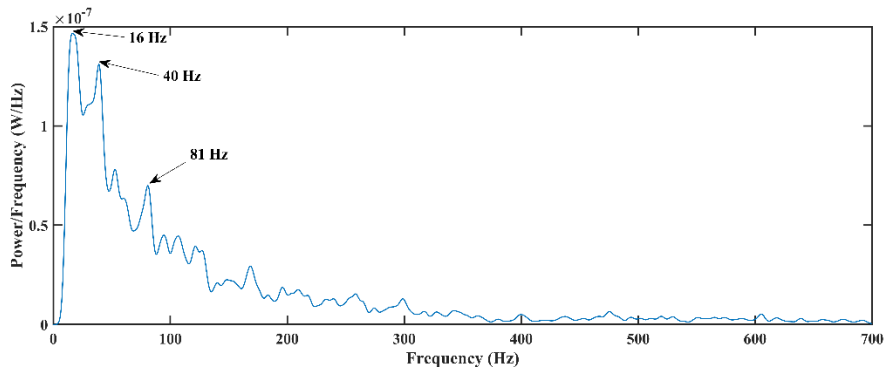
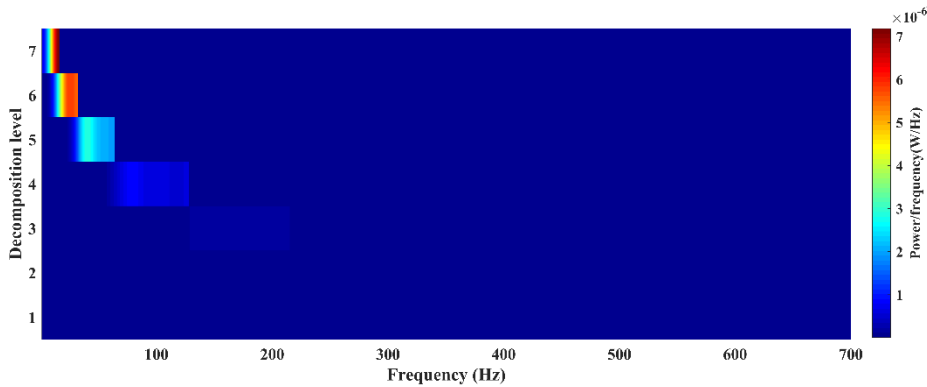
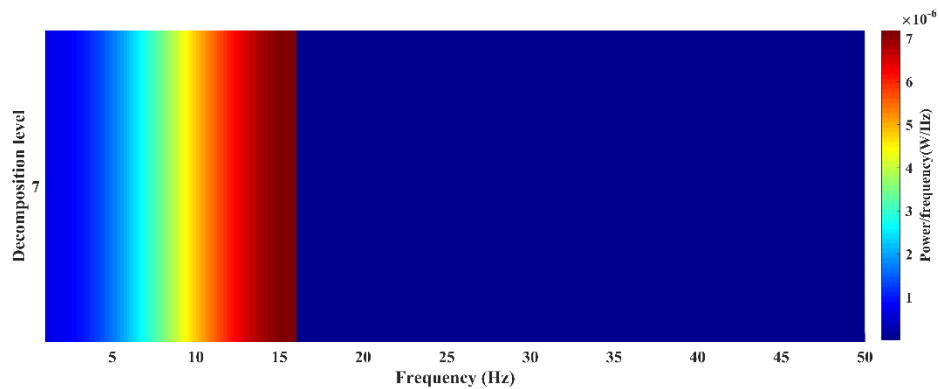


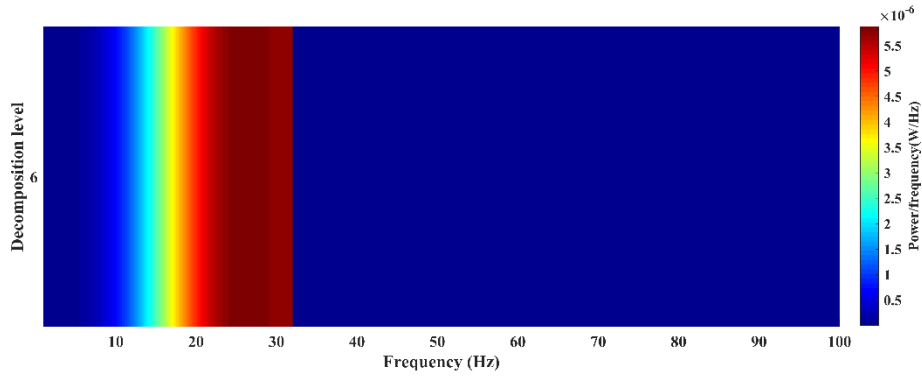
Figura 53. Periodograma Welch-Bartlett classico para el análisis con falla.



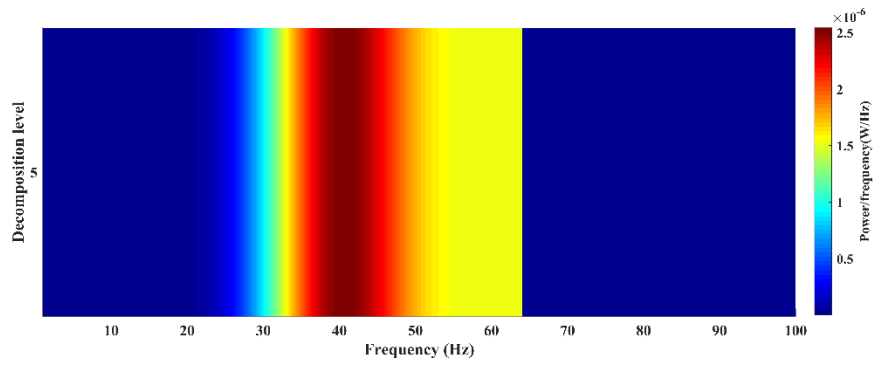
(a)



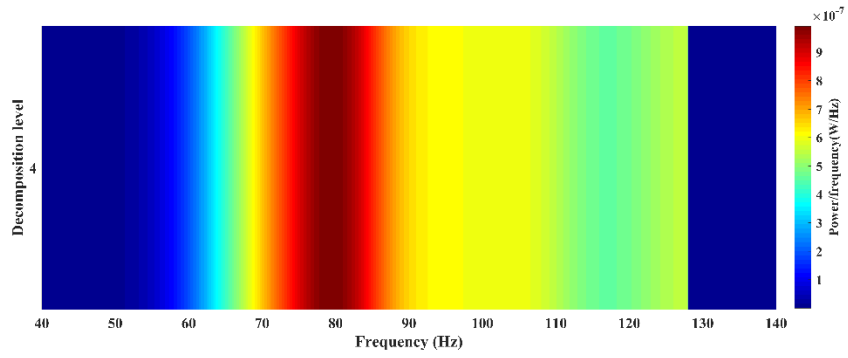
(b)



