

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

FACULTAD DE INGENIERÍA



**Análisis de las Frecuencias de Vibración para Diagnosticar Fallas en los
Rodamientos del Eje Rígido de Tracción Diferencial de un Vehículo**

T E S I S

que presenta para obtener el grado de DOCTOR EN CIENCIAS

MARTIN SANTACRUZ TIRADO

DIRECTOR DE TESIS:

DR. MARCO ANTONIO FÉLIX LOZANO

MEXICALI, B. C.

NOVIEMBRE DE 2016

RESUMEN de la Tesis de Martin Santacruz Tirado, presentada como requisito parcial para la obtención del grado de DOCTOR EN CIENCIAS. Mexicali, Baja California, México. Septiembre de 2015.

Análisis de las Frecuencias de Vibración para Diagnosticar Fallas en los Rodamientos del Eje Rígido de Tracción Diferencial de un Vehículo.

Resumen aprobado por:

Dr. Marco Antonio Félix Lozano

Director de tesis

En este estudio se presenta un análisis de las frecuencias de vibración para diagnosticar fallas en rodamientos del eje rígido de tracción diferencial de un vehículo. La vibración que se observa durante la operación de un eje rígido de tracción diferencial es un fenómeno físico que se origina con la rotación de las flechas, juegos de engranajes y rodamientos que lo integran y es motivado por pequeñas imperfecciones en estas piezas. Como cualquier mecanismo rotativo, un eje de tracción diferencial opera con cierto nivel de intensidad de vibración que puede ser considerada normal mientras no exista alguna causa atribuible a fallas.

El análisis presentado en esta tesis condujo sistemáticamente a desarrollar un sistema de instrumentación para monitorear las vibraciones mecánicas de un eje rígido de tracción diferencial en un entorno controlado. Usando este sistema de instrumentación y aplicando la técnica conocida como Descomposición Empírica de Modos (EMD) se extrajeron las características de frecuencia y magnitud y se relacionaron con los modelos teóricos calculados a partir de la geometría de los rodamientos montados en el eje y finalmente se desarrolló un modelo estadístico basado en la técnica del Control Estadístico de Procesos para desplegar el comportamiento específico de la característica de frecuencia y magnitud relacionada con un rodamiento del eje y así diagnosticar el estado de deterioro de dicho rodamiento.

Palabras clave: Rodamiento mecánico, diagnóstico de fallas, respuesta en frecuencia, vehículos terrestres, vibraciones.

ABSTRACT of the thesis, presented by Martin Santacruz Tirado, in order to obtain the DOCTOR OF SCIENCE DEGREE. Mexicali, Baja California, México. September, 2015.

Analysis of Vibration Frequencies to Diagnose Faults in Bearings of the Differential Rigid Drive Axle of a Vehicle

Approved by:

Dr. Marco Antonio Félix Lozano
Thesis Advisor

An analysis of the vibration frequencies is presented in this work, in order to diagnose faults in the mechanical bearings of a solid differential drive axle of a vehicle. The vibration generated during operation of a differential drive axle is a physical phenomenon which arises from the rotation of the shafts, gear and bearing sets that comprise the axle and is caused by small imperfections of those same parts. As any rotating mechanisms, a differential drive axle operates with some level of vibration intensity that can be considered normal until there is some assignable cause of failure.

The analysis provided in this thesis led to systematically develop a system to monitor the mechanical vibrations of a differential drive axle in a controlled environment. Using this system and applying a technique called Empirical Mode Decomposition (EMD), an extraction of the frequency characteristics and magnitude was made from the filtered signal, to relate frequency components and their magnitudes with theoretical models calculated from the geometry of the specifically implicated bearings. Finally a statistical model was developed based on the Statistical Process Control technique to specifically deploy the frequency and magnitude features behavior associated to a differential axle bearing and thus diagnose its wear condition.

Keywords: Bearings, fault diagnosis, frequency response, land vehicles, vibrations.

DEDICATORIA

A mi familia

AGRADECIMIENTOS

Al término de esta tesis de doctorado quiero agradecer por haber contado con todo el apoyo y respaldo de familiares y amigos. Sin el afán de seguir un orden agradezco a la Universidad Estatal de Sonora (UES) donde ejerzo la docencia desde hace más de 14 años. UES me permitió en primer lugar cumplir este objetivo de vida a través de la confianza y el apoyo que me brindó y me sigue brindando. Agradezco al entonces Rector Mtro. Samuel Espinosa Guillén, que siempre respaldó los trabajos para llevar a cabo mis estudios, al entonces Jefe de las carreras de Ingeniero Industrial e Ingeniero Industrial en Electrónica Mtro. Marco Antonio Maciel Monteón quien me auxilió en todo momento en la solución y gestión de recursos para llevar adelante las actividades y tareas académicas hasta concluir las, al Dr. Gabriel Luna Sandoval quien coordina el Cuerpo Académico de Tecnología Industrial CESUES-CA-52 por las gestiones para apoyarme con el costo de las publicaciones que se derivaron de esta tesis y por sus consejos. Gracias a mis compañeros a cargo del laboratorio de Ingeniería de UES por su colaboración incondicional durante la ejecución de mis experimentos. Un agradecimiento también al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) de México por el otorgamiento de la Beca de estudios.

Quiero agradecer extensamente a mi director de tesis Dr. Marco Antonio Félix Lozano por su guía, consejos y disposición que me han sido y me seguirán siendo de gran utilidad y además por motivar el desarrollo de esta tesis. Gracias a todos los miembros del comité de tesis al Dr. Juan de Dios Ocampo Díaz, al Dr. Miguel Enrique Bravo Zanoguera, al Dr. David Isaías Rosas Almeida y al Dr. Miguel Ángel García Andrade quienes todos en su momento me enseñaron el verdadero valor del conocimiento y la humildad para recibirlo y que de forma personal se acercaron para ofrecerme su ayuda. Agradezco a la Universidad Autónoma de Baja California que me recibió en el programa MyDCI.

Finalmente, quiero agradecer profundamente a mi esposa, LCP Patricia Maciel Monteón y a mi hija Fernanda. Ellas me brindaron su apoyo, su paciencia y su tiempo para permitirme terminar este importante proyecto personal pero también familiar. A mis hermanos por entenderme en estos cuatro años y a mis padres por encaminarme hasta lo que soy.

Mexicali, noviembre de 2015

ÍNDICE DE CONTENIDOS

ÍNDICE	<u>Página</u>
1. Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes de vibraciones en un eje de tracción diferencial: problema e hipótesis	4
1.2.1. El automóvil	4
1.2.2. El eje rígido diferencial	7
1.2.2.1. Eje rígido diferencial independiente como ejemplar de prueba	9
1.2.3. El rodamiento mecánico	11
1.2.4. Etapas del proceso de deterioro	13
1.2.5. Soporte de prueba	14
1.2.6. El problema	15
1.2.7. Hipótesis	16
1.3. Objetivos	16
1.3.1. Objetivo general	16
1.3.2. Objetivos específicos	16
1.4. Metodología	17
1.4.1. Adquisición de la firma de vibraciones	18
1.4.2. Análisis de respuesta a impacto de la estructura del sistema	18
1.4.3. Discriminación de señales por el método de la descomposición empírica de modos	19
1.4.4. Selección de la función de modo intrínseco	19
1.4.5. Extracción de la señal envolvente	19
1.4.6. Normalización de la energía de los tonos de defecto	20
1.4.7. Cálculo de umbral basado en la teoría de control estadístico	20
1.4.8. Monitoreo de patrones en búsqueda de defectos en rodamientos	21
1.5. Organización de la tesis	21
1.6. Definiciones iniciales	22
1.6.1. Señal periódica	22
1.6.2. Resonancia mecánica	23
1.6.3. Análisis en el plano de tiempo	23
1.6.4. Análisis en el plano de frecuencia	24
1.7. Delimitaciones	24
2. Antecedentes	26
2.1. Introducción	26
2.2. Panorama general para el análisis de vibraciones y el diagnóstico de fallas en sub-ensambles de tipo mecánico rotativo	27
2.2.1. Tecnologías de instrumentación embebida en automóviles	27
2.2.1.1. Mecánica de monitoreo de variables	29
2.2.2. Estudio de ruido, vibración y severidad (NVH)	29
2.2.3. Análisis de vibraciones en máquinas rotativas	31

3. Fundamentos del análisis de vibración y el monitoreo del deterioro de rodamientos	34
3.1. Introducción	34
3.2. Análisis de vibraciones en máquinas rotativas	34
3.3. Descomposición Empírica de Modos (EMD)	36
3.3.1. Consideraciones adicionales	38
3.4. Control Estadístico de Procesos (SPC)	39
3.4.1. La etapa de aprendizaje	40
3.4.1.1. Recolección de los datos y cálculo de LC	41
3.4.1.2. Sub-agrupado de datos	42
3.4.1.2.1. Cálculo de LSC	43
3.4.1.2.2. Búsqueda del primer registro de tono asociado a falla de rodamiento en el espectro de alta frecuencia	44
3.4.2. La etapa de control	44
3.4.3. Consideración de errores estadísticos	45
3.4.4. SPC para el diagnóstico de fallas en rodamientos	45
4. Metodología de trabajo experimental	46
4.1. Generalidades	46
4.2. Adquisición de la firma de vibraciones	47
4.2.1. Sistema de monitoreo	47
4.2.2. Programa de monitoreo	48
4.2.2.1. El Software	48
4.2.3. Mediciones	50
4.2.3.1. Tipos de medición	50
4.2.3.2. Cantidades	51
4.2.3.3. Precisión y repetitividad	51
4.2.3.4. Interfaz de control de motor para cierre de lazo	51
4.2.4. Transductores	52
4.2.4.1. Selección de transductores	52
4.2.4.2. Sensor de velocidad de entrada	53
4.2.4.3. Acelerómetro	57
4.2.4.4. Montaje	58
4.2.5. Formato de presentación de datos	58
4.2.6. Comunicación y análisis de datos	59
4.2.6.1. Controlador de entradas y salidas de señal con almacenamiento de datos	59
4.2.6.2. Computadora para el análisis fuera de línea	60
4.2.7. Consideraciones adicionales	61
4.2.7.1. Motor	61
4.3. Análisis de respuesta a impacto de la estructura del sistema	62
4.4. Discriminación de señales por descomposición empírica de modos	64
4.5. Selección de la función de modo intrínseco	65
4.6. Extracción de la señal envolvente	66
4.7. Normalización de energía de los tonos de defecto	67
4.8. Cálculo de umbral basado en la teoría de control estadístico	67

4.9. Monitoreo de patrones en búsqueda de defectos en rodamientos	72
5. Resultados	74
5.1. Adquisición de los datos	74
5.2. Análisis de resonancia	74
5.3. Discriminación de señales	75
5.4. Modelos de resultados	76
6. Conclusiones	86
6.1. Conclusiones	86
6.2. Limitaciones	87
6.3. Publicaciones durante el trabajo de tesis	87
6.4. Trabajos futuros	88
Bibliografía	89
Apéndices	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figuras por capítulo

Página

1. Introducción

1.1. Diagrama en explosión de diseño típico de vehículo con eje rígido diferencial independiente	9
1.2. Localización de los rodamientos en el eje de tracción diferencial	11
1.3. Componentes del rodamiento	13
1.4. Soporte de prueba	16
1.5. Secuencia para la metodología de diagnóstico de fallas en rodamientos de un eje diferencial de tracción	18
1.6. Señales periódicas; (a) señal periódica, (b) señal periódica continua y armónica, (c) señal periódica discreta	23

2. Antecedentes

2.1. Esquema del panorama general del análisis de vibraciones y el diagnóstico de fallas en automóviles	33
---	----

3. Fundamentos del análisis de vibración y el monitoreo del deterioro de rodamientos

3.1. Conjunto de señal original $x(t)$ y resultados C_i , R (componentes y residuo) a partir de la aplicación del algoritmo EMD	39
3.2. Apariencia de la gráfica de control	43

4. Metodología del trabajo experimental

4.1. Diagrama a bloques del procedimiento propuesto	46
4.2. Sistema de monitoreo y sus elementos	47
4.3. Diagrama de flujo del funcionamiento del software para el proceso propuesto	49
4.4. Variador de frecuencia para el interfaz del control de motor	52
4.5. Esquema de conectividad	53
4.6. Sensor de proximidad instalado frente a la barra del motor y detectando la presencia de la cuña de la barra para determinar la velocidad de giro	54
4.7. Sensor de proximidad Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM; dimensiones en mm / pulgadas	56
4.8. Opciones de conexión N.A del sensor Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM; (a) conexión tipo sinking, (b) conexión tipo sourcing	56
4.9. Circuito para acondicionamiento de la señal de conmutación del sensor de velocidad del rotor de entrada	57
4.10. Acelerómetro	57
4.11. Montaje de acelerómetro	58
4.12. Controlador RT	59
4.13. Acoplamiento para conectar el motor con el eje diferencial; a la izquierda se muestra el acoplamiento flexible con mangas de metal; a la derecha está el segmento de flecha maquinado para ensamblar sobre acoplamiento	62

4.14.	Motor utilizado para la excitación del eje automotriz y acoplamiento motor-eje	62
4.15.	Comprobación de frecuencias naturales, “Dry-Run”	63
4.16.	Programa de EMD	64
4.17.	Panel frontal del Programa Selec-Norm	66
4.18.	Panel frontal para el Programa de aprendizaje SPC; despliegue de valores almacenados en el archivo para el tono correspondiente a la frecuencia 295.98Hz	72
4.19.	Panel frontal del Programa de Control SPC; monitoreo del tono correspondiente a la frecuencia 295.98 Hz	73
5.	Resultados	
5.1.	Respuesta temporal al impulso de impacto de la estructura vecinal del rodamiento	75
5.2.	Frecuencia de la respuesta natural de la estructura vecinal del rodamiento	75
5.3.	Formato de almacenamiento automático del Programa EMD	76
5.4.	Panel frontal del Programa EMD; búsqueda de tonos	76
5.5.	Panel frontal del Programa de aprendizaje SPC; búsqueda de tonos de falla	77
5.6.	Gráfica de control para el tono de la pista interna del rodamiento del espécimen A	79
5.7.	Gráfica de control para el tono de pista interna del rodamiento del espécimen B	80
5.8.	Gráfica de control para el tono de la pista externa del rodamiento del espécimen A	81
5.9.	Gráfica de control para el tono de pista externa del rodamiento del espécimen B	81
5.10.	Gráfica de control para el tono de los rodillos del rodamiento del espécimen A	82
5.11.	Gráfica de control para el tono de los rodillos del rodamiento del espécimen B	82
5.12.	Gráfica de control para el tono de la jaula del rodamiento del espécimen A	83
5.13.	Gráfica de control para el tono de la jaula del rodamiento del espécimen B	83
5.14.	Fractura en la pista externa del rodamiento del espécimen B	84
5.15.	Condición real de los componentes de la jaula y los rodillos del rodamiento del espécimen B	84
5.16.	Condición de falla real de la pista interna del rodamiento del espécimen B	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tablas por capítulo

Página

1. Introducción

- | | |
|--|----|
| 1.1. Causas críticas de accidentes de tráfico relacionadas con conductores, vehículos y medio ambiente | 5 |
| 1.2. Causas críticas de accidentes de tráfico relacionadas con vehículos | 6 |
| 1.3. Rodamientos instalados en eje de tracción en estudio | 11 |
| 1.4. Tonos característicos de falla para el rodamiento a prueba | 15 |