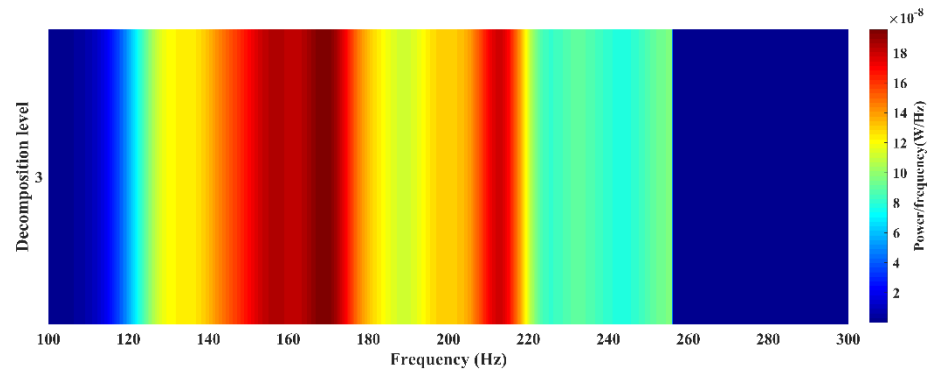
(b)



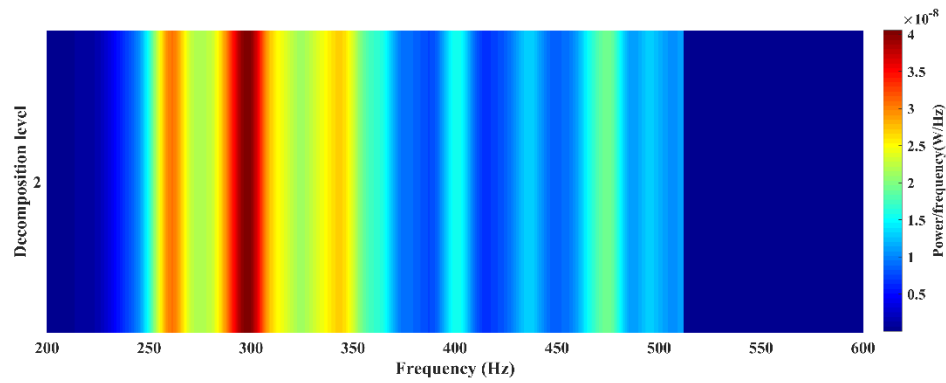
(c)



(d)



(e)



(f)

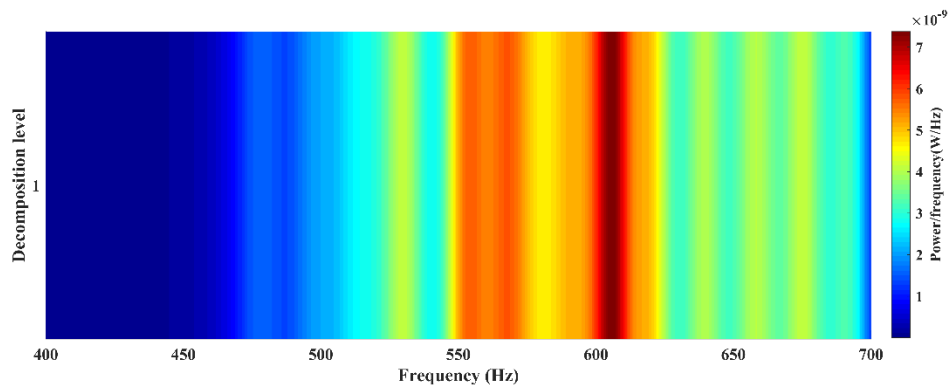


Figura 54. Resultado obtenido con el periodograma Welch-Bartlett modificado para el análisis con falla.

Note en la Figura 53 como el periodograma Welch-Bartlett no muestra la componente fundamental del motor. Por otro lado, observe en la Figura 54

que el periodograma Welch-Bartlett modificado permite obtener un espectro de frecuencia diádico lo que permite visualizar las componentes de frecuencias que presentan mayor potencia en el segundo escenario. Observe como el periodograma Welch-Bartlett clásico (ver Figura 53) presenta un comportamiento inferior al periodograma Welch-Bartlett modificado (Ver Figura 54) pues no es capaz de mostrar la firma de vibración del motor.

Se presentan componentes que se logran ver con menor energía. La frecuencia de 350 Hz que corresponde a la frecuencia natural del cigüeñal, así como una componente en 700 Hz y 930 Hz que corresponden al 4to y 6to modo de vibración del cigüeñal, los cuales fueron obtenidos mediante ANSYS Workbench.

Tabla 9. Frecuencias naturales por ANSYS Workbench.

| Tabular Data | | |
|--------------|------|--|
| | Mode | <input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 344.68 |
| 2 | 2. | 346.41 |
| 3 | 3. | 514.84 |
| 4 | 4. | 714.08 |
| 5 | 5. | 884.03 |
| 6 | 6. | 935.29 |

La componente en 400 Hz también corresponde a un modo de vibración del cigüeñal, el cual se obtuvo mediante una prueba de impacto utilizando el analizador ADASH 4400.

Es importante mencionar que las frecuencias naturales y modos de vibración, se obtuvieron sobre el desarrollo de la tesis, y presentado en el avance 4 de este proyecto de investigación.

En adición, se puede observar que existe una frecuencia dominante en 600 Hz, con un alto nivel de energía, que podemos determinar terminantemente como la frecuencia característica de la falla ocasionada, debido a su repetitividad en todas las señales adquiridas. Para las fallas en los rodamientos, cada uno de los componentes del rodamiento presenta una

única frecuencia de falla y están definidos por las ecuaciones teóricas presentadas en la Tabla 7.

Por lo tanto, la componente de frecuencia en 600 Hz no corresponde a algún defecto en los rodamientos y tampoco para otro elemento del sistema experimental, así mismo, las frecuencias de falla calculadas para los rodamientos no se presentan en la banda de frecuencias.

Capítulo 6

Conclusiones y recomendaciones.

6.1. Conclusiones.

Este trabajo presenta un novedoso algoritmo para la detección de fallas mecánicas en el cigüeñal de un motor de combustión interna.

Para validar el algoritmo, se realizó el análisis de las vibraciones del cigüeñal en condiciones normales de operación y en condiciones de falla debido al efecto del rayado de los cojinetes de la biela, demostrando una alta robustez y exactitud para la detección de fallas.

Con el método propuesto, se logró una valiosa contribución, la cual se basa en el empleo de un pensamiento lógico matemático que lleva a comprender que la transformada Wavelet diádica no modifica la energía de la señal transformada, así también, se vincula la transformada Wavelet diádica con el periodograma Welch-Bartlett clásico para obtener un espectro de frecuencia diádico. El vínculo de estas novedades presenta como ventaja principal que maximiza la sensibilidad del espectro de frecuencia permitiendo analizar fenómenos que presenten energía inferior a la componente fundamental y que no sean observables por el periodograma clásico. Los resultados obtenidos para el escenario bajo condición sin falla mostraron que el periodograma Welch-Bartlett modificado no distorsiona el espectro de frecuencia. El segundo escenario generó una señal con falla que permitió comparar a con profundidad el periodograma Welch-Bartlett clásico y el periodograma Welch-Bartlett modificado.