2. Antecedentes

- | | |
|---|----|
| 2.1. Ejemplo de la estructura digital de código de falla del sistema OBD-II | 29 |
|---|----|

3. Fundamentos del análisis de vibración y el monitoreo del deterioro de rodamientos

- | | |
|---|----|
| 3.1. Primeros valores de energía normalizada obtenidos en corrida de prueba para el tono con frecuencia 296.5 Hz. | 42 |
|---|----|

4. Metodología del trabajo experimental

- | | |
|---|----|
| 4.1. Especificaciones del sensor Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM | 55 |
| 4.2. Tareas desarrolladas por el Programa Select-Norm para seleccionar el IMF | 65 |

5. Resultados

- | | |
|--|----|
| 5.1. Frecuencias de los tonos asociados a falla del rodamiento | 77 |
| 5.2. Valores calculados para los límites superior de control y línea central de energía normalizada (A.U.) | 78 |

Capítulo 1

Introducción

1.1 Introducción

Una máquina rotativa es un dispositivo que en teoría contiene al menos un componente que rota sobre un eje, sin embargo, en la realidad las máquinas rotativas suelen estar integradas por más de un componente rotativo. La interacción entre los componentes rotativos en una máquina trae consigo el rozamiento con puntos de contacto en cojinetes, rodamientos, canales de poleas o las secciones dentadas de engranes. También durante la operación de una máquina rotativa es inevitable la presencia de vibraciones debido a diversos factores como las imperfecciones de los materiales de los puntos de contacto, las cargas, el desbalance o desalineación de ejes y los ensambles incorrectos. La vibración por otra parte es un fenómeno físico que se manifiesta en una máquina como movimiento y se puede medir mediante los siguientes cuatro parámetros:

1. El desplazamiento
2. La velocidad
3. La aceleración
4. La fase

Debido a que el origen de la vibración en máquinas rotativas es precisamente la rotación, la vibración registrada es de tipo periódica ya que independientemente de su complejidad se repetirá con cada ciclo de la máquina. Esta cualidad permite en la práctica que los parámetros de la vibración puedan ser medidos a razón de su frecuencia, así una señal de vibración proveniente de cierta máquina potencialmente puede registrar un espectro de frecuencia con tantos componentes de frecuencia como piezas rotativas tenga la máquina además de otros componentes de frecuencia debido a interferencias, intermodulaciones y otros fenómenos.

El análisis de las vibraciones es una de las técnicas empleadas hoy en día en el campo del monitoreo de condiciones y diagnóstico de máquinas, este campo suele incluir también

otros parámetros como los que se obtienen por termografías, análisis de los aceites de lubricación, ferrografía, entre otros.

A lo largo de la historia, los logros de personajes como Euler, Riemann, Dirichlet y Joseph Fourier entre otros han guiado a la comunidad científica a establecer que las vibraciones son oscilaciones que pueden ampliamente estudiadas en una dimensión temporal pero también en una dimensión espectral o de frecuencia. El fenómeno de la vibración es complejo y aunque en algunos casos es parte importante para lograr un objetivo, como es el caso de la música (vibración de cuerdas), o la generación de energía calorífica, en la mayoría de los casos el fenómeno de la vibración representa un problema para los sistemas mecánicos por la energía que puede llegar a generar fuera de los márgenes de control de un sistema. Es por ello que la medición y análisis del fenómeno de la vibración hoy en día es una de las alternativas más importantes para determinar el momento oportuno para ejecutar el mantenimiento de máquinas. El análisis de las vibraciones al igual que otras técnicas como la termografía, análisis por ultrasonido o el análisis de aceites, son utilizados comúnmente para integrar los programas de mantenimiento de las empresas productivas en todo el mundo, minimizando las afectaciones con respecto a la seguridad y la factibilidad económica.

La evolución y crecimiento del sector industrial han permitido la ejecución de formas muy variadas para llevar a cabo el mantenimiento de máquinas usadas en los procesos productivos de las empresas. Es común que las éstas inicien ejecutando reparaciones para corregir las fallas que se presentan y a medida que van madurando en sus procesos continúan desarrollando programas de mantenimiento para prevenir y predecir fallas. A partir de esta evolución se ha llegado a identificar cuatro categorías de programas de mantenimiento que hoy en día pueden ser las opciones de cualquier empresa cuyos procesos productivos están integrados por algún tipo de máquina:

- 1) Mantenimiento correctivo. Es el esquema mediante el cual se activan las acciones de reparación y restablecimiento una vez que cierta máquina ya ha fallado.
- 2) Mantenimiento preventivo. Estos programas implican el desarrollo de rutinas de servicio programadas de acuerdo a las indicaciones del fabricante

de la maquinaria. Normalmente estas indicaciones o recomendaciones del fabricante están basadas en investigaciones previas en ejemplares de prueba bajo condiciones específicas, sin embargo en la práctica real existe la posibilidad que por diversos factores del medio se presenten fallas inesperadas. Incluso en algunos casos se cambian partes o se hacen reparaciones en máquinas de acuerdo al programa de mantenimiento cuando en realidad estas máquinas están en condiciones óptimas de operación.

- 3) Mantenimiento predictivo. Este tipo de mantenimiento es una técnica para proyectar acciones de reparación con base a pronósticos de fallas de los componentes de una máquina. El objetivo de este tipo de mantenimiento es minimizar el tiempo muerto del equipo en cuestión, al mismo tiempo que se extiende el tiempo de utilización del mismo.
- 4) Mantenimiento proactivo. Es un programa en el que se investigan las causas de las fallas y se desarrollan acciones para eliminar o reducir estas causas.

En esta tesis se propone el análisis de las vibraciones mediante un modelo para diagnosticar la condición mecánica del rodamiento externo de la flecha de entrada o yugo de un eje diferencial de un automóvil de pasajeros. El eje diferencial como objeto de estudio es una máquina rotativa por definición que por su utilización dentro del tren motriz de los vehículos al tiempo de operar se somete a rotaciones con velocidad fluctuante así como a otros factores externos que le ocasionan fatiga mecánica y estructural. El modelo propuesto basa su funcionamiento en la lectura de la respuesta de vibración de un eje automotriz, la discriminación de los tonos de frecuencia asociados a las fallas típicas del rodamiento en estudio, el establecimiento de una base de amplitudes de energía normalizada correspondiente a cada tono y finalmente el análisis de las energías de los tonos para determinar cuál es el escenario de salud mecánica del rodamiento. Para efectos de los objetivos de estudio de esta tesis ha sido necesario construir un sistema experimental para analizar un eje en una modalidad de sitio fijo permitiendo su excitación controlada y la ejecución de mediciones de alta precisión de forma automatizada a través de un controlador y un transductor entre otros componentes que se describirán más adelante.

El procesamiento de las señales obtenidas desde el objeto de estudio se desarrolló por medio de la metodología denominada descomposición empírica de modos conocida también como EMD por sus siglas en inglés. La metodología EMD la cual fue propuesta por N. E. Huang [1], en conjunto con el tema de análisis de la envolvente se profundizó en los capítulos siguientes. El proceso experimental culmina con la adaptación de otra herramienta conocida en el sector industrial denominada Control Estadístico de Procesos o SPC también por sus siglas en inglés. La herramienta SPC es un análisis estocástico de series de tiempos que marca o resalta la normalidad o la ausencia de la misma dentro de la propia serie temporal. Esta herramienta utiliza la teoría del límite central para determinar los límites de control estadístico a partir del análisis de valores que bien pueden provenir de fenómenos físicos tales como la vibración extraída de un mecanismo, pasada por un procesamiento de señales y constituido en una serie de datos temporal. El último paso en la implementación del análisis de vibraciones es el desarrollo de la instrumentación con la integración de hardware y software para transferir los valores y los cambios de las variables de este fenómeno físico y la adquisición de estos datos en lapsos de tiempo definidos con el fin de disponer de esta información para procesos de experimentación o de control.

1.2 Antecedentes de vibraciones en un eje de tracción diferencial: problema e hipótesis.

1.2.1 El automóvil.

En nuestra época, los vehículos motorizados forman parte importante de la vida de las sociedades ya que son en gran medida la forma de transporte tanto de las personas como de los bienes útiles para el desarrollo de las actividades cotidianas. Es por ello que la vida útil del parque vehicular de una sociedad repercute directamente en el desarrollo económico y social de la misma. Por otro lado el creciente uso del automóvil de pasajeros como un reflejo del también creciente índice demográfico en el mundo representa un reto para las empresas y los técnicos involucrados en su mantenimiento, ya que aunque la presencia de componentes averiados en un automóvil significa incurrir en costos de reparaciones, más aún estas averías en ciertos componentes representan un aumento de los riesgos para las sociedades. Como una forma de construir el contexto del citado riesgo que ocasionan las fallas de los componentes, se buscó información relacionada a estadísticas de siniestros que

tuvieron lugar en los países de México y Estados Unidos de Norteamérica. Datos del Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática de México (INEGI) reportan entre 2009 y 2012 más de 14,000 accidentes de tránsito provocados por fallas mecánicas de al menos uno de los vehículos involucrados. Así mismo el Departamento de Transportes de Estados Unidos de Norte América a través de la oficina de Administración Nacional para la Seguridad en el Tráfico de Carreteras-NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) publica en su reporte llamado Datos de seguridad de tráfico – estadísticas de accidentes, los resultados de una investigación que comprendió entre los años 2005 y 2007. Esta investigación referida como Investigación nacional de accidentes de vehículos de motor-NMVCCS (The National Motor Vehicle Crash Causation Survey), arrojó, como lo muestra la Tabla 1.1, un total de 44,000 accidentes relacionados con fallas aparentes en vehículos de un total de 2,189,000 siniestros reportados en el citado período de 2005-2007. La NMVCCS incluso va más allá y ofrece una asociación de causas con algunos sub-ensambles propios de la estructura de los vehículos motorizados que más adelante se comentarán. De lo anterior es que de acuerdo a la Tabla 1.2 y con relación al motivo de esta tesis, se reportaron 2000 casos de accidentes provocados por fallas en el tren motriz en el citado período de tres años. Al conocer este último dato es posible considerar la idea de que al existir un sistema que garantizase el mantenimiento del tren motriz de los vehículos, se estarían evitando cerca de 650 accidentes de tráfico por año en un país como Estados Unidos de Norteamérica.

Tabla 1.1. Causas críticas de accidentes de tráfico relacionadas con conductores, vehículos y medio ambiente

Causas críticas atribuidas a:	Número	Porcentaje*
Conductores	2,046,000	94%
Vehículos	44,000	2%
Medio Ambiente	52,000	2%
Razones críticas desconocidas	47,000	2%
Total	2,189,000	100%

*Los porcentajes están basados en redondeo de frecuencias estimadas (Fuente: NMVCCS 2005-2007)

Tabla 1.2. Causas críticas de accidentes de tráfico relacionadas con vehículos

Causas Críticas	Estimado(basado en el 2% del reporte de accidentes NMVCCS)	
	Número	Porcentaje*
Relacionado a llantas o rines	15,000	35%
Relacionado a frenos	10,000	22%
Relacionado a dirección/suspensión/transmisión/ motor	2,000	3%
Relacionado a otras/problemas desconocidos	17,000	40%
Total	44,000	100%

*Los porcentajes están basados en redondeo de frecuencias estimadas (Fuente: NMVCCS 2005-2007)

Bajo el enfoque de estudio que se conduce en esta tesis es pertinente desarrollar un análisis del automóvil en tres partes principales: el compartimiento de la carga, el compartimiento de los pasajeros y el tren motriz. La función de los compartimientos de carga está implícita en su nombre, el compartimiento de los pasajeros contiene los controles para la operación del vehículo y el tren motriz produce el desplazamiento que finalmente se convierte en el trabajo realizado por el automóvil. Conforme a las funciones de las tres partes del automóvil cabe mencionar en este punto que las condiciones de deterioro del tren motriz afectan directamente a la seguridad y funcionamiento del propio automóvil de tal forma que los avances científicos y tecnológicos logrados en este campo no solo podrían mejorar la vida del parque vehicular de una entidad geográfica sino que también repercutirían en la calidad de vida de sus habitantes.

Hoy en día y a pesar de los grandes avances de la tecnología, los automóviles de uso popular utilizan el principio de la rueda para desplazarse, al igual que lo hacía el “modelo T” de Henry Ford cuando este salió al mercado en el año de 1908. Así, gran parte del tren motriz de un automóvil basa su funcionamiento en la rotación como una expresión de energía que provoca la transferencia de fuerzas desde la fuente principal hacia los elementos de ejecución de trabajo. El tren motriz contiene cuatro componentes fundamentales: el motor, el acoplamiento o embrague, la caja de cambios y el eje de

tracción. El motor es la fuente de poder del vehículo. El embrague regula la fuerza entregada por el motor. La caja de cambios o transmisión acondiciona la fuerza del motor para la demanda del vehículo bajo diferentes condiciones de carga y velocidad y la transfiere al cuarto componente que es el eje diferencial y cuya función es pasar la energía rotativa que viene desde la caja de cambios hacia a las ruedas que tocan el camino. El eje diferencial completa la última fase para la realización del trabajo del automóvil.

1.2.2 El eje rígido diferencial

Mediante el proceso de investigación de esta tesis, se propone una base para desarrollar sistemáticamente el diagnóstico del deterioro mecánico que ocurre en el eje rígido diferencial de un vehículo y cuya falla podría afectar la seguridad de sus pasajeros y de otras personas. Independientemente de las marcas comerciales de vehículos, el eje de tracción de un vehículo terrestre es parte del tren motriz y es el último eslabón del sistema de transmisión; su función es entregar directamente a las ruedas del vehículo la fuerza rotacional generada en el motor y procesada en la caja de cambios. Todos los vehículos terrestres emplean un eje de tracción, sin embargo de acuerdo a su diseño existen varios tipos de ejes de tracción, a continuación se mencionan tres de los más comunes:

- 1) Eje rígido diferencial independiente
- 2) Eje articulado diferencial independiente
- 3) Eje articulado diferencial integrado a la caja de cambios

Esta tesis se enfoca en el estudio de un eje rígido diferencial independiente. El eje rígido diferencial independiente es un mecanismo que se incluye en la mayoría de los diseños de automóviles denominados “tamaño completo” (full-size) o grandes y “tamaño medio” (mid-size) y sus funciones son las siguientes:

- 1) Transmiten la fuerza del motor desde la caja de cambios del vehículo por medio de una flecha de cardan hacia dos de las ruedas del vehículo para generar el desplazamiento
- 2) Compensan las diferencias de giro que se dan entre las dos ruedas durante el desplazamiento del vehículo sobre una curva; de ahí la denominación “diferencial”.

- 3) Actúan como parte de la estructura de la suspensión del vehículo soportando el peso del mismo y descansando sobre las ruedas adheridas en los extremos.