Los resultados para este segundo escenario mostraron que el periodograma Welch-Bartlett propuesto en este trabajo de investigación es superior al periodograma Welch-Bartlett clásico presentando un comportamiento superior. Esto se debe a que este último no muestra la firma de vibración del motor y carece de sensibilidad a la hora del análisis espectral.

Otro resultado obtenido es que la función wavelet Daubechies 45 es la óptima para el periodograma Welch-Bartlett modificado pues presenta una atenuación en la banda de rechazo próxima a 150 dB. En una investigación futura se presentará un trabajo dirigido al estudio de las propiedades del periodograma Welch-Bartlett modificado y su comportamiento frente a la relación señal a ruido.

Bibliografía

- Adrian, E., & Vargas, T. (2017). *Sistema de diagnostico automotriz mediante el analisis de emisiones contaminantes con la aplicacion de redes neuronales para la deteccion de fallas*.
- AERA. (2022). *AERA - Home*. <https://www.aera.org/>
- Aliakbari, K. (2019a). Failure analysis of four-cylinder diesel engine crankshaft. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41(1), 30.
- Aliakbari, K. (2019b). Failure analysis of four-cylinder diesel engine crankshaft. In *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (Vol. 41, Issue 1, pp. 1–8). Springer Verlag. <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1536-3>
- Andrés-Grajales, J., Fernando-López, J., & Fabio-Quintero, H. (2015). Diagnostico de un motor de gasolina de cuatro cilindros mediante el análisis de vibraciones. *Diagnostic of a Four Cylinder Gasoline Engine Using Vibration Analysis*.
- Arnone, L., Boni, M., Manelli, S., Chiavola, O., Conforto, S., & Recco, E. (2009). Block Vibration Measurements for Combustion Diagnosis in Multi-Cylinder Common Rail Diesel Engine. *SAE Technical Papers*. <https://doi.org/10.4271/2009-01-0646>
- Avilés, R. (2005). *Análisis de fatiga en máquinas*. 464. https://books.google.com/books/about/Análisis_de_fatiga_en_máquinas.html?hl=es&id=v23wl2UASZsC
- Bakić, D., Krishtal, I., & Wilson, E. N. (2005). Parseval frame wavelets with $E_n(2)$ -dilations. *Applied and Computational Harmonic Analysis*, 19(3), 386–431. <https://doi.org/10.1016/j.acha.2004.12.006>
- Becerra Villanueva, J. A., Jiménez Espadafor, F., Cruz-Peragón, F., & Torres

- García, M. (2011). A methodology for cracks identification in large crankshafts. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(8), 3168–3185. <https://doi.org/10.1016/J.YMSSP.2011.02.018>
- Beltràn, H. A. y C. (2016). *Anàlisis de vibraciones del motor con la transformada de Fourier*.
- Ben-Ari, J., Debotton, G., Itzhaki, R., & Sher, E. (1999). Fault detection in internal combustion engines by the vibrations analysis method. *SAE Technical Papers*, 724. <https://doi.org/10.4271/1999-01-1223>
- Cardona Morales, O. (2011). *Análisis tiempo-frecuencia de señales de vibraciones mecánicas para la detección de fallos en máquinas rotativas = Time-Frequency analysis of mechanic vibration signals for fault detection in rotating machines*. 129.
<http://bdigital.unal.edu.co/4195/1/7109002.2011.pdf%0Ahttp://www.bdigital.unal.edu.co/4195/>
- Carlucci, A. P., Chiara, F. F., & Laforgia, D. (2006). Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine. *Journal of Sound and Vibration*, 295(1–2), 141–164. <https://doi.org/10.1016/J.JSV.2005.12.054>
- Carpenter Aceros Fortuna*. (2020). <https://acerosfortuna.com.mx/>
- Casazza, P. G., Kutyniok, G., & Philipp, F. (2000). *Introduction to Finite Frame Theory*.
- Castro, I. T., Caballé, N. C., & Pérez, C. J. (2013). A condition-based maintenance for a system subject to multiple degradation processes and external shocks. *Http://Dx.Doi.Org/10.1080/00207721.2013.828796*, 46(9), 1692–1704. <https://doi.org/10.1080/00207721.2013.828796>
- Castro, L. R., & Castro, S. M. (2004). Wavelets y sus Aplicaciones. 1er. *Congreso Argentino de Ciencias de La Computación*, 195–204.
- Catalogue, F. (1979). *FAG Standard Programme: Catalogue 41 500/2 EA. - FAG Kugelfischer Georg Schäfer*.
https://books.google.com.mx/books/about/FAG_Standard_Programme.ht

ml?id=lrJAPQAACAAJ&redir_esc=y

- Charchalis, A., & Dereszewski, M. (2013). Processing of instantaneous angular speed signal for detection of a diesel engine failure. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013, 4–11.
<https://doi.org/10.1155/2013/659243>
- Charles, P., Sinha, J. K., Gu, F., Lidstone, L., & Ball, A. D. (2009). Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis. *Journal of Sound and Vibration*, 321(3–5), 1171–1185.
<https://doi.org/10.1016/J.JSV.2008.10.024>
- Chien, W. Y., Pan, J., Close, D., & Ho, S. (2005). Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses. *International Journal of Fatigue*, 27(1), 1–19.
<https://doi.org/10.1016/J.IJFATIGUE.2004.06.009>
- Daubechies, I. (1992). Ten Lectures on Wavelets. *Ten Lectures on Wavelets*.
<https://doi.org/10.1137/1.9781611970104>
- Debotton, G., Ben-Ari, J., Itzhaki, R., & Sher, E. (1998). Vibration Signature Analysis as a Fault Detection Method for SI Engines. *SAE Technical Papers*. <https://doi.org/10.4271/980115>
- Esat Öztürk, U., Yanarocak, R., & Otomotiv Sanayi AŞ, F. (2016). An application of early fault detection for the crankshaft and piston of an internal combustion engine. *Vibroengineering PROCEDIA*, 9, 7–12.
<https://www.jvejournal.com/article/17309>
- Fonte, M., Duarte, P., Reis, L., Freitas, M., & Infante, V. (2015). Failure mode analysis of two crankshafts of a single cylinder diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 56, 185–193.
<https://doi.org/10.1016/J.ENGFAILANAL.2015.02.014>
- Fonte, M., Freitas, M., & Reis, L. (2019). Failure analysis of a damaged diesel motor crankshaft. *Engineering Failure Analysis*, 102, 1–6.
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.04.025>
- Fröschl, J., Achatz, F., Rödling, S., & Decker, M. (2010). Innovative

- component test concept for crankshafts. *MTZ Worldwide* 2010 71:9, 71(9), 44–48. <https://doi.org/10.1007/BF03227045>
- Ftoutou, E., & Chouchane, M. (2018). Injection fault detection of a diesel engine by vibration analysis. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. https://doi.org/10.1007/978-3-319-66697-6_2
- Ftoutou, E., & Chouchane, M. (2019). Diesel engine injection faults' detection and classification utilizing unsupervised fuzzy clustering techniques: *Https://Doi.Org/10.1177/0954406219849089*, 233(16), 5622–5636. <https://doi.org/10.1177/0954406219849089>
- Gao, R. X., & Yan, R. (2011). Wavelets: Theory and applications for manufacturing. In *Wavelets: Theory and Applications for Manufacturing*. Springer Science & Business Media. <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-1545-0>
- Geveci, M., Osburn, A. W., & Franchek, M. A. (2005). An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(5), 1107–1134. <https://doi.org/10.1016/J.YMSSP.2004.06.009>
- Ghaderi, H., & Kabiri, P. (2011). *Automobile Independent Fault Detection based on Acoustic Emission Using FFT*.
- Ghaderi, H., & Kabiri, P. (2017). Automobile engine condition monitoring using sound emission. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, 25(3), 1807–1826. <https://doi.org/10.3906/elk-1605-77>
- Gómez, V. C., & Portador, R. I. P. (2005). Diagnostico de condiciones de operación de rodamientos en máquinas usando espectros de alto orden. *Centro Nacional de Investigación y Desarrollo*, 1–205.
- Goswami, P., Mukherjee, A., Rout, G. S., & Datta, A. (2016). Error analysis for high data rate applications using Welch's power spectral by Cognitive radio users. *2016 International Conference on Information Communication and Embedded Systems, ICICES 2016*, 1–5.

- <https://doi.org/10.1109/ICICES.2016.7518866>
- Hillier, A., & Hillier, V. A. W. (Victor A. W. (2011). *Hillier's fundamentals of motor vehicle technology. Book 1*.
- Hoag, K., & Dondlinger, B. (2015). Vehicular engine design: Second edition. *Vehicular Engine Design: Second Edition*, 1–386.
<https://doi.org/10.1007/978-3-7091-1859-7>
- Hopp, W. J., & Wu, S. C. (2007). Machine Maintenance with Multiple Maintenance Actions. <Http://Dx.Doi.Org/10.1080/07408179008964177>, 22(3), 226–233. <https://doi.org/10.1080/07408179008964177>
- Huertas, J. I., Navarrete, N., Giraldo, M., Uribe, J. D., & Gasca, J. J. (2017). Resonant fatigue test bench for shaft testing. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 40(3), 364–374.
<https://doi.org/10.1111/FFE.12500>
- IMI Sensors: Industrial Monitoring Instrumentation*. (2022).
<https://www.pcb.com/imi-sensors>
- Jiang, R., & Yan, X. (2008). Condition Monitoring of Diesel Engines. *Springer Series in Reliability Engineering*, 8, 533–557. https://doi.org/10.1007/978-1-84800-011-7_22
- Jiao, A., Liu, B., Chen, X., Zou, X., & Wang, F. (2020). Fracture failure analysis of KL crankshaft. *Engineering Failure Analysis*, 112, 104498.
- Kareem, B. (2007). *A Survey of Failure in Mechanical Crankshafts of Automobile*.
<https://www.medwelljournals.com/abstract/?doi=jeasci.2007.1165.1168>
- Kareem, B. (2015). Evaluation of failures in mechanical crankshafts of automobile based on expert opinion. *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, 3, 25–33. <https://doi.org/10.1016/J.CSEFA.2014.11.001>
- Kareem, B. (2017). Mechanical failure analysis of automobile crankshafts under service reconditioned modelling approach. *Engineering Failure Analysis*, 80, 87–101.
- Khajavi, M. N. S. N. A. E. (2014). *Combined fault detection and classification*

of internal combustion engine using neural network | JVE Journals.

<https://www.extrica.com/article/15199>

Khazaee, M., Banakar, A., Ghobadian, B., Agha Mirsalim, M., Minaei, S., & Jafari, S. M. (2017). Detection of inappropriate working conditions for the timing belt in internal-combustion engines using vibration signals and data mining. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231(3), 418–432.

<https://doi.org/10.1177/0954407016641323>

Klappenecker, A., Holschneider, M., & Flornes, K. (2000). Two-Channel Perfect Reconstruction FIR Filter Banks over Commutative Rings. *Applied and Computational Harmonic Analysis*, 8(1), 113–121.

<https://doi.org/10.1006/ACHA.2000.0279>

KN, R., Kumar, H., GN, K., & KV, G. (2020). Fault diagnosis of internal combustion engine gearbox using vibration signals based on signal processing techniques. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 27(2), 385–412. <https://doi.org/10.1108/JQME-11-2019-0109/FULL/XML>

Kouro, S., & Rodrigo, R. (2002). Tutorial introductorio a la Teoría de Wavelet. *Técnicas Modernas En Automática*.

Kunjir, R., Bhanuse, V., Kulkarni, J., & Patankar, S. (2019). Determination of Deformation of Steel Plate Using Welch's Periodogram Estimate. *Proceedings of the 2nd International Conference on Intelligent Computing and Control Systems, ICICCS 2018*, 1169–1174.

<https://doi.org/10.1109/ICCONS.2018.8662967>

Lei, X. Y., Zhang, G., Xigeng, S., Chen, J., & Dong, G. (2006). Simulation on the motion of crankshaft with crack in crankpin-web fillet region. *Journal of Sound and Vibration*, 295(3–5), 890–905.

<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.01.044>

Li, Z., & Shi, X. (2012). Parseval frame wavelet multipliers in $L^2(\mathbb{R}^d)$. *Chinese Annals of Mathematics. Series B*, 33(6), 949–960.

<https://doi.org/10.1007/s11401-012-0739-7>

- Luthy, P. M., Weiss, G. L., & Wilson, E. N. (2015). Projections and dyadic Parseval frame MRA wavelets. *Applied and Computational Harmonic Analysis*, 39(3), 511–533.
- Mallat, Stéphane. (2009). A Wavelet Tour of Signal Processing. In *A Wavelet Tour of Signal Processing* (Third). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374370-1.X0001-8>
- Mallat, Stéphane. (2009). Sparse Representations. *A Wavelet Tour of Signal Processing*, 1–31. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374370-1.00005-7>
- Manolakis, D. G., Ingle, V. K., & Kogon, S. M. (2000). *Statistical and adaptive signal processing: spectral estimation, signal modeling, adaptive filtering, and array processing*. McGraw-Hill Boston.
- May, E., & Simpson, L. (1993). *Automotive mechanics*. 1112.
- Mendes, A. S., Meirelles, P. S., & Zampieri, D. E. (2008). Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation: <Http://Dx.Doi.Org/10.1243/14644193JMBD126>, 222(2), 155–178. <https://doi.org/10.1243/14644193JMBD126>
- Moosavian, A., Khazaee, M., Najafi, G., Kettner, M., & Mamat, R. (2015). Spark plug fault recognition based on sensor fusion and classifier combination using Dempster–Shafer evidence theory. *Applied Acoustics*, 93, 120–129. <https://doi.org/10.1016/J.APACOUST.2015.01.008>
- Moosavian, A., Najafi, G., Ghobadian, B., & Mirsalim, M. (2017). The effect of piston scratching fault on the vibration behavior of an IC engine. *Applied Acoustics*, 126, 91–100. <https://doi.org/10.1016/J.APACOUST.2017.05.017>
- Moosavian, A., Najafi, G., Ghobadian, B., Mirsalim, M., Jafari, S. M., & Sharghi, P. (2016). Piston scuffing fault and its identification in an IC engine by vibration analysis. *Applied Acoustics*, 102, 40–48. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.09.002>
- Nicolai, R. P., & Dekker, R. (2008). Optimal Maintenance of Multi-component Systems: A Review. *Springer Series in Reliability Engineering*, 8, 263–