Un diseño de vehículo de cuatro ruedas típicamente emplea un eje rígido diferencial independiente para soportar dos ruedas en conjunto con otro eje de soporte y dirección, sin embargo existen diseños de vehículos de cuatro ruedas cuyos dos ejes son de tipo diferencial independientes los cuales por sus sistemas de tracción se denominan vehículos 4X4 o “doble tracción”. Para vehículos de más de cuatro ruedas también pueden darse estas variantes de diseño de ahí que existen los vehículos 6X6 u 8X8, siendo la cantidad de ejes diferenciales la que determina la capacidad del automóvil para desplazarse ya sea por caminos pavimentados o por terrenos de difícil acceso ya que en la medida en que el diseño del vehículo cuenta con más ejes diferenciales o de tracción también consigue lograr más impulso. El análisis que se presenta en esta tesis corresponde a un eje de tracción diferencial utilizado para impulsar las ruedas traseras en automóviles de tamaño medio con sistema de tracción 4X2 (simple tracción) y 4X4. La Figura 1.1 muestra un diagrama en explosión de los principales sub-ensambles de un diseño típico de vehículo con sistema de tracción 4X2 con el fin de referenciar esquemáticamente la posición del eje rígido diferencial en cuestión.

Dadas las funciones del eje de rígido diferencial, este recibe la fuerza rotacional del motor en la entrada y en la salida se enfrenta a la fuerza de la inercia del vehículo; esta lucha entre la fuerza del motor y las cargas variables en la salida ponen al eje de tracción en una situación crítica ya que a altas velocidades un pequeño defecto en alguna de sus partes rotativas puede resultar en un evento catastrófico.

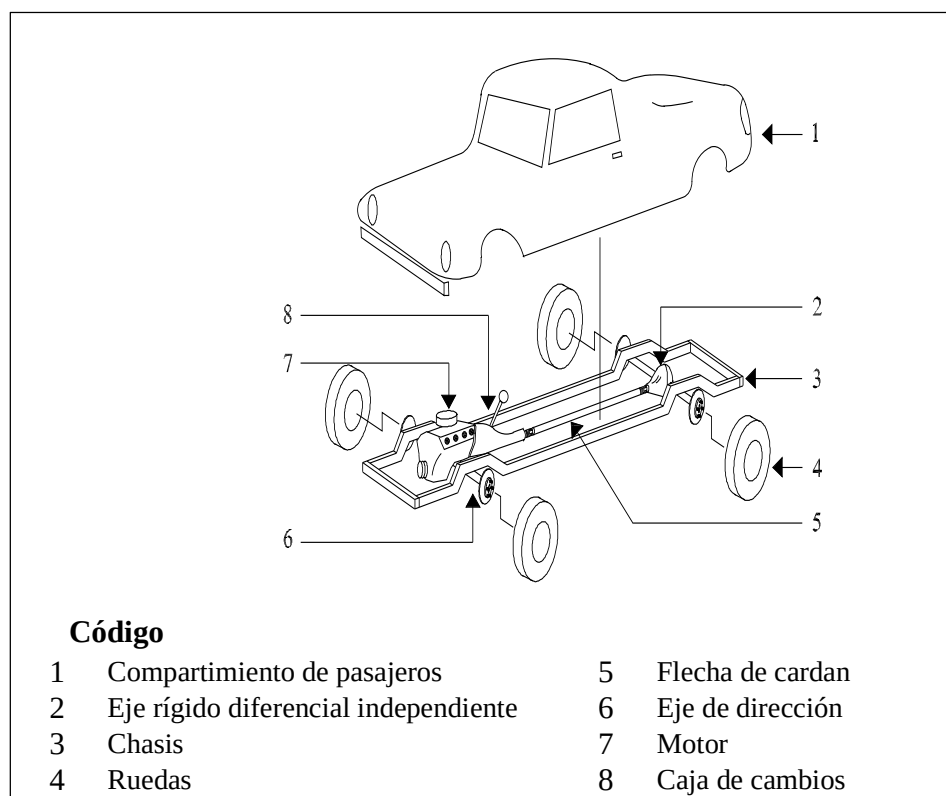


Figura 1.1. Diagrama en explosión de diseño típico de vehículo con eje rígido diferencial independiente

1.2.2.1 Eje rígido diferencial independiente como ejemplar de prueba

El eje rígido diferencial de un automóvil es un sub-ensamble mecánico que cuenta con una entrada de fuerza y un par de salidas que entregan esa fuerza hacia las ruedas de tracción del vehículo. El eje diferencial tiene un sistema de diferenciación de rotación que permite a los vehículos hacer los giros de trayectoria necesarios durante su operación. También tiene la función de amplificar la potencia por medio de un juego de engranes hipoidales con relación de giro desigual conocidos como corona y piñón. Un diseño de eje rígido diferencial automotriz común contiene un total de 6 rodamientos con cuatro variantes con respecto a su geometría; en la entrada de fuerza se encuentra el rotor del engrane piñón o yugo cuyos extremos se soportan por los primeros dos rodamientos, estos son diferentes entre sí. El piñón está acoplado con otro engrane en forma de corona y juntos forman el juego de engranes de tipo hipoide. La corona a su vez transfiere rotación a la caja de diferencial; esta caja es un elemento rotativo que está montado en sus dos extremos sobre otros dos rodamientos idénticos. Finalmente a la caja de diferencial se conectan los

semiejes que transfieren el giro hacia las ruedas del vehículo, en el extremo estos semiejes se soportan en otro rodamiento. La Figura 1.2 presenta un esquema general de la localización de los rodamientos y las principales partes que componen al eje rígido diferencial que se estudió en este trabajo de tesis.

En el contexto de esta tesis se analizaron dos modelos de eje rígido diferencial, uno de ellos se eligió de tal forma que estuviese en condiciones mecánicas favorables verificando que no presentase evidencias de algún nivel de deterioro mediante la inspección mecánica típica de rutina; este ejemplar se sometió a un proceso de exploración de aprendizaje para crear una referencia de diagnóstico. Un segundo eje rígido diferencial se buscó en un vertedero automotriz de partes y se eligió mediante una inspección al tacto, a un ejemplar que presentó aspereza al girar el yugo de forma manual lo cual se tomó como una evidencia de sospecha sobre la condición mecánica del rodamiento externo del rotor del yugo; este segundo ejemplar se destinó para una exploración de diagnóstico mediante el análisis que se propone en esta tesis. Para efectos de practicidad a partir de este punto me referiré al eje rígido diferencial elegido en buenas condiciones mecánicas como “espécimen A”, así mismo llamaré al eje con evidencias de daño “espécimen B”.

El modelo comercial del cual se extrajeron ambos ejemplares es un vehículo utilitario deportivo (SUV) de la marca Jeep modelo Cherokee manufacturado en el año 2000. Las especificaciones de los ejemplares indican que tienen una relación de giro de corona/piñón (entrada y salida) de 3.55:1, una corona de 20.96 cm de diámetro, semiejes de 3.07 cm. de diámetro y 29 ranuras y una estructura tubular de 7.62 cm. de diámetro. Los rodamientos que integran el diseño de los ejemplares utilizados en esta tesis tienen características de dominio público y se describen en la Tabla 1.3. Sin embargo el rodamiento en el cual se enfocará el estudio de esta tesis está referido con el número de parte M86649 y se encuentra en el extremo externo del rotor del piñón o yugo.

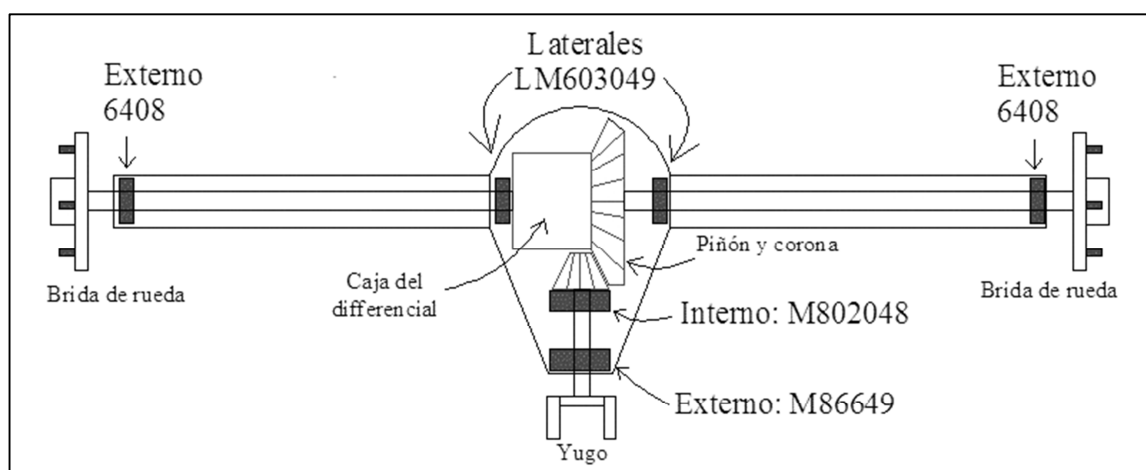


Figura 1.2. Localización de los rodamientos en el eje de tracción diferencial

Tabla 1.3. Rodamientos instalados en eje de tracción en estudio.

Numero de parte comercial	Tipo	Montaje en el sistema
M802048	Cónico de 18 cilindros rodantes	Interior de flecha de piñón
M86649	Cónico de 18 cilindros rodantes	Exterior de flecha de piñón
LM603049	Cónico de 20 cilindros rodantes	Adjunto a la caja de diferencial
6408	Cónico de 13 cilindros rodantes	En masas de eje (extremo de los semiejes o flechas)

1.2.3 El rodamiento mecánico

Un rodamiento es un elemento mecánico usado para suavizar la rotación de una barra sobre su eje. Los rodamientos tienen amplio uso en sistemas mecánicos donde las partes rotativas se someten a altas velocidades y/o a altas presiones axiales; la mayoría de los rodamientos se componen generalmente de cuatro partes principales (referirse a la Figura 1.3): una pista que está en contacto con la barra giratoria, una pista que está montada en el pivote de rotación, entre estas dos pistas se encuentra un juego de rodillos o bolas y regularmente la mayoría de los diseños de rodamientos tienen una jaula que actúa como un separador y guía para los rodillos o bolas. Debido a la geometría del rodamiento, sus cuatro componentes imprimen una vibración que contiene una serie de frecuencias características

dependientes de la velocidad con componentes no síncronos. Estas frecuencias características son conocidas como tonos de defecto del rodamiento y su intensidad depende del nivel de desgaste de las partes en cuestión. Durante al menos las ultimas 2 décadas se han publicado investigaciones que coinciden en que la falla de rodamientos se asocia con los tonos de defecto característicos que emiten estos rodamientos estando en operación. Para los tipos de rodamientos cuyas pistas externas son estacionarias, los tonos de defecto de rodamiento pueden ser calculados a través de la geometría del propio rodamiento como se muestra en las ecuaciones (1.1) a la (1.4) y los más comunes son:

- Tono de la pista externa. Este tono es generado por el contacto de los rodillos o bolas con la pista externa (f_o).
- Tono de la pista interna. Este tono es generado por el contacto de los rodillos o bolas con un punto irregular en la pista interna (f_i).
- Tono del tren de rodillos. Este tono es generado por el efecto de la rotación de la jaula con una imperfección (f_c).
- Tono del rodillo o bola. Este tono es generado por el efecto del rodillo o bola con una imperfección rotando en su propio eje (f_b).

$$f_i = \frac{n}{2} f_r (1 + \frac{d}{D} \cos \beta) \quad (1.1)$$

$$f_o = \frac{n}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos \beta) \quad (1.2)$$

$$f_b = \frac{(f_r)(D)}{2(d)(\cos \beta)} [1 - (\frac{d}{D} \cos \beta)^2] \quad (1.3)$$

$$f_c = \frac{1}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos \beta) \quad (1.4)$$

Donde f_r es la frecuencia de rotación de la pista interna en Hertz, n es el número de elementos rotativos, d es el diámetro del elemento rotativo en milímetros, D es el diámetro del centro al punto medio de los elementos rodantes en milímetros y β es el ángulo de contacto.

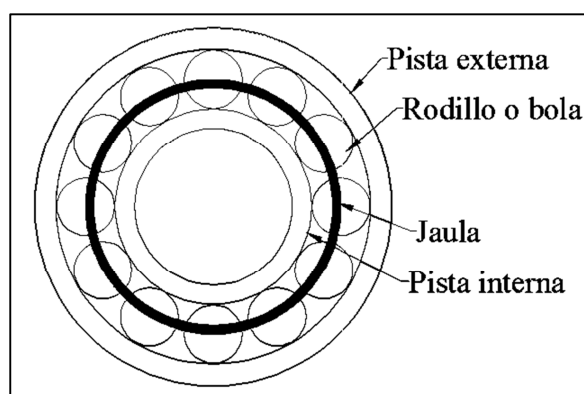


Figura 1.3. Componentes del rodamiento

La información referente a la geometría específica del rodamiento mecánico exterior del rotor de yugo del eje rígido diferencial que se estudia en esta tesis se presenta en la Tabla 1.4. Esta información será retomada más adelante en el capítulo 5 para determinar la base de diagnóstico a través del cálculo de los tonos de defecto del rodamiento cuando este se someta a las pruebas de exploración.

1.2.4 Etapas del proceso de deterioro

Los tonos de defecto que se mencionan en la sección anterior pueden ser explorados mediante la captura de las señales de la vibración que predomina en los alrededores de un rodamiento en operación. Otros trabajos de investigación como el que presenta Tianyi Wang [2], han comprobado que durante el progreso del desgaste de un rodamiento estos tonos exhiben comportamientos particulares tales que este progreso de desgaste ha sido catalogado en cuatro etapas.

- A. Primera etapa. En la primera etapa, la condición del rodamiento exhibe vibraciones cuyas frecuencias son supersónicas, es decir, mayor que 20 kHz esta característica no representa deterioro y puede permanecer durante el 90 % de la vida del rodamiento.
- B. Segunda etapa. Se distingue por la presencia de vibración de las estructuras adyacentes con frecuencias que coinciden con las frecuencias naturales de estas estructuras, esta vibración es producto de la excitación de los materiales de las partes fijas que rodean el cojinete por los golpeteos

generados a partir de las fallas del cojinete y la atenuación rápida debida a la amortiguación del sistema, por lo tanto, en teoría la envolvente del ruido de alta frecuencia contiene al menos uno de los tonos característicos de falla del rodamiento y sus armónicos.

- C. Tercera etapa. Típicamente los tonos característicos de falla aparecen en el espectro de frecuencia directa en los rangos de 1 a 1000 Hz en función de la frecuencia de rotación del rodamiento.
- D. Cuarta etapa. Y finalmente la cuarta etapa muestra un aumento en el componente de frecuencia de rotación (1X), los cuatro tonos tienden a desaparecer gradualmente junto con sus respectivos armónicos ante el aumento de la amplitud de ruido.

Una rápida mirada de la anterior descripción de las etapas permite establecer que la presencia de tonos de falla de un rodamiento en la segunda etapa del proceso de degradación significa que el rodamiento ha entrado en una situación crítica en la que la curva de degradación comenzará a aumentar de forma repentina durante el tiempo de funcionamiento que sigue. Por lo que, esta tesis se centra en esta segunda etapa como una referencia para el desarrollo de mediciones y proponer un método de diagnóstico, para estos efectos, también se hará referencia al método de la envolvente para la inspección en las bandas altas del espectro de frecuencia en búsqueda de cualquier característica de fallo de rodamientos para determinar una base de diagnóstico.

1.2.5 Soporte de prueba

Se construyó un banco de pruebas desarrollado para acoplar el eje de tracción con el motor de inducción y maniobrarlo en una posición firme, pero al mismo tiempo buscando el mejor aislamiento de factores externos. Referirse a la Figura 1.4.