286. https://doi.org/10.1007/978-1-84800-011-7_11
- NUNNEY, M. J. (2007). *Light and Heavy Vehicle Technology* (Fourth edi). Elsevier Ltd.
- Ocak, H., & Loparo, K. A. (2001). A new bearing fault detection and diagnosis scheme based on hidden Markov modeling of vibration signals. *ICASSP, IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing - Proceedings*, 5, 3141–3144.
<https://doi.org/10.1109/ICASSP.2001.940324>
- Ordoñez, C. E. G. (2017). "PROCESAMIENTO DE SEÑALES DE VIBRACIÓN MEDIANTE DESCOMPOSICIÓN MODAL EMPÍRICA (EMD) PARA LA EXTRACCIÓN DE CARACTERÍSTICAS CON FINES DE DIAGNÓSTICO DE FALLOS EN MAQUINARIA ROTATIVA.
- Peng, Z. K., & Chu, F. L. (2004). Application of the wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics: A review with bibliography. In *Mechanical Systems and Signal Processing*.
[https://doi.org/10.1016/S0888-3270\(03\)00075-X](https://doi.org/10.1016/S0888-3270(03)00075-X)
- Porteiro, J., Collazo, J., Patiño, D., & Míguez, J. L. (2011). Diesel engine condition monitoring using a multi-net neural network system with nonintrusive sensors. *Applied Thermal Engineering*, 31(17–18), 4097–4105. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2011.08.020>
- Revisión, García, A., Catalina, M., Álvarez, Z., & Arredondo Peñaranda, A. (2018). *MANUAL DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE EQUIPOS BIOMÉDICOS PARA INSTITUCIONES PRESTADORAS DE SERVICIOS DE SALUD DE SEGUNDO NIVEL DE ATENCIÓN 2018*
Descripción Elaboró Revisó.
- Ross, R. B. (1995). *Investigating mechanical failures : the metallurgist's approach*. 345.
- Sadegh, A. M., & Worek, W. M. (2018). Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers. In P. D. Ali M. Sadegh & P. D. William M. Worek (Eds.), *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 12th*

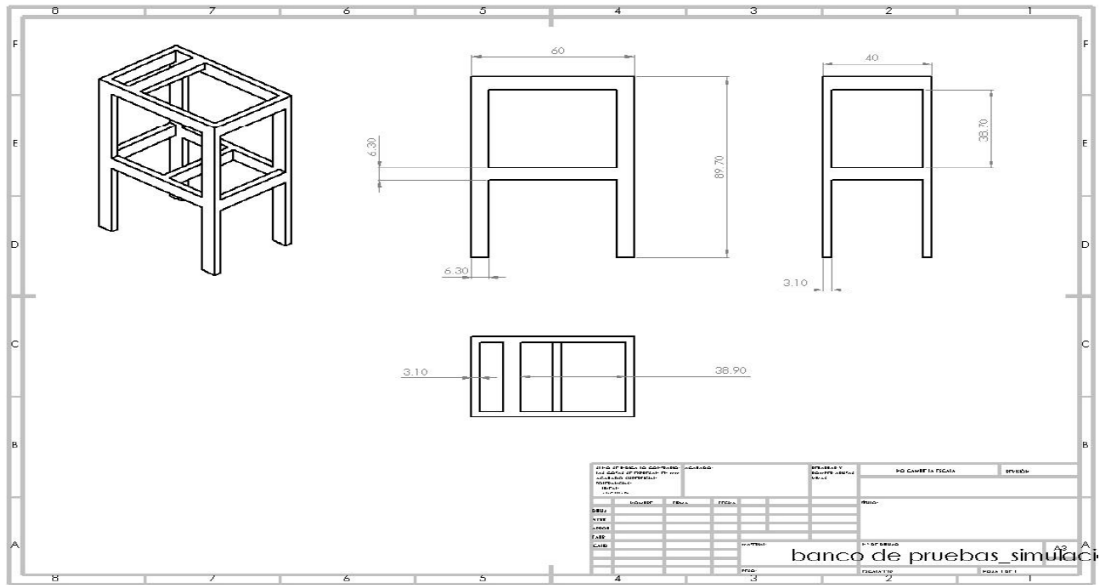
- Edition*. McGraw-Hill Education.
<https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9781259588501>
- Scarf, P. A., & Deara, M. (2003). Block replacement policies for a two-component system with failure dependence. *Naval Research Logistics (NRL)*, *50*(1), 70–87. <https://doi.org/10.1002/NAV.10051>
- Seuret Jiménez, D., Stahl, P., & Terminel, O. (2015). Identificación de fallas mecánicas utilizando la Transformada Wavelet y Labview. *Nova Scientia*. <https://doi.org/10.21640/ns.v7i14.11>
- Shao, Y., & Mechefske, C. K. (2009). Gearbox vibration monitoring using extended Kalman filters and hypothesis tests. *Journal of Sound and Vibration*, *325*(3), 629–648. <https://doi.org/10.1016/J.JSV.2009.03.029>
- Sheffield, S. (n.d.). *Cylinder Pressures and Vibration in Internal Combustion Engine Condition Monitoring. V*.
- Singiresu S. Rao. (2012). *Vibraciones mecánicas* (Quinta Edi). Pearson. *SKF Reliability Systems ® Vibration Diagnostic Guide CM5003*. (n.d.).
- Stéphane, M. (2009). Frames. *A Wavelet Tour of Signal Processing*, 155–204. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374370-1.00009-4>
- Taghizadeh-Alisaraei, A., & Mahdavian, A. (2019a). Fault detection of injectors in diesel engines using vibration time-frequency analysis. *Applied Acoustics*. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.09.002>
- Taghizadeh-Alisaraei, A., & Mahdavian, A. (2019b). Fault detection of injectors in diesel engines using vibration time-frequency analysis. *Applied Acoustics*, *143*, 48–58. <https://doi.org/10.1016/J.APACOUST.2018.09.002>
- Taghialatela, F., Lavorgna, M., Mancaruso, E., & Vaglieco, B. M. (2013). Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *38*(2), 628–633. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.12.009>
- Taylor, D., Ciepalowicz, A. J., Rogers, P., & Devlukia, J. (1997). PREDICTION OF FATIGUE FAILURE IN A CRANKSHAFT USING THE

- TECHNIQUE OF CRACK MODELLING. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 20(1), 13–21.
<https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1997.tb00397.x>
- Veldman, J., Wortmann, H., & Klingenberg, W. (2011). Methodology and theory typology of condition based maintenance. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 17(2), 183–202.
<https://doi.org/10.1108/13552511111134600/FULL/XML>
- Vetterli, M., & Kovačević, J. (1995). Wavelets and Subband Coding. *Book*, 1–519.
http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.79.6218&rep=rep1&type=pdf%5Cnhttp://www.waveletsandsubbandcoding.org/Repository/VetterliKovacevic95_Manuscript.pdf
- W. Beitz, K. H. K. (1994). *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*.
Dubbel Handbook of Mechanical Engineering.
<https://doi.org/10.1007/978-1-4471-3566-1>
- Wang, X., Liu, C., Bi, F., Bi, X., & Shao, K. (2013a). Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packets and EEMD-fractal dimension. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1–2), 581–597.
<https://doi.org/10.1016/J.YMSSP.2013.07.009>
- Wang, X., Liu, C., Bi, F., Bi, X., & Shao, K. (2013b). Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packets and EEMD-fractal dimension. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1–2), 581–597.
<https://doi.org/10.1016/J.YMSSP.2013.07.009>
- Weber, M. (2021). *Piezoelectric Accelerometers Theory and Application*
Metra Mess-und Frequenztechnik in Radebeul e.K. www.MMF.de
- White, G. (2010). Introducción al análisis de vibraciones. *Woburn, MA, Estados Unidos: Ázima*, 551, 1990–2010.
- White, P. G. (1990). *Introducción al Análisis de Vibraciones*.
www.AzimaDLI.com
- Witek, L., Sikora, M., Stachowicz, F., & Trzepieciniski, T. (2017). Stress and

- failure analysis of the crankshaft of diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 82, 703–712. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.06.001>
- Witek, L., Stachowicz, F., & Załęski, A. (2017). Failure investigation of the crankshaft of diesel engine. *Procedia Structural Integrity*, 5, 369–376.
- Wowk, V. (1991). *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*.
- Wu, J. Da, & Chuang, C. Q. (2005). Fault diagnosis of internal combustion engines using visual dot patterns of acoustic and vibration signals. *NDT & E International*, 38(8), 605–614.
<https://doi.org/10.1016/J.NDTEINT.2005.02.007>
- Yan, R., Gao, R. X., & Chen, X. (2014). Wavelets for fault diagnosis of rotary machines: A review with applications. *Signal Processing*.
<https://doi.org/10.1016/j.sigpro.2013.04.015>
- Zabihi-Hesari, A., Ansari-Rad, S., Shirazi, F. A., & Ayati, M. (2018). Fault detection and diagnosis of a 12-cylinder trainset diesel engine based on vibration signature analysis and neural network:
<https://doi.org/10.1177/0954406218778313>, 233(6), 1910–1923.
<https://doi.org/10.1177/0954406218778313>
- Zerdani, S., El Hafyani, M. L., & Zouggar, S. (2021). Traction inverter fault detection method based on welch and K-nearest neighbor algorithm. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, 681, 411–419.
https://doi.org/10.1007/978-981-15-6259-4_44
- Zhang, F., Jiang, M., Zhang, L., Ji, S., Sui, Q., Su, C., & Lv, S. (2019). Internal Combustion Engine Fault Identification Based on FBG Vibration Sensor and Support Vector Machines Algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019. <https://doi.org/10.1155/2019/8469868>

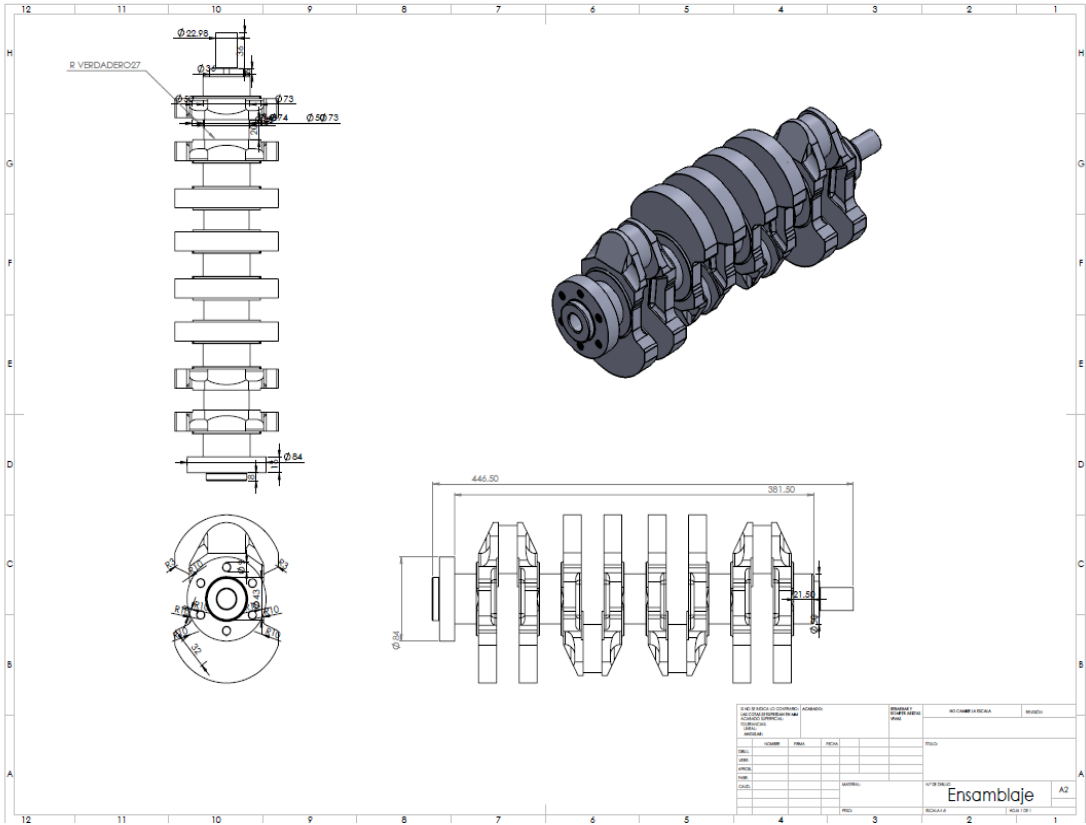
Apéndice A

Plano isométrico del banco de pruebas.



Apéndice B

Plano isométrico del cigüeñal en estudio.