Tabla 1.4. Tonos característicos de falla para el rodamiento a prueba

Descripción	Parámetro
Diámetro de al centro de los elementos rodantes	46.816 mm
Diámetro del elemento rodante	7.62 mm
Número de elementos rodantes	18
Ángulo de contacto	20.0 °
Número comercial designado	M 86649 (SKF)
Tipo de rodamiento	Cónico de rodillos

1.2.6 El problema

Como se definió antes, la vibración es el movimiento oscilatorio de la sección de un cuerpo alrededor de un punto inicial. Todos los mecanismos rotativos presentan vibración durante la operación, sin embargo, existe siempre la incógnita al definir esta vibración como normal o como la consecuencia de una falla. Tal definición depende del contenido de la firma de vibración que el mecanismo en estudio debería imprimir en condiciones ideales. Para lograr un juicio pertinente de dicho contenido de las vibraciones, se debe contar con una determinada cantidad de información histórica o bien obtener las caracterizaciones hechas por el fabricante del mecanismo en cuestión. De una forma u otra el uso de una base de datos para crear una referencia para el diagnóstico de fallas mecánicas representa una disyuntiva entre invertir para obtener esta información referente al mecanismo en cuestión o conformarse con resultados poco confiables debido al escaso historial con que se pudiera contar. En el desarrollo de esta tesis se estudia el caso de diagnóstico de fallas de un rodamiento que forma parte del mecanismo de un sub-ensamble automotriz. La hipótesis que se propone comprobar se basa en el análisis de las frecuencias de vibración para discriminar sistemáticamente los componentes espectrales asociados a las fallas del rodamiento mediante la adquisición eficiente de muestras de un espécimen de referencia para caracterizar el sistema de forma expedita. El desarrollo del método para la obtención del fenómeno de la vibración desde un eje rígido diferencial como ejemplar de prueba, representa un reto científico y experimental para generar una base de datos de referencia confiable que garantice la homogeneidad en las mediciones.



Figura 1.4. Soporte de prueba

1.2.7 Hipótesis

El movimiento rotativo al que se someten los seis rodamientos contenidos en un eje rígido de tracción diferencial, produce una firma de vibración compuesta, por medio de la cual se puede caracterizar el eje y con esto aplicar la técnica de análisis de vibraciones para diagnosticar y predecir fallas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Adquirir y analizar las vibraciones mecánicas que se generan en el eje diferencial de un vehículo a través de la extracción de los componentes espectrales y la magnitud de la excitación armónica que aporta cada uno de los componentes mecánicos rotativos del sistema.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Ensamblar un sistema para caracterizar la respuesta temporal y en frecuencia de un eje rígido de tracción diferencial a partir de condiciones de operación controlada.
2. Utilizar una plataforma de programación flexible para automatizar la detección de desgaste en los rodamientos instalados en un eje rígido de

tracción diferencial a partir de las técnicas de análisis espectral, detección de picos espectrales y la normalización de datos.

3. Desarrollar un sistema de instrumentación que permita aplicar técnicas para evaluar el estado de deterioro en los rodamientos del eje rígido de tracción diferencial de un vehículo a partir de análisis de vibraciones mecánicas.

1.4 Metodología

El análisis de las frecuencias de vibración para diagnosticar fallas en los rodamientos de un eje rígido diferencial y cuyo desarrollo se llevó a cabo mediante el trabajo de esta tesis, consta de una integración de técnicas reconocidas y probadas cada una de ellas de forma individual. A través de esta metodología se lograron discriminar las señales provenientes de los golpeteos causados por la presencia de defectos en los rodamientos de un espécimen de prueba. Específicamente la metodología se puede describir como el análisis de las señales de respuesta de vibración del sistema, la búsqueda de las señales no armónicas pero periódicas que modulan la amplitud de la vibración y la exclusión sistemática de todos los fenómenos no relacionados con los tonos de defecto del rodamiento que se pretendía estudiar. Para llevar a la práctica la metodología propuesta se construyó un sistema de experimentación usando el software llamado LabView®, la técnica de Descomposición Empírica de Modos (EMD), el método de la transformada de Hilbert para la extracción de señales envolventes y la teoría del Control Estadístico de Procesos (SPC). Para efectos de describir el proceso de experimentación, la metodología propuesta se presenta en un esquema de ocho bloques operacionales cuya secuencia se exhibe en la Figura 1.5. Aunque esta metodología se describió a detalle en los capítulos 2 y 3, a continuación se comentarán los principales atributos de cada bloque.

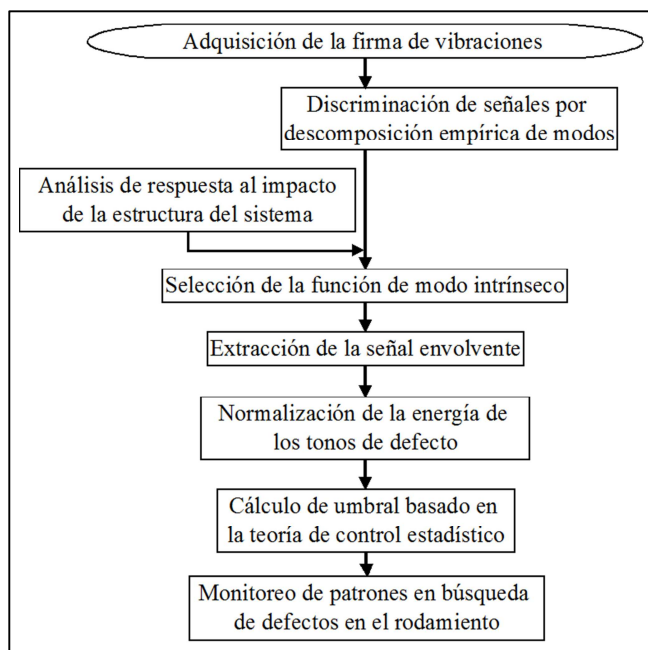


Figura 1.5. Secuencia para la metodología de diagnóstico de fallas en rodamientos de un eje diferencial de tracción

1.4.1 Adquisición de la firma de vibraciones

A partir de la construcción de un sistema con elementos reales y virtuales que permite la excitación de un eje como espécimen de prueba, se hacen las mediciones de la vibración de respuesta de la estructura del espécimen en la proximidad de un rodamiento mecánico en particular. Las mediciones generadas en este bloque se almacenan en un espacio de memoria virtual bajo un esquema de tiempo real y se administran siguiendo la norma ISO-13373-1 [3] para mediciones en línea.

1.4.2 Análisis de respuesta a impacto de la estructura del sistema

La respuesta a impacto de la estructura del sistema se extrae para identificar el rango de frecuencias que componen la respuesta natural de la estructura del espécimen. Esta prueba se ejecuta mediante una corrida de adquisición de datos con el sistema en reposo y suministrando una serie de impactos en la proximidad de la carcasa del rodamiento. La información resultante y su análisis se emplean más adelante en el desarrollo de la metodología para complementar el proceso de discriminación de las señales en el cual se basa el diagnóstico propuesto en esta tesis.

1.4.3 Discriminación de señales por el método de la descomposición empírica de modos

La Descomposición Empírica de Modos (EMD) es la etapa primera de la Transformada de Hilbert-Huang (HHT) [1]. EMD es un algoritmo adaptativo basado en un proceso de iteraciones o etapas de cernido que transforma una señal en una representación diferente. Esta representación alterna de EMD consta de una serie de señales alternativas conocidas como Funciones de Modos Intrínsecos (IMF). Las IMF's son ortogonales entre si y en conjunto con un residuo de forma reversible pueden volver a formar la señal original. EMD permite un análisis de señales tomando en consideración las propiedades de no linealidad y variación en el tiempo de los sistemas. Para el caso descrito en esta tesis la discriminación de la señales se propone mediante la selección de una IMF cuyo contenido tenga convergencia con el rango de frecuencias definidas como respuesta natural del sistema.

1.4.4 Selección de la función de modo intrínseco

Una vez que la descomposición de la señal se ha desarrollado, se selecciona la IMF más apropiada. Para hacer esto se compara el rango de frecuencias definido como respuesta natural del sistema y el contenido espectral de cada una de las IMF's. La implicación técnica de este paso incluye la aplicación de un proceso de filtrado a cada IMF usando los límites de la banda de frecuencias naturales como parámetros de un filtro de tipo pasa-bandas. El resultado de las IMF's filtradas arrojará una serie de señales con diferentes valores de Raíz Media Cuadrática (RMS) cuyos valores son medidos de tal manera que la IMF con mayor RMS constituye la componente con mayor convergencia con la respuesta natural del sistema y debe ser considerada la más significativa para el proceso de discriminación dado el supuesto que este IMF provee la mejor información que contiene las frecuencias de resonancia.

1.4.5 Extracción de la señal envolvente

La extracción de la envolvente se desarrolla por la demodulación de la amplitud mediante el uso de la transformada de Hilbert para rectificar la señal de la IMF seleccionada y en conjunto con la señal original de dicha IMF se construye la señal analítica correspondiente; así para el caso de esta tesis el módulo de la representación polar

de la señal analítica de la IMF seleccionada representa su señal envolvente. Si la IMF seleccionada es una señal que en teoría es modulada por las señales de golpeteo incluyendo las que se originan por las imperfecciones de los rodamientos, al concluir este paso estamos en posibilidades de descubrir los tonos de defecto en el espectro de frecuencia de la señal envolvente resultante bajo el supuesto de un escenario de falla correspondiente a la segunda etapa de degradación de un rodamiento.

1.4.6 Normalización de la energía de los tonos de defecto

Este paso inicia con la ejecución de una medición espectral basada en FFT sobre el vector de la señal envolvente calculada en el bloque anterior. En segundo lugar se utiliza un proceso simple de normalización para obtener una base apropiada de comparación y desarrollar un análisis de evolución temporal de la energía de los tonos de defecto del rodamiento. Este proceso de normalización consiste en la extracción de la amplitud de las señales correspondientes a cada tono de defecto del rodamiento desde el vector del espectro de su envolvente; posteriormente estas amplitudes extraídas se dividen por el total de las magnitudes del espectro completo. Esta última acción se ejecuta para cada muestra, se guarda en memoria y se transfiere al siguiente paso. La energía normalizada para cada efecto de rodamiento proporciona una base comparativa para las demás muestras obtenidas a lo largo del tiempo.

1.4.7 Cálculo de umbral basado en la teoría de control estadístico

El control estadístico de procesos (SPC) es una metodología que establece que un proceso está bajo control estadístico si solo tiene variaciones asociadas a causas aleatorias. SPC se basa en el teorema del límite central para reagrupar las variables en subgrupos. La aplicación de SPC se desarrolla utilizando gráficas de Shewhart como herramienta principal para desplegar el comportamiento del sistema en estudio. En este paso se supone que el comportamiento de las energías normalizadas de los tonos de rodamientos se puede referenciar mediante un seguimiento estadístico de control por lo que se utilizan parámetros estadísticos propios de las muestras provenientes de un espécimen que ha sido catalogado en buen estado mecánico para calcular los valores nominales y los umbrales correspondientes a las magnitudes de las energías normalizadas para cada tono de defecto del rodamiento estudiado. Estos valores nominales y umbrales servirán para establecer los

estados de alarma que indicarían en los casos de ejemplares sospechosos que el rodamiento estudiado está ya en la etapa segunda de deterioro y por consiguiente su diagnóstico.

1.4.8 Monitoreo de patrones en búsqueda de defectos en rodamientos

El espécimen sospechoso que se menciona en la descripción del bloque anterior puede ser el eje automotriz que sirvió como referencia para calcular los umbrales de cada tono de defecto del rodamiento sometido a prueba en un tiempo diferente después de atravesar por un período de utilización o bien puede ser otro espécimen o eje automotriz con las mismas características. Para el caso de esta tesis se cuenta con un segundo espécimen cuya condición mecánica es en efecto “sospechosa” incluso antes de iniciar con las pruebas. En este paso se aplica la segunda etapa del SPC conocida como etapa de control, desplegando los valores de la energía normalizada de la vibración del espécimen sospechoso sobre las gráficas de control que contienen los umbrales y valores nominales calculados en el bloque anterior para los cuatro tonos del rodamiento en estudio. Los defectos en el rodamiento estudiado se reflejan en la aparición de patrones no aleatorios que se explicaran en el siguiente capítulo.

1.5 Organización de la tesis

Esta tesis ha sido organizada de la siguiente manera:

En el presente capítulo (capítulo 1) se exponen los antecedentes, se plantea el problema y los objetivos de investigación y se describe la propuesta de metodología para resolver el problema planteado; en el capítulo 2 se presenta el estado del conocimiento en torno al objeto de estudio, enfocándose en los tres temas desde los que parte la propuesta de esta tesis, además se describe la técnica y el equipo que estaría siendo utilizado para desarrollar la experimentación relacionada con el trabajo de esta tesis; en el capítulo 3 se ofrece la descripción detallada de todo el trabajo de experimentación que se desarrolló para cubrir los objetivos de esta tesis y se discuten algunas consideraciones adicionales; en el capítulo 4 se exhiben los resultados obtenidos; el capítulo 5 presenta las conclusiones a las que se llegaron a partir de la perspectiva de cada objetivo, así mismo se discuten algunas implicaciones adicionales de la aplicación de la metodología propuesta, se determinan las

limitaciones del trabajo y se comentan las opciones de trabajos futuros relacionados con el tema de esta tesis.

1.6 Definiciones iniciales

A continuación se presenta la descripción de algunos conceptos importantes para el desarrollo de la temática de esta tesis, siendo estos señal periódica, resonancia mecánica, análisis en el plano de tiempo y análisis en el plano de frecuencia. Posteriormente en el capítulo 3 se profundizará más sobre estos conceptos.

1.6.1 Señal periódica

La periodicidad de una señal es la propiedad de repetición de valores en cierto lapso de tiempo. Una señal periódica repite una secuencia de valores continuos o discretos en un determinado periodo de tiempo y subsecuentemente continúa repitiéndose. La secuencia de la señal para cada periodo se le conoce como el ciclo. El periodo típicamente representado por T , puede ser diferente para cada señal, pero dentro de la secuencia de una señal este periodo es constante. La señal periódica más simple también se puede catalogar como señal armónica o de tipo sinusoidal. Sin embargo en muchos casos, como en el caso que se estudió durante esta tesis, una señal periódica está compuesta de una serie de señales armónicas superpuestas. Las características base de las señales periódicas son: amplitud, fase y período. La gráfica de la Figura 1.6 presenta un ejemplo esquemático de cada una de estas características para las señales tipo. La amplitud es la máxima altura de la onda y comúnmente para sistemas de instrumentación modernos se mide en voltios; la fase es el atraso o adelanto de la señal y se mide en grados o radianes y el período es el tiempo total que toma para que una señal vuelva a repetir cierto patrón esta característica se mide en segundos.