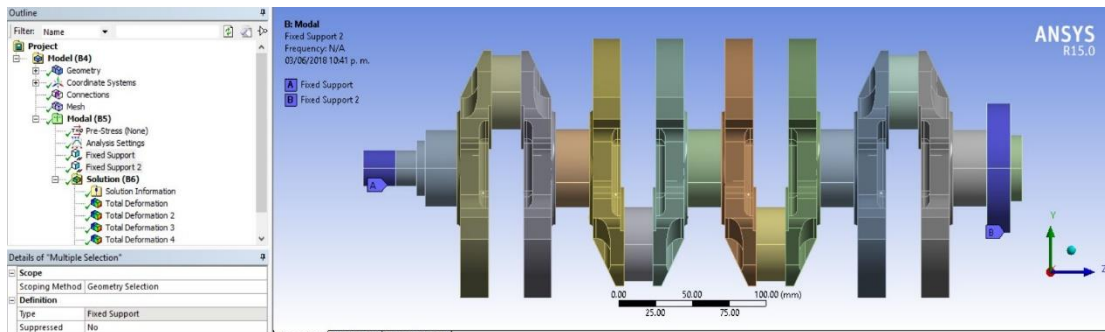


Apéndice C

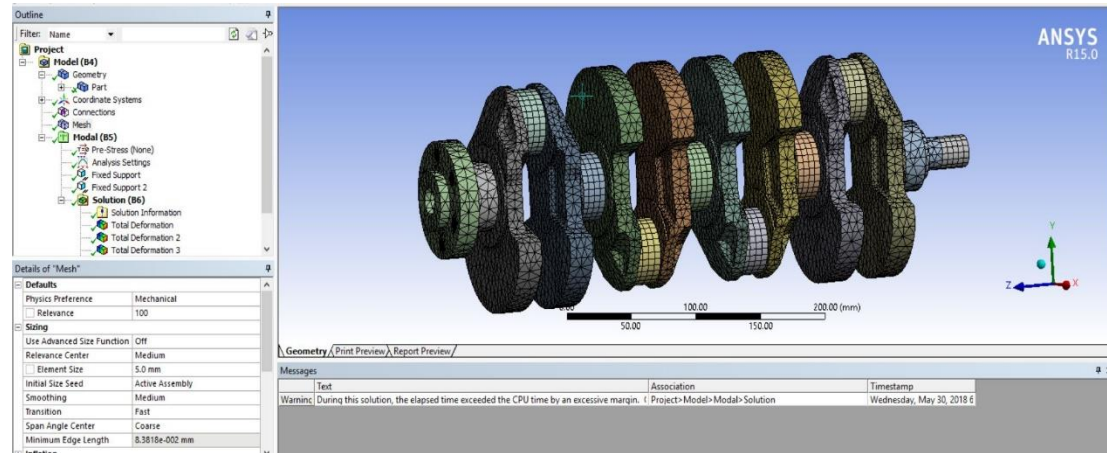
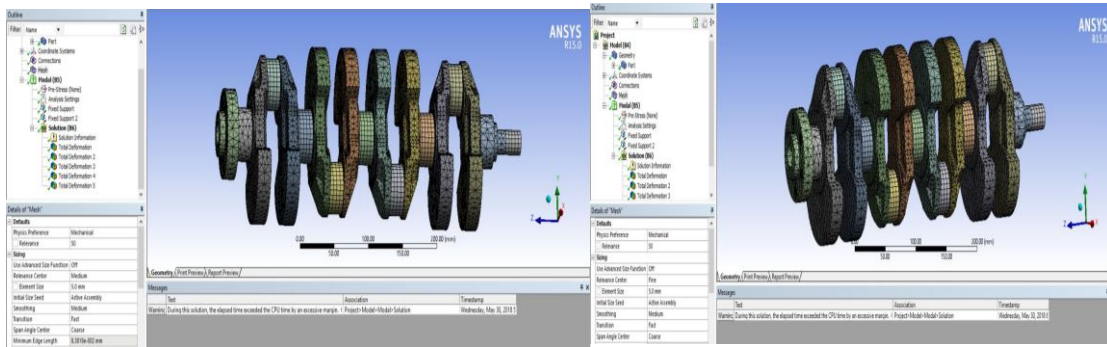
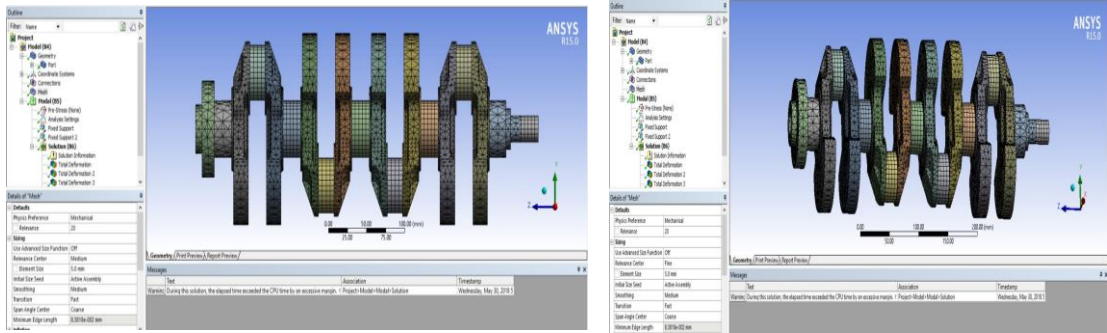
A. Propiedades del acero 4140.

| | A | B | C | D | E |
|----|---------------------------|----------------|--------------------|---|---|
| 1 | Property | Value | Unit | | |
| 2 | Density | 7850 | kg m ⁻³ | | |
| 3 | Isotropic Elasticity | | | | |
| 4 | Derive from | Young's Mod... | | | |
| 5 | Young's Modulus | 2.1E+11 | Pa | | |
| 6 | Poisson's Ratio | 0.3 | | | |
| 7 | Bulk Modulus | 1.75E+11 | Pa | | |
| 8 | Shear Modulus | 8.0769E+10 | Pa | | |
| 9 | Tensile Yield Strength | 8.5E+08 | Pa | | |
| 10 | Tensile Ultimate Strength | 1.2E+09 | Pa | | |