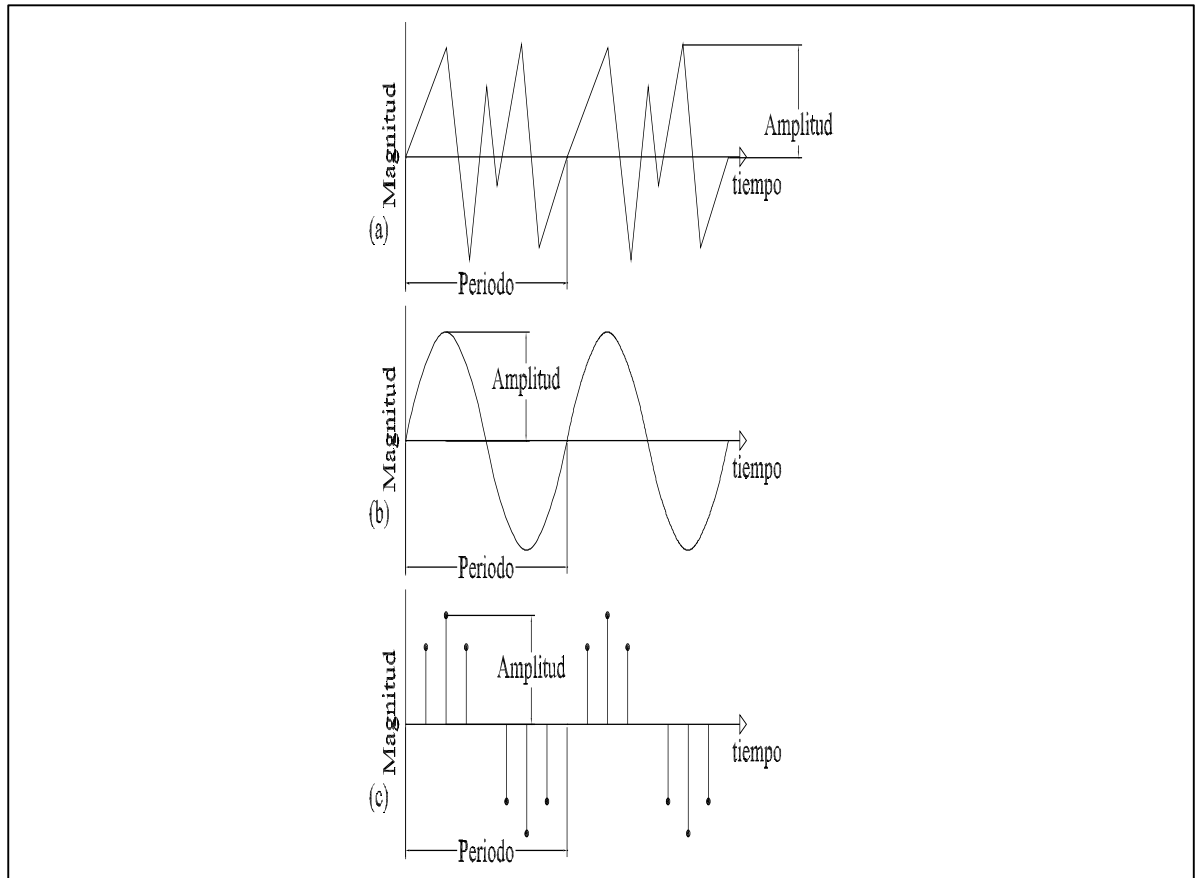


Figura 1.6. Señales periódicas; (a) señal periódica, (b) señal periódica continua y armónica, (c) señal periódica discreta.

1.6.2 Resonancia mecánica

La resonancia mecánica ocurre cuando la periodicidad de una fuerza inducida hacia un sistema es tal que su frecuencia iguala la frecuencia natural de la estructura mecánica del sistema o una parte de ella. La resonancia puede causar dramáticos incrementos en la amplitud de las oscilaciones que presenta un sistema mecánico en el momento que está siendo excitado por una fuerza inducida. La presencia de resonancia mecánica durante la operación de un sistema ocasionalmente puede provocar fallas prematuras y posiblemente catastróficas.

1.6.3 Análisis en el plano de tiempo

Comúnmente cuando se trabaja con señales provenientes de sistemas reales, el despliegue de dichas señales se presenta en primera instancia en el plano de tiempo, esto es debido a

que los sistemas de adquisición de datos utilizan transductores que captan la señal conforme ésta se va generando naturalmente por el fenómeno físico que la origina. El análisis de señales en el plano de tiempo parte de la representación gráfica o numérica de una señal mediante el registro de los valores que dicha señal adopta durante el período de tiempo analizado. Este tipo de análisis, como se vio en la Figura 1.6, es útil para determinar algunos parámetros de la señal como: periodo, amplitud máxima, fase, naturaleza de la señal entre otros. Cuando la señal a analizar es considerablemente simple, el análisis en el plano temporal suele ser suficiente para describir la señal, sin embargo, a medida que las señales a analizar se tornan complejas este análisis en ocasiones no es práctico.

1.6.4 Análisis en el plano de frecuencia

El análisis de señales en el plano de frecuencia parte de la representación de una señal en un plano imaginario mediante un proceso de transformación matemática del conjunto de valores que representaron a la señal en el plano de tiempo. Este análisis ayuda a determinar algunos parámetros adicionales de las señales que normalmente no se pueden determinar mediante el análisis temporal como las frecuencias y las amplitudes de los componentes de la propia señal. Existen varios procesos matemáticos para desarrollar la transformación de una señal desde el plano temporal al plano de frecuencias o espectral, pero el más común es el correspondiente a la Transformada de Fourier. Este proceso también se ha adaptado por aproximación en forma de algoritmo para programas de software mediante la Transformada Rápida de Fourier o FFT. Los detalles del proceso de Fourier así como la FFT se retomarán en los capítulos 2 y 4.

1.7 Delimitaciones

La investigación descrita en esta tesis se desarrolla con base en un estudio hecho a uno de los rodamientos de un eje automotriz de la marca Chrysler modelo 8.25 de tipo diferencial rígido como espécimen de prueba. Los límites de esta tesis se definen por la elección de la siguiente situación: la manipulación de un espécimen de prueba para lograr la excitación del mismo y los elementos necesarios para medir el fenómeno de la vibración en su estructura provocado por la rotación de sus partes internas. Otro límite de esta tesis se establece por la propuesta de un algoritmo para filtrar las señales adquiridas por medio de un transductor que mide la aceleración de la vibración en la estructura del espécimen de

prueba para discriminar las señales provenientes específicamente de uno de seis rodamientos instalados en dicho espécimen de prueba. Finalmente se establece como último delimitante el uso de recursos tecnológicos para obtener la respuesta de vibración mecánica de la estructura completa del espécimen de prueba a partir del proceso de excitación antes mencionado.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1 Introducción

El análisis de las vibraciones en los automóviles y en general en vehículos motorizados es un tema de estudio recurrente en los últimos tiempos. Ben-Ary, DeBotton y Sher [4] publicaron en 1999 un estudio realizado a la planta de poder de un automóvil a gasolina en el cual desarrollaron un proceso de monitoreo y análisis de vibraciones como una herramienta de mantenimiento predictivo basado en la transformada rápida de Fourier (FFT). En general el tren motriz de un vehículo en movimiento muestra una firma de vibración bastante compleja debido a las fluctuaciones de fuerzas y velocidades que se generan a lo largo del mismo. Shao, Liang, Gu, Chen y Ball [5] propusieron en el año 2011, un novedoso modelo para lidiar con la inestabilidad de los sistemas en el caso de análisis de las vibraciones de ejes de tracción de los automóviles, dicha propuesta integra la función de base radial (RBF), propagación retroactiva (BP) y redes neuronales.

Otro componente crítico en los automóviles es la suspensión. En este subsistema se obtiene el contacto desde el vehículo con el camino y por ello representa un medio por el cual se observan fuerzas externas interactuando con el resto del vehículo. Un caso de monitoreo continuo de las condiciones de los amortiguadores [6] demostró que puede ser útil para determinación del estatus de dicho componente y reducir el número de vehículos circulando con suspensiones defectuosas.

El monitoreo de las vibraciones en vehículos forma parte de una disciplina conocida como "monitoreo basado en condiciones" o CBM por sus siglas en inglés. Esta técnica implica la instrumentación de diversos subsistemas de un vehículo con el fin de monitorear constantemente el estado de los mismos e indicar al usuario sobre la necesidad de mantenimientos. Bohlin-Forsgren et al [7] propone una mezcla entre las prácticas típicas de mantenimiento automotriz (mantenimiento cíclico) y el CBM, argumentando una reducción considerable en el número de visitas de los usuarios de automóviles a los talleres de mantenimiento.

Las vibraciones de las partes rotativas en un vehículo motorizado representan un factor que está bien relacionado con el desgaste y el funcionamiento correcto de las propias piezas rotativas, el poder medir estas vibraciones de forma sencilla y efectiva puede revolucionar la forma en que se llevan a cabo los procedimientos de mantenimiento para los vehículos tanto de uso doméstico, como comercial o de competencia.

En este capítulo se profundizará en la revisión del estado del conocimiento a través de la descripción del panorama encontrado en torno al diagnóstico de fallas en sub-ensambles automotrices de tipo mecánico rotativo. Se revisará también la descripción de la teoría de análisis de vibraciones en máquinas rotativas estacionarias, así como un par de técnicas que se incluyeron en la propuesta de esta tesis siendo éstas la descomposición empírica de modos (EMD) y el control estadístico de procesos (SPC). Finalmente se establecerá la relación entre estas técnicas, considerando las respuestas que ofrecen al problema de diagnóstico de fallas en los rodamientos de un eje automotriz.

2.2 Panorama general para el análisis de vibraciones y el diagnóstico de fallas en sub-ensambles automotrices de tipo mecánico rotativo

A partir de la revisión del estado del conocimiento en torno al diagnóstico de fallas mecánicas en sub-ensambles automotrices, se lograron identificar tres áreas disciplinarias para desarrollar una posible contribución científica relacionada a la línea de investigación de nuestro trabajo. Estas tres áreas son el desarrollo tecnológico que en la actualidad se ha implementado en torno a la instrumentación embebida en automóviles, el análisis de vibraciones en vehículos y el mantenimiento predictivo para máquinas rotativas estacionarias.

2.2.1 Tecnologías de instrumentación embebida en automóviles

Uno de los desarrollos tecnológicos más importantes que se han llevado a cabo en el tema de la instrumentación automotriz corresponde a un sistema conocido como Diagnostico abordo de segunda generación (por sus siglas en inglés referido como OBD-II), Este sistema hoy en día se encuentra embebido en prácticamente los vehículos terrestres de pasajeros y de carga de todas las marcas y modelos comerciales. El OBD funciona en

conjunto con la unidad de control electrónica o ECU (electronic control unit) de los vehículos. El sistema OBD se implementó por primera vez en 1988 a partir de una necesidad regulatoria en el estado de California en EEUU bajo el nombre de OBD-I. El sistema evolucionó y para el año 1996 se estandarizó en el continente americano con el nombre de OBD-II. Paralelamente en Europa y Japón se gestionaron sistemas casi idénticos bajo los nombres de EOBD y JOBD respectivamente. El OBD-II tiene la capacidad de proveer información en tiempo real proveniente de distintos sensores con relación a las emisiones, velocidad del motor, temperatura de los fluidos, consumo de combustible, así como, información de problemas suscitados en algunos de los sistemas que integran al vehículo. Toda la información generada por el sistema de instrumentación y diagnóstico OBD-II es registrada y guardada en la memoria del ECU. La plataforma de OBD despliega los resultados del diagnóstico en forma de códigos de falla o DTC (Diagnostic Trouble Codes).

La plataforma del sistema OBD cuenta con una red de comunicación que enlaza una serie de sensores instalados a lo largo del vehículo con el ECU. El sistema ejecuta mediciones periódicas y a partir de condiciones o umbrales preestablecidos para cada parámetro es capaz de generar despliegues de mensajes de diagnóstico u otro tipo de acciones como modificaciones en la calidad de la mezcla de combustible entre otras.

Toda la información de los umbrales se encuentra cargada en el ECU del vehículo. El ECU continuamente está comparando los valores adquiridos por los sensores contra los parámetros de los umbrales establecidos. Si una de las mediciones sobrepasa los umbrales establecidos, el sistema genera una alarma que provoca el encendido de un indicador de alerta conocida como el “check engine”. Así mismo, el sistema genera un registro dentro de la memoria del ECU. Este registro tiene dos objetivos: primero, invitar al usuario a realizar las reparaciones pertinentes y segundo, guardar la información del evento para que el técnico especializado pueda lograr el acceso a ella.

2.2.1.1 Mecánica de monitoreo de variables

El sistema OBD por su frecuencia de monitoreo divide las tareas en dos categorías una es el monitoreo de códigos constante o continuo y el no continuo. Los códigos monitoreados continuamente son tres:

- 1) Fallos del encendido
- 2) Sistemas del combustible
- 3) Monitoreo de componentes comprehensivos (CCM)

Los códigos de falla que son monitoreados en forma discontinua son:

- 1) Sistema de recirculación de gases de emisión (EGR)
- 2) Sensores de oxígeno (O2)
- 3) Catalizador
- 4) Sistema de evaporación
- 5) Calentador sensor O2
- 6) Sistema de clima (A/C)

Los códigos de falla DTC monitoreados por el sistema OBD-II se registran y se despliegan a través de un dispositivo electrónico con el que comúnmente cuentan los centros de mantenimiento. La Tabla 2.1 muestra a manera de ejemplo el código P0344 que pudo haber sido generado en un automóvil por su sistema de diagnóstico a bordo. Este código indicaría: una falla en el tren motriz, específicamente del circuito intermitente de un sensor que monitorea la posición del árbol de levas para generar el tiempo de ignición.

Tabla 2.1. Ejemplo de la estructura digital de código de falla del sistema OBD-II

P	0	3	4	4
1er dígito	2o dígito	3er dígito	4o dígito	5o dígito

2.2.2 Estudio de ruido, vibración y severidad (NVH)

La metodología de estudio de Ruido, vibración y severidad (Noise-Vibration and Harshness) también conocida como NVH por sus siglas en el idioma inglés, representa una evaluación cualitativa y cuantitativa de los fenómenos a los que se refiere el título de la

propia metodología en vehículos de pasajeros. El estudio conjuga en una misma propuesta las disciplinas de análisis de vibraciones y de sonido cuyo trasfondo es completamente científico con técnicas de investigación cualitativas para determinar el nivel de satisfacción del usuario final de los vehículos. El objetivo de NVH es aportar los elementos suficientes para establecer las bases de un buen diseño de las estructuras que componen a los vehículos así como para la modificación de las mismas como remedio a problemas de aplicación.

La revisión del tema de NVH dentro del esquema de esta tesis tiene como objetivo establecer el alcance de la metodología y ubicarla como una metodología que estudia las vibraciones en los vehículos pero de forma integral en conjunto con los fenómenos de la acústica. NVH se basa principalmente en un estudio Vibro-Acústico dentro del entorno de un vehículo de pasajeros que propone un modelo simplificado del propio vehículo planteado con tres tipos de componentes: las fuentes, las vías de transferencia y los receptores. Mediante el modelo NVH de Fuentes-Transmisores-Receptores el primer paso se define como la búsqueda de las fuentes de ruido y vibración, posteriormente se buscan los caminos que estos fenómenos siguen hasta llegar a los receptores. En términos prácticos, las fuentes de ruido y vibración en un vehículo son típicamente todos los sub-ensambles rotativos, la vía principal de comunicación suele ser la estructura rígida de la carrocería del automóvil mientras que los receptores son los oídos y las extremidades del ser humano que se estudia como usuario del espécimen de prueba.

El modelo básico para hacer el análisis NVH se basa en la ecuación (2.1).

$$P_R = P_E + P_a = \sum_{i=1}^N F_i H_i^{SB} + \sum_{j=1}^M P_j H_j^{AB} \quad (2.1)$$

Dónde:

P_R es el espectro de presión de sonido que experimenta el receptor;

P_E es el espectro de presión de sonido que viaja a través de la estructura sólida de vehículo;

P_a es el espectro de presión de sonido que viaja por el aire;

F_i es el espectro de la fuerza de excitación;

P_j es el espectro de presión de sonido de las fuentes;

H_i^{SB} es la función de transferencia de la estructura y,

H_j^{AB} es la función de transferencia del aire.

La metodología NVH implica también otras técnicas como el análisis modal, la experimentación mediante el uso de bancos de pruebas, el estudio y uso de revestimientos como herramientas de solución y el análisis vibró-acústico en el dominio de la frecuencia entre otras. Aunque el NVH guarda muchas similitudes con el análisis de vibraciones, hay que recalcar que su función principal es construir un balance entre las fuentes, las vías de transmisión vibro-acústicas y los receptores dentro de la cabina de los vehículos; esto en contraste con la propuesta de esta tesis que se basa en analizar el espectro de vibración de uno de los sub-ensambles del vehículo para determinar su estado de deterioro mecánico. Esta diferencia provoca en primera instancia que las bandas de frecuencia objetivo sean completamente distintas para una y otra metodología.

2.2.3 Análisis de vibraciones en máquinas rotativas

El análisis de vibraciones es una de las herramientas más utilizadas para desarrollar programas de mantenimiento predictivo en industrias. Debido a la amplia información que el fenómeno de la vibración puede contener acerca de la máquina rotativa que lo genera, su monitoreo y análisis se utiliza para establecer el estado actual y la tendencia de la salud mecánica de las piezas que componen a dichas máquinas. Uno de los campos específicos donde se aplica el análisis de vibraciones es en el diagnóstico de rodamientos y engranajes. Así mismo el análisis de vibraciones ofrece entre otras, una ventaja poder estudiar las causas que originan las fallas de las piezas monitoreadas.

En esta sección se menciona la herramienta del análisis de vibraciones como parte del panorama general del análisis de vibraciones y diagnóstico de fallas en sub-ensambles de tipo mecánico-rotativo, sin embargo a diferencia de las otras dos herramientas que complementan dicho panorama (OBD-II y NVH), el análisis de vibraciones también se plantea como parte de la solución del problema propuesto y para la comprobación de la hipótesis de esta tesis. Es por lo anterior que en el siguiente capítulo se retomará la descripción técnica de esta herramienta.

Toda vez que se exploraron los conceptos, los sistemas y métodos que se utilizan dentro de las áreas disciplinarias antes descritas, se logró identificar un área de oportunidad para la contribución de este trabajo de tesis. Esta área de oportunidad es la inexistencia de alguna metodología para realizar diagnósticos de tipo no invasivo y detectar fallas en los ensambles y sub ensambles mecánicos rotativos de los vehículos de pasajeros que usa la población en general. Descrito de otra manera, se detectó que en la gama de tecnologías disponibles, no existe alguna que tal como lo hace el sistema OBD, tenga como propósito diagnosticar de forma automática la condición mecánica de las piezas rotativas en automóviles. Sin que esto implique desmontar o desensamblar las partes implicadas en una rutina de diagnóstico como las comunes en cualquier centro de reparación automotriz. Por la naturaleza del problema se encuentra viable la posibilidad de desarrollar parcialmente la tecnología de análisis de vibraciones que actualmente se utiliza ampliamente en la industria de fabricación y ensamble y que aunque de acuerdo a la literatura encontrada este tema se aplica en el campo automotriz, aún no se dispone específicamente para fines de diagnóstico de las propias partes de los automóviles sino que se utiliza para desarrollar el entorno de interacción con el ser humano (en caso de la tecnología NVH).

En la Figura 2.1 se presenta la relación de contribución de los sistemas y métodos que constituyen las áreas disciplinarias descritas aquí y que delimitan el problema de investigación de esta tesis. En esta misma figura se denota el área de convergencia entre estas disciplinas como el espacio conceptual vacío que motiva y hace factible el trabajo de esta tesis.

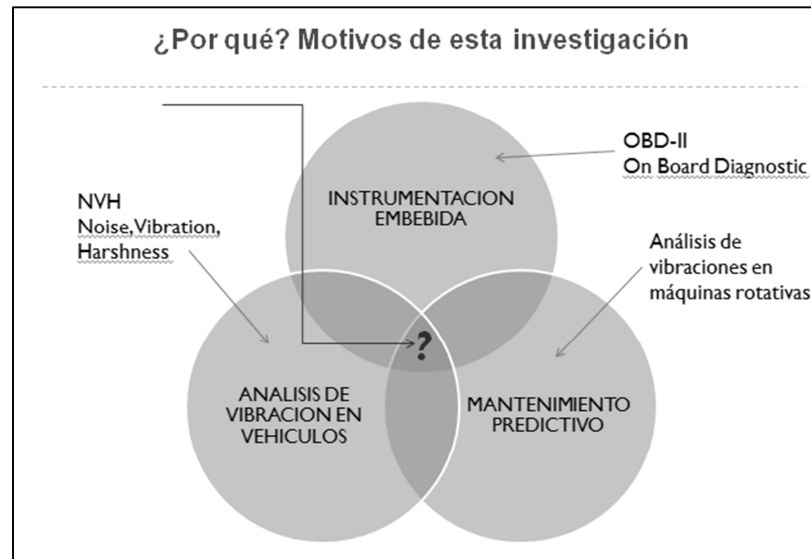


Figura 2.1. Esquema del panorama general del análisis de vibraciones y el diagnóstico de fallas en automóviles

Capítulo 3

Fundamentos del análisis de vibración y el monitoreo del deterioro de rodamientos

3.1 Introducción

En esta sección se abordará el análisis de vibraciones en máquinas rotativas, el método de descomposición empírica de modos (EMD) y la técnica de control estadístico de procesos (SPC) como los tres temas fundamentales para la propuesta de análisis de esta tesis.

3.2 Análisis de vibraciones en máquinas rotativas

La teoría de las vibraciones como herramienta para el diagnóstico de fallas en máquinas rotativas, está basada en un análisis sistemático de las señales de respuesta de los sistemas de dichas máquinas. Uno de los métodos más comunes en los que se basa el desarrollo de la teoría de análisis de vibraciones ha sido por muchos años la transformada rápida de Fourier (FFT). Sin embargo, a partir de los años ochenta han surgido nuevas investigaciones dentro de las que resaltan las correspondientes a la Teoría de Wavelets y a la Transformada de Hilbert-Huang-HHT. Estas teorías sugieren mejores resultados particularmente cuando los sistemas analizados no son lineales e invariantes en el tiempo (conocidos como sistemas LTI por sus siglas en inglés).

La cantidad de información que se ha logrado extraer de la firma de vibración de máquinas rotativas es de tal utilidad que en diversos trabajos (referirse a [8], [9] y [10]) se ha demostrado su eficacia para predecir fallas, convirtiéndose así en el pilar del mantenimiento predictivo que hoy en día se práctica en la industria manufacturera. Tal como las máquinas rotativas, los automóviles o vehículos motorizados que basan su funcionamiento en la rotación de elementos, representan una oportunidad importante de estudio para el monitoreo y análisis de vibraciones.

El análisis de vibraciones es una de las herramientas más importantes para desarrollar programas de mantenimiento predictivo en industrias. Por la gran información que el fenómeno de la vibración puede contener acerca de una máquina rotativa, su monitoreo y análisis se utiliza para establecer el estado actual y la tendencia de la salud mecánica de los rodamientos y engranajes de las máquinas e incluso es a través del análisis de la vibración que se pueden conocer las causas de ciertos fallos en estas piezas mecánicas.

La vibración, en términos simples es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud y su representación típica en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales.

William T. Thomson en su libro “Teoría de Vibraciones Aplicaciones” [11] hace referencia al estudio de las vibraciones en el entorno a los movimientos oscilatorios de los cuerpos y a las fuerzas asociadas con ellos y continúa aclarando que todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar. Por ello las máquinas y las estructuras siempre experimentan vibración así que el diseño de máquinas debe de considerar al fenómeno de la vibración.

Los sistemas oscilatorios pueden clasificarse como lineales o no lineales. Para los sistemas lineales, rige el principio de la superposición y las técnicas matemáticas para su tratamiento están bien desarrolladas. Por el contrario, las técnicas para el análisis de sistemas no lineales son menos conocidas y difíciles de aplicar. Sin embargo, algún conocimiento de sistemas no lineales es deseable puesto que todos los sistemas tienden a volverse no lineales cuando crece la amplitud de la oscilación.

Hay dos clases de vibraciones, libres y forzadas. La vibración libre es la que ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo y cuando las fuerzas externamente aplicadas son inexistentes. El sistema bajo vibración libre vibrará con una frecuencia igual a la frecuencia natural propia de su estructura mecánica la cual dependerá de su distribución de masa y de rigidez.

3.3 Descomposición Empírica de Modos (EMD)

La Descomposición Empírica de modos o EMD por sus siglas en ingles es el primer paso para desarrollar la transformada de Hilbert-Huang. Este método fue propuesto por Huang et al [1] y es un algoritmo adaptativo basado en un proceso de cernido que separa la señales de tipo alternante o periódica en un conjunto de señales conocidas como funciones modales intrínsecas o IMF (intrinsic mode functions), este conjunto de señales se convierte en una representación casi ortogonal alterna como una serie nueva de señales y que además sumadas a un residuo generado también por el método EMD pueden volver a construir la señal original. Para el caso de análisis de la vibración producida por un rodamiento descrito en esta tesis, el método EMD hizo posible disponer de un conjunto de IMF's de las cuales se pudo seleccionar la que contenía un rango específico de frecuencias de acuerdo a la necesidades que se plantearán en el siguiente capítulo.

La razón de llamar al método descomposición empírica de modos es que en cada etapa de cernido se crea un solo modo de oscilación básico definido por el paso por cero de la función, generando un conjunto de señales no complejas y adaptándose muy bien a las no linealidades y variaciones en el tiempo de los sistemas reales. Las IMF se generan de forma que primero se extraen las que contienen oscilaciones más altas o las que contienen períodos de repetición más cortos. Mediante el método EMD se logra la base casi ortogonal de descomposición mediante la evaluación de 2 condiciones en cada iteración de cernido:

- A. Para todo el conjunto de datos, la cantidad de picos y la cantidad de valles debe diferir a lo más en uno con la cantidad de cruces por cero de la señal.
- B. En cualquier punto el valor medio del contorno definido por la interpolación de los máximos locales debe ser cero.

La definición de estas señales permite la extracción de los comportamientos oscilatorios característicos de la señal. Cada una de estas funciones IMF es capaz de contener una señal modulada en amplitud y frecuencia, permitiendo el análisis de señales no estacionarias. El procedimiento para el cálculo de las funciones IMF se describe en los siguientes pasos:

- (i) Identificar los extremos de la señal $x(t)$ y formar los contornos superior e inferior definidos por los puntos máximos locales y mínimos locales

respectivamente, mediante una interpolación polinomial de orden 4 (cubic spline).

- (ii) Calcular el valor medio $m_1(t)$ mediante el promedio aritmético de los contornos superior e inferior, y realizar la resta entre la señal original $x(t)$ y el valor medio para obtener el primer componente como lo muestra la ecuación (3.1).

$$h_1(t) = x(t) - m_1(t) \quad (3.1)$$

- (iii) Evaluar el primer componente para definirlo como una función IMF, esto es mediante el supuesto que $h_1(t)$ es la nueva señal a analizar. La señal $h_1(t)$ se revisa con las condiciones A y B descritas arriba. Se repiten los pasos (i) y (ii) hasta que el primer componente sea una IMF.

- (iv) El primer componente que además es una IMF es llamado $c_1(t)$. Entonces se define la primera señal remanente $r_n(t)$ que se describe con la ecuación (3.2) y que será la nueva señal a evaluar en cada iteración. A partir de aquí se continúa con los pasos (i) al (iii) hasta que la señal remanente $r_n(t)$ sea menor que un valor predeterminado o se convierta en una señal monótona decreciente de donde no pueda ser extraída ninguna función IMF.

$$r_1(t) = x(t) - c_1(t) \quad (3.2)$$

Siguiendo el procedimiento anterior, la señal original puede ser expresada mediante la suma de componentes IMF y el residuo final como lo muestra la ecuación (3.3).

$$x(t) = \sum_{j=1}^n c_j(t) + r_n(t) \quad (3.3)$$

Donde n es el número de funciones IMF que resultaron del proceso de cernido, $r_n(t)$ es el residuo final y las funciones $c_j(t)$ son las IMF resultantes, las cuales son casi ortogonales entre sí y todas tienen valor medio cero. La construcción de las IMF por medio de la resta de la señal y la media de los contornos superior e inferior asegura que los componentes son localmente ortogonales entre sí y cualquier discrepancia es pequeña, por lo que este método puede ser considerado una proyección ortogonal.

Por la naturaleza de la descomposición empleada en el método EMD, la señal se divide adaptivamente en N componentes fundamentales cada uno con una escala de tiempo diferente, de tal forma que los primeros componentes corresponden a las escalas de tiempo más pequeñas donde se concentran los cambios rápidos de la señal, equivalente a tener una ventana angosta en un análisis espectral digital. Esta condición conduce a resaltar que el uso del método EMD permite una descomposición que depende completamente de las características particulares de la señal que se está analizando, es decir, que se trata de un análisis adaptativo e ideal para explorar señales no estacionarias. En la Figura 3.1 se muestra un ejemplo de IMF's resultantes a partir de una señal original resaltando la característica de disminución del rango de frecuencia a medida que el proceso EMD avanza en sus resultados.

3.3.1 Consideraciones adicionales

Algunos investigadores han detectado que EMD presenta algunos problemas tales como la presencia de oscilaciones de amplitud muy dispar en uno o más IMF's u oscilaciones muy similares en diferentes modos, este es un fenómeno conocido como “mezcla de modos”. Con el fin de resolver este problema se ha propuesto un método o algoritmo alternativo denominado Descomposición Empírica de Modos por Conjuntos (Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD) [12]. Mediante este nuevo método se desarrolla el EMD sobre cierta cantidad de realizaciones de ruido blanco gaussiano sumadas a la señal original de interés. Se ha demostrado que esta adición de ruido blanco gaussiano reduce el problema de la mezcla de modos al poblar el espacio tiempo-frecuencia y además permite aprovechar el comportamiento como banco de filtros diádico de la EMD. El uso de EEMD también crea algunas desventajas: la señal reconstruida suele contener ruido que no formaba parte de la señal original y además los conjuntos de señal con adición de ruido blanco pueden producir distinto número de modos cada vez que se ejecuta el algoritmo.