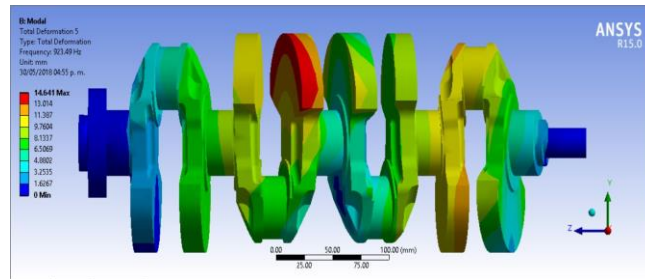
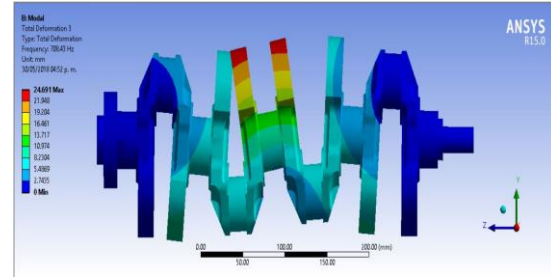
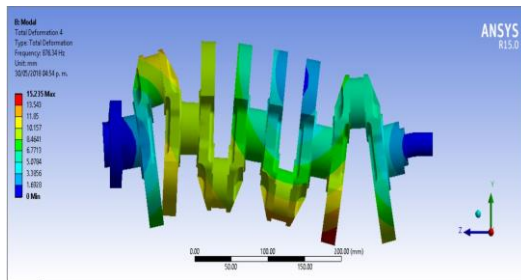
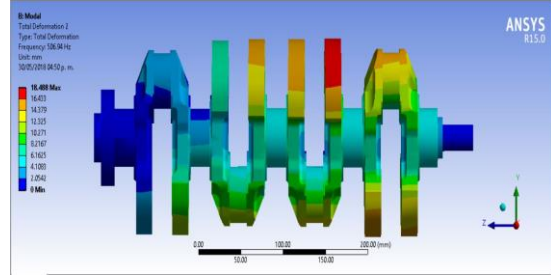
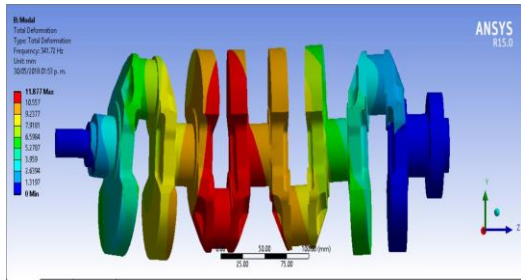
B. Determinación de soportes en el cigüeñal



C. Proceso y configuración del mallado.



D. Obtener modos de vibración y frecuencias naturales



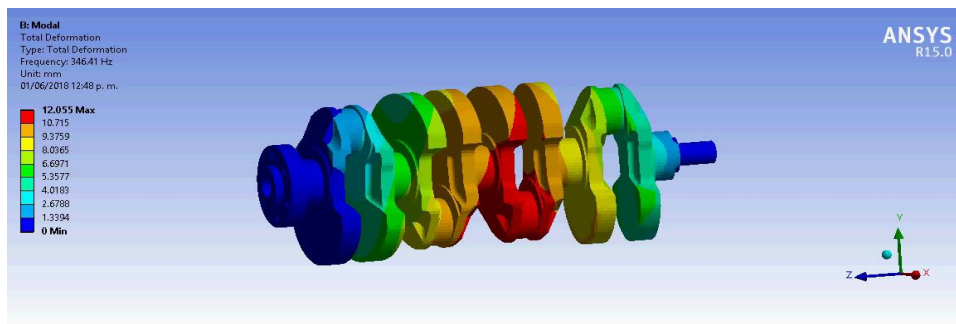
| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 345.09 |
| 2 | 2. | 347. |
| 3 | 3. | 515.21 |
| 4 | 4. | 715.3 |
| 5 | 5. | 886.6 |
| 6 | 6. | 937.02 |

| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 345.09 |
| 2 | 2. | 347. |
| 3 | 3. | 515.21 |
| 4 | 4. | 715.3 |
| 5 | 5. | 886.6 |
| 6 | 6. | 937.02 |

| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 345.04 |
| 2 | 2. | 346.73 |
| 3 | 3. | 515.18 |
| 4 | 4. | 714.68 |
| 5 | 5. | 885.45 |
| 6 | 6. | 936. |

| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 345.04 |
| 2 | 2. | 346.73 |
| 3 | 3. | 515.18 |
| 4 | 4. | 714.68 |
| 5 | 5. | 885.45 |
| 6 | 6. | 936. |

| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 344.68 |
| 2 | 2. | 346.41 |
| 3 | 3. | 514.84 |
| 4 | 4. | 714.08 |
| 5 | 5. | 884.03 |
| 6 | 6. | 935.29 |



Frecuencias de mallado, conforme a la presentación del mallado anterior.

Equipos e instrumentos para la realización del análisis modal experimental.

► **Acelerómetro.**



a) ²

Tabla 11. Sensor. ¹

| Acelerómetro PCB 603C01 | |
|-------------------------|-----------------|
| Sensibilidad | 100 <u>mV/g</u> |
| Rango de frecuencia | 0.5 a 1000 Hz |
| Peso | 51 <u>gm</u> |

► **Analizador de vibraciones.**



4 canales de adquisición simultánea de AC (vibraciones) y 1 de DC (corriente, temperatura.etc)

Procesamiento de datos mediante FFT

- Conversión de señal a 24 bit.

b) ³

► **Martillo de impacto.**



a) ¹

Tabla 12. Martillo. ¹

| Martillo PCB 086C02 | |
|---------------------|------------------|
| Sensibilidad | 11.2 <u>mV/N</u> |
| Peso | 0.16 kg |

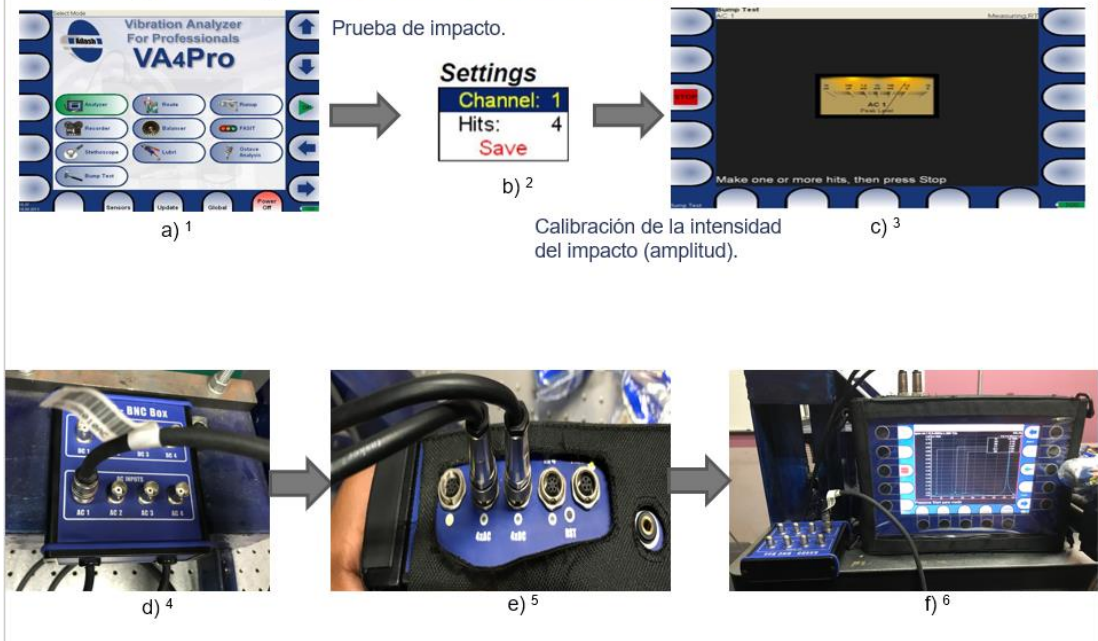
► **Caja de conexiones.**



b) ²

- Conectores BNC.
- 4 canales AC.
- 4 canales DC.

C. Configuración y conexión del analizador de vibraciones.



Continuación de prueba de impacto.