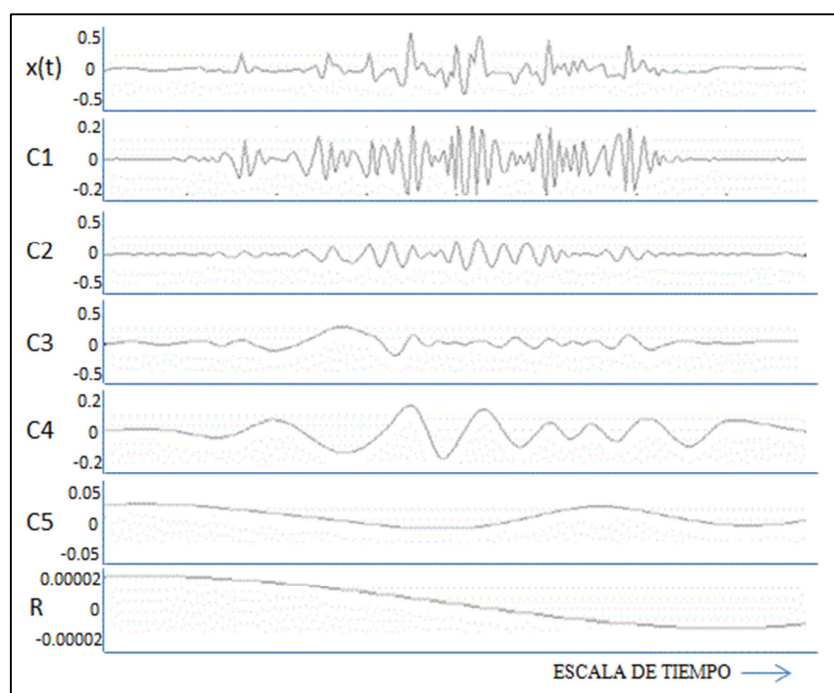


Figura 3.1. Conjunto de señal original $x(t)$ y resultados C_i , R (componentes y residuo) a partir de la aplicación del algoritmo EMD

3.4 Control Estadístico de Procesos (SPC)

La teoría del Control Estadístico de Procesos (SPC) fue propuesta por el Dr. Walter A. Shewhart [13] a mediados de la década de 1920. Shewhart presentó las gráficas de control o también llamadas con su nombre, para visualizar, comprender y reducir la variabilidad de un proceso a lo largo de períodos de tiempo. El SPC hoy en día es una herramienta utilizada en los departamentos de producción de las fábricas y maquiladoras. La herramienta SPC se ejecuta mediante un método que consta de un mecanismo de muestreo por variables cuantitativas o por atributos cualitativos que típicamente definen la calidad de los productos que se están manufacturando. Mediante la aplicación de SPC se define un proceso estadístico para calcular una base de referencia para las variables o atributos que se están midiendo como indicadores de la calidad del producto. SPC también plantea el despliegue de gráficas de control construidas a partir de la base de referencia citada. Las gráficas de control sirven para comparar los valores que adquieren las variables o los atributos del proceso según sea el caso. El método de SPC tiene por objetivo monitorear la variabilidad del proceso en términos de los parámetros que están siendo medidos para determinar en qué

momento estos parámetros indican que el proceso está saliendo de control estadísticamente hablando.

Todo proceso que se pretende controlar mediante SPC debe primero pasar por pruebas para establecer que se trata efectivamente de un proceso cuyas variables o atributos se comportan de acuerdo a una distribución normal estadística. Algunas de las pruebas de normalidad que se pueden utilizar son la prueba de Kolmogorov-Smirnov (K-S) o el análisis por histograma. También es posible desarrollar algún tipo de acondicionamiento estadístico para garantizar que la variable a prueba resalte su normalidad.

Por la naturaleza del parámetro que se pretende controlar dentro de un proceso, las gráficas de control pueden ser de dos tipos: gráficas para monitorear variables ($\bar{X}$, R o S) y gráficas para monitorear atributos (p , np , c , u). Hoy en día existe también un importante desarrollo en torno al análisis de procesos mediante gráficas “multi-variables” las cuales ayudan a determinar la influencia por la que en algunos casos una de las variables del proceso puede afectar a otra. Para el caso de esta tesis se plantea el uso de las gráficas de control para variables ($\bar{X}$) por lo que en esta sección de presentación de teoría, se tratará todo lo relacionado específicamente a este tipo de gráficas.

SPC se desarrolla en dos etapas que para una aplicación típica se explican así: la primera etapa o etapa de aprendizaje, consta de la adquisición de datos provenientes de ciertos parámetros de un proceso que presumiblemente está en buenas condiciones, esto para construir la base de referencia; mientras que la segunda etapa conocida como etapa de control implica la medición de los mismos parámetros del proceso pero después de un tiempo, esto es para verificar su variación en el tiempo.

3.4.1 La etapa de aprendizaje

Esta etapa inicia mediante la recolección de los datos que formarán una serie de tiempo y que provienen de una fuente o proceso cuyo funcionamiento es óptimo. A partir de la serie de tiempo correspondiente al proceso óptimo se calcula el valor nominal y se establece como el valor de la línea central (LC) para la gráfica de control. También se calculan los límites superior e inferior de control (LCS y LCI).

El desarrollo a detalle de la primera etapa o etapa de aprendizaje implica seguir un simple procedimiento que se describe a continuación:

3.4.1.1 Recolección de los datos y cálculo de LC

Se define una base de muestreo para adquirir los valores de la variable (X) desde el proceso. Se requieren un mínimo de 100 mediciones para implementar un análisis con gráficas de control para variables [13]. Con el conjunto inicial de las muestras de tamaño N, se calcula LC como una gran media de los datos ($\bar{y}$). Referirse a la ecuación (3.4).

$$LC = \bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N y_i}{N} \quad (3.4)$$

Para extender la descripción de esta técnica, en la Tabla 3.1 se presentan a manera de ejemplo los primeros 18 valores que fueron obtenidos para el tono con la frecuencia 296.5 en una de las corridas de prueba desarrolladas para el trabajo de esta tesis, así como el ultimo valor de la misma.

A partir de los valores obtenidos en el experimento, es posible calcular el valor de la línea central de la gráfica que se convierte en el valor nominal para la propia variable. Las ecuaciones (3.5) y (3.6) muestran para nuestro ejemplo, los resultados.

$$LC = \frac{7.9987 \times 10^{-7} + 1.2162 \times 10^{-5} + 3.8244 \times 10^{-5} + \dots + 6.2521 \times 10^{-7}}{180} \quad (3.5)$$

$$LC = \frac{4.08387 \times 10^{-3}}{180} = 2.26882 \times 10^{-5} \quad (3.6)$$

Tabla 3.1. Primeros valores de energía normalizada obtenidos en corrida de prueba para el tono con frecuencia 296.5 Hz.

muestra	Valor obtenido	muestra	Valor obtenido
y ₁	7.9987 X10 ⁻⁷	y ₁₁	4.1668 X10 ⁻⁵
y ₂	1.2162 X10 ⁻⁵	y ₁₂	6.9376 X10 ⁻⁶
y ₃	3.8244 X10 ⁻⁵	y ₁₃	4.2268 X10 ⁻⁵
y ₄	2.8749 X10 ⁻⁵	y ₁₄	2.5964 X10 ⁻⁵
y ₅	7.4105 X10 ⁻⁵	y ₁₅	9.497 X10 ⁻⁶
y ₆	4.0034 X10 ⁻⁵	y ₁₆	3.2176 X10 ⁻⁵
y ₇	3.7235 X10 ⁻⁵	y ₁₇	4.4075 X10 ⁻⁵
y ₈	8.0981 X10 ⁻⁵	y ₁₈	3.0121 X10 ⁻¹⁷
y ₉	1.2556 X10 ⁻⁴	...	...
y ₁₀	2.2747 X10 ⁻⁵	y ₁₈₀	6.2521 X10 ⁻⁷

3.4.1.2 Sub-agrupado de datos

Para cada tono asociado a defecto se reagrupa cada conjunto en subgrupos consecutivos de tamaño n y se calculan los promedios para cada subgrupo. Referirse a la ecuación (3.7).

$$\bar{y}_j = \frac{\sum_{i=(n)(j)-n+1}^{i+n-1} y_i}{n} \quad (3.7)$$

En el caso de la experimentación que se desarrolló para el trabajo referido en esta tesis, que se describirá puntualmente en los siguientes capítulos, se utilizó un tamaño de subgrupo de seis muestras. Las ecuaciones (3.8), (3.9), (3.10) y (3.11) exhiben los resultados para el ejemplo que se describió antes.

$$\bar{y}_1 = \frac{7.9987 \times 10^{-7} + 1.2162 \times 10^{-5} + 3.8244 \times 10^{-5} + 2.8749 \times 10^{-5} + 7.4105 \times 10^{-5} + 4.0034 \times 10^{-5}}{6} \quad (3.8)$$

$$\bar{y}_1 = \frac{1.94093 \times 10^{-4}}{6} = 3.23489 \times 10^{-5} \quad (3.9)$$

$$\bar{y}_2 = \frac{3.1513 \times 10^{-4}}{6} = 5.25217 \times 10^{-5} \quad (3.10)$$

$$\bar{y}_3 = \frac{1.5398 \times 10^{-4}}{6} = 2.56633 \times 10^{-5} \quad (3.11)$$

Los valores de promedio de cada subgrupo se representan como puntos bidimensionales que se despliegan de manera consecutiva en la gráfica de control, además estos puntos se unen por líneas rectas. El propósito de esto es resaltar las causas especiales de variación en el caso que las hubiera. La Figura 3.2 muestra la apariencia típica de una gráfica de control cuyo eje vertical representa la escala de magnitudes de las mediciones del proceso analizado mientras que la escala horizontal representa la línea de tiempo. Esta gráfica en efecto también corresponde a la corrida del ejemplo que se ha mencionado.

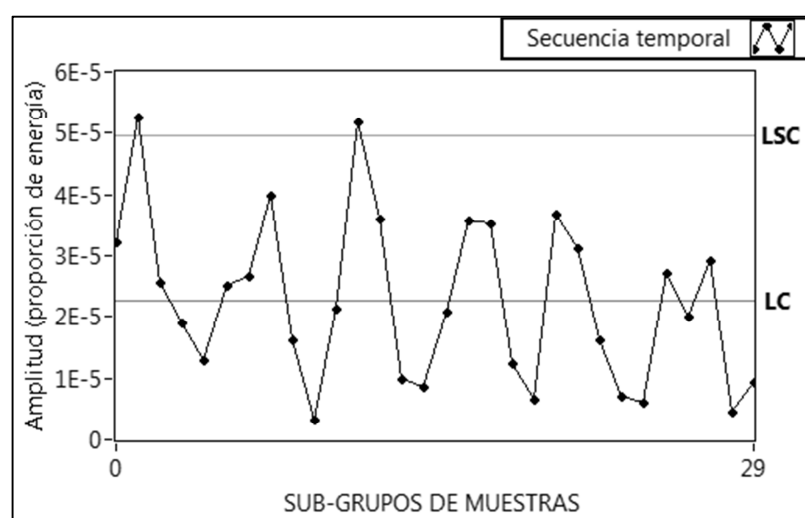


Figura 3.2. Apariencia de la gráfica de control

3.4.1.2.1 Cálculo del LSC

El LSC o umbral de energía para este caso, se calcula basado en la denominada teoría de límite central, abarcando una base estadística de tres desviaciones estándar o sigmas como lo muestra la ecuación (3.12).

$$LSC = LC + 3 \left(\frac{\bar{R}}{D_2 \sqrt{n}} \right) \quad (3.12)$$

Donde $\bar{R}$ es el promedio de los valores de rango de cada subgrupo y D_2 es una constante tabulada que depende del tamaño (n) del propio subgrupo. Una vez obtenido el umbral, el conjunto de valores de subgrupo $\bar{y}_j$ se despliega en la forma de puntos consecutivos unidos por líneas en una gráfica de control con el fin de comprobar por el patrón de comportamiento que el objeto de prueba es estadísticamente estable.

Dado que para un tamaño de subgrupo de seis ($n=6$), el valor de D_2 en tabla (referirse al Apéndice II) adquiere un valor de 2.534. Siguiendo el ejemplo complementario, en la ecuación (3.13) se resuelve el valor de LSC para este caso el cual se puede ver reflejado en la gráfica de la Figura 3.2.

$$LSC = 2.26882 \times 10^{-5} + 3 \left(\frac{5.58846 \times 10^{-5}}{2.534 \sqrt{6}} \right) = 4.96986 \times 10^{-5} \quad (3.13)$$

3.4.1.2.2 Búsqueda del primer registro de tono asociado a falla de rodamiento en el espectro de alta frecuencia

La gráfica de control representa la variación, en este caso de la energía relativa de los tonos del rodamiento a través del tiempo. Las LC de cada tono son el valor promedio de su energía correspondiente a un comportamiento estadísticamente estable y el umbral o LSC está dispuesto de tal manera que casi todos los puntos del conjunto correspondiente a los valores de subgrupo deberán aparecer por debajo; por lo tanto el uso de gráficas de control permite la búsqueda de evidencia de algún patrón anormal de la característica de vibración que se mide como un síntoma de alguna causa especial o asignable como el caso de la ruptura del rodamiento. Existen varios patrones anormales o no-aleatorios definidos [14], de cualquier manera en la práctica de observación de las gráficas de control resulta ser más fácil definir a un patrón aleatorio. Un patrón aleatorio se caracteriza por que la mayoría de los puntos aparecen cerca de la LC, unos pocos puntos se dispersan y aparecen cercanos al umbral y ninguno o un número muy pequeño de los puntos de una corrida exceden el umbral (bajo un esquema de análisis estadístico de $\pm 3\sigma$ el proceso se cubre en un 99.73% con una distribución normal).

3.4.2 La etapa de control

Después de concluir la etapa de aprendizaje donde se generan los parámetros que definen a la gráfica de control, se debe continuar con la etapa de control. En esta etapa, las gráficas de control representan la herramienta fundamental ya que es a través de ellas que va a ser posible detectar señales de variabilidad en el fenómeno medido. Para ejecutar esta segunda etapa de SPC es necesario continuar con la colección de datos de forma consecutiva a través del tiempo para el espécimen que se desea probar. Con las series de tiempo se construyen otros conjuntos que se dibujan y se comparan en la misma escala y

usando los valores de LSC y LC que se obtuvieron en la etapa de aprendizaje. Es entonces que el nombre de “gráficas de control” toma sentido ya que cada conjunto de datos correspondiente a las series temporales que provienen del espécimen a prueba es evaluado en torno a su estabilidad estadística y su variación se observa de forma minuciosa en búsqueda de patrones de comportamiento no aleatorios.

3.4.3 Consideración de errores estadísticos

La técnica de SPC al igual que otros procesos basados en estadística no queda exenta de los conocidos errores estadísticos. Se identifican comúnmente dos tipos de errores, el error de tipo I también denominado error tipo alfa (α) o falso positivo, es el error que se comete cuando el investigador no acepta la hipótesis nula (H_o) siendo ésta verdadera. El error tipo I se relaciona con el nivel de significancia estadística. Por ejemplo el supuesto de que la situación experimental presentaría un “estado normal”. Si no se advierte este estado, aunque en realidad existe, se trata de un error estadístico tipo I.

En un estudio de investigación, el error de tipo II, también llamado error tipo beta (β) es la probabilidad de que exista un falso negativo. Este tipo de error se comete cuando el investigador no rechaza la hipótesis nula siendo ésta falsa. Contrariamente al error tipo I, en la mayoría de los casos no es posible calcular la probabilidad del error tipo II. La razón de esto se encuentra en la manera en que se formulan las hipótesis en una prueba estadística. Mientras que la hipótesis nula representa siempre una afirmación cerrada o específica, la hipótesis alternativa, debido a que engloba todas las otras posibilidades, es generalmente de naturaleza global.

3.4.4 SPC para el diagnóstico de fallas en rodamientos

Una de las propuestas innovadoras de esta tesis se basa en la adaptación de la herramienta del SPC para crear una base de referencia, tomando el parámetro de la energía de los tonos asociados a fallas de rodamientos como la variable del proceso. Mediante esta propuesta se pretende demostrar la eficacia de la herramienta de SPC para diagnosticar fallas incipientes en uno de los rodamientos del rotor de entrada de un eje diferencial automotriz.

Capítulo 4

Metodología de trabajo experimental

4.1 Generalidades

En este capítulo se presenta el detalle de la metodología que previamente se mencionó en el capítulo 1. La metodología está basada en ocho bloques como se muestra en la Figura 4.1 y para cada uno de ellos se dedica una subsección de este capítulo. En el desarrollo del trabajo experimental de esta tesis se utilizó la plataforma de software denominada LabView®. Mediante esta plataforma se construyó un proyecto de software que incluye diversos programas, los cuales se describirán paulatinamente conforme su utilización fue progresando en conjunto con las etapas del método con las que dichos programas interactuaron de manera específica.

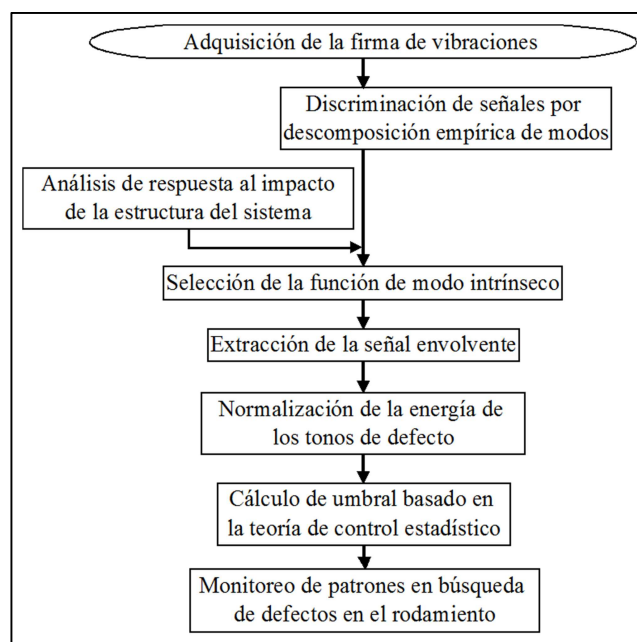


Figura 4.1. Diagrama a bloques del procedimiento propuesto.

4.2 Adquisición de la firma de vibraciones

La organización de esta subsección y lo que respecta a la descripción del sistema de monitoreo se basó en la norma ISO 13373-1 [3]. Esta norma detalla un procedimiento general para organizar las mediciones y la adquisición de datos a partir de la vibración en maquinaria orientado al monitoreo de condiciones.

4.2.1 Sistema de monitoreo

Se utilizó un sistema de monitoreo de vibraciones de tipo permanente basado en un formato de adquisición de datos automatizado, en línea y de tipo periódico, es decir, conducido por intervalos programados. Para el diseño de este sistema de monitoreo se consideró la dinámica del progreso de los modos de falla de los rodamientos mecánicos descrita en el capítulo 1. La Figura 4.2 muestra la disposición física del espécimen de prueba descrito en el capítulo 1, así como los componentes del sistema de monitoreo, los cuales se describirán durante el desarrollo de este capítulo.

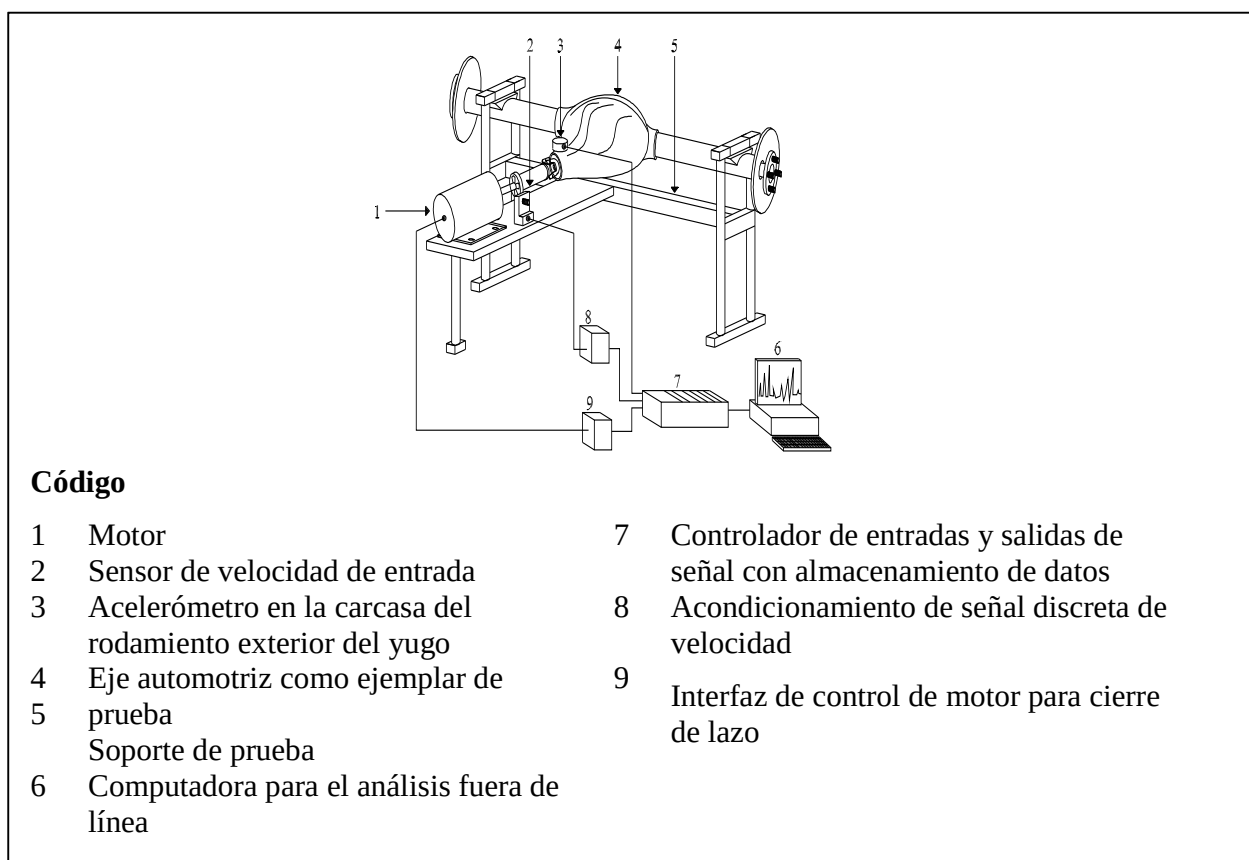


Figura 4.2. Sistema de monitoreo y sus elementos.

4.2.2 Programa de monitoreo

La administración de todo el proceso de experimentación se desarrolló sobre la plataforma de software LabView®. Esta plataforma es un software de tipo gráfico dedicado especialmente al desarrollo de instrumentación virtual.

4.2.2.1 El Software

LabView® consta de un interfaz para el programador llamada diagrama de bloques y un interfaz para el usuario llamada panel frontal. Los programas desarrollados en esta plataforma se denominan Instrumentos Virtuales o VI's. En el diagrama de bloques se desarrolla toda la programación del VI y el panel frontal ofrece al usuario la facilidad de interactuar sólo con las salidas y las entradas que se crearon en el diagrama de bloques.

En el diagrama de bloques de LabView® es donde se desarrolla la programación principal. Este software constituye un sistema de programación de alto nivel, cuya categoría también se conoce como software de tipo gráfico, incluso cierta literatura lo refiere como software de tipo G. Los VI's de LabView® se construyen con figuras que representan comandos que equivaldrían a los propios en un lenguaje típico del listado de instrucciones. Cada una de estas figuras o bloques representa una función específica. En el área de trabajo del diagrama de bloques el programador encontrará disponible una paleta de funciones. Esta paleta de funciones permite por el método de “drag and drop” poner en la pantalla todos los comandos que van a estar involucrados y posteriormente relacionar esos comandos a través de una serie de líneas que simulan conexiones. Estas conexiones que se representan por líneas adoptan diferentes colores los cuales a su vez constituyen un código con un significado específico. El verde representa transferencia de valores binarios, el color azul representa transferencia de valores numéricos enteros, el naranja representa transferencia de valores numéricos fraccionarios mientras que el color rosado representa la transferencia de cadenas de caracteres. El código de las líneas también involucra al espesor de las mismas, de tal forma que en la medida en que la línea es más delgada es menor el número de bits que se transporta por ella, por ejemplo, el flujo de información entre un arreglo de valores se representa por una línea de marcado espesor mientras que la transferencia de información de un valor binario simple se representara por una línea mucho más delgada.

El panel frontal de plataforma de LabView® es el interfaz con el usuario, sin embargo el programador deberá organizar las formas de interacción en dicho panel. Para ello cuenta en este caso con una paleta de controles la cual dispone herramientas como ventanas de información, indicadores y gráficas.

La arquitectura del sistema que se diseñó para lograr el análisis de las frecuencias de vibración se esquematiza en la Figura 4.3. El proyecto de software que operó al sistema, se desarrolló mediante un conjunto de VI's instalados en un controlador del cual se hablará más adelante y en una computadora personal. Con el objeto de describir a todo el sistema desarrollado para la adquisición y análisis de las señales de vibración, este se divide en tres procesos: proceso en Tiempo Real-RT (Real Time), almacenamiento de datos y proceso fuera de línea. El proceso en tiempo real se instaló en el controlador y su función es la de controlar el experimento y la adquisición de los datos. El proceso de almacenamiento se constituye por el uso de una memoria flash para hacer la transferencia de los datos adquiridos hacia el siguiente proceso. El proceso fuera de línea es donde se analizan los datos obtenidos desde las corridas experimentales y se desarrolla con la ayuda de una computadora personal.

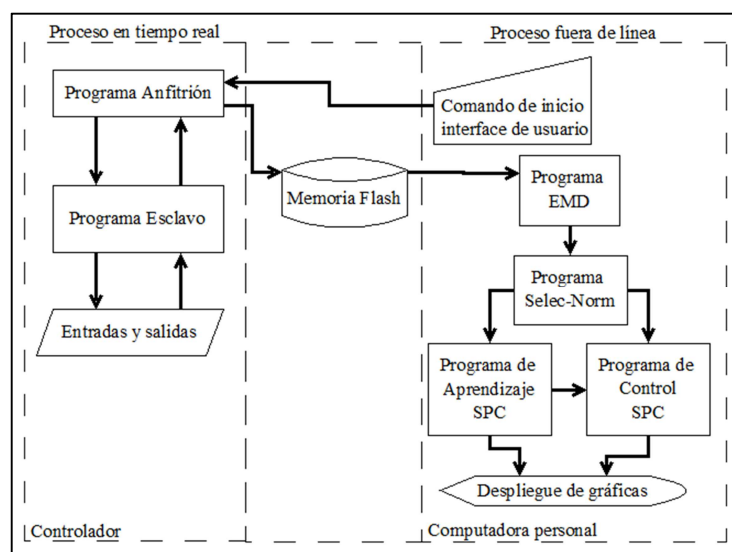


Figura 4.3. Diagrama de flujo del funcionamiento del software para el proceso propuesto.

El software se desarrolló con un total de seis VI's. Dos de estos VI's operan en el controlador: el Programa Anfitrión y el Programa Esclavo. En la computadora se instalaron cuatro VI's más, a los cuales me referiré como: el Programa EMD, el Programa de Selección y Normalización, el Programa de Aprendizaje SPC y el Programa de Control SPC. Como se mencionó antes, estos seis VI's se describirán conforme se vayan abordando en este mismo capítulo los temas relacionados con el hardware en donde estos se instalaron.

4.2.3 Mediciones

4.2.3.1 Tipos de medición

Para ejecutar el proceso de experimentación se desarrollaron dos tipos de mediciones:

- a) Vibración en la estructura no rotativa del eje diferencial, específicamente en la vecindad de la carcasa del rodamiento mecánico en estudio.
- b) Velocidad de rotación medida como el movimiento relativo del rotor de entrada contra un punto fijo en la estructura de soporte del sistema de pruebas.

Para las mediciones de vibración, un sensor recoge este fenómeno y lo transduce a valores eléctricos. La corrida experimental genera entonces una serie temporal de valores en Volts que corresponden a la vibración medida. Por otra parte, para el caso de la medición de la velocidad del rotor de entrada se adquieren las pulsaciones o conmutaciones que provienen de un sensor de proximidad dispuesto estratégicamente. Esta señal discreta se utiliza en el VI (programa anfitrión) como una referencia para determinar la velocidad de entrada.

Con la adquisición de las mediciones que se mencionan arriba se construyó un arreglo de datos constituido por la vibración en el área del rodamiento mecánico externo del rotor de yugo y la velocidad de rotación de entrada al espécimen de prueba.

La medición de la vibración se tomó en función de la aceleración vertical en el punto de prueba tomando en consideración las características de linealidad del sensor con respecto a las unidades naturales de fuerzas G y su transducción a Volts. La medición de la velocidad se calculó en Revoluciones por Segundo (RPS).

4.2.3.2 Cantidades

A pesar de las condiciones mecánicas diferidas entre el espécimen A y B, La velocidad del rotor de entrada se logró fijar en un valor de 28.5241 RPS, esto gracias a los recursos que aportaba el diseño del sistema de control donde se incluyó un variador de frecuencia que se describirá más adelante. Cabe mencionar en este punto que la velocidad angular en la entrada del espécimen constituyó la variable independiente para efectos de los experimentos desarrollados.

Por otra parte, la respuesta de vibración en el plano temporal represento en el experimento la variable dependiente. En este sentido, las magnitudes registradas para todas las corridas del experimento oscilaron entre un mínimo de -0.35 voltios y un máximo de 0.39 voltios.

4.2.3.3 Precisión y repetitividad

El planteamiento del diseño del sistema de instrumentación incluye en la parte de captura en tiempo real un nivel de automatización que fue comandado completamente por una rutina de programación. Esto permitió asegurar la precisión en las capturas de señales así como la capacidad de repetición de las corridas.

Además para garantizar la repetitividad de los datos, todas las corridas de experimentación se desarrollaron con el mismo equipo de instrumentación, con los mismos medios de sujeción y las mismas calibraciones por lo que no fue necesario utilizar medidas de compensación para la precisión de las señales adquiridas. Para todos los casos del experimento que se describirán más adelante, se utilizó un régimen de muestreo de 6400 muestras por segundo, así mismo se utilizaron los mismos transductores cuyas características y curvas de respuestas se mencionan en el apartado correspondiente.

4.2.3.4 Interfaz de control de motor para cierre de lazo

Dentro del sistema de experimentación se contó con un variador de frecuencia para lograr el control total de la variable independiente. Este variador de frecuencia permite disponer de varias funciones que hacen al sistema de experimentación bastante flexible. El variador de frecuencia como un interfaz entre el controlador del experimento y el motor, es de la marca OMRON SYSDRIVE 3G3JX. Este dispositivo permite encender el motor en

ambas direcciones y también cambiar la velocidad de giro suministrada para el experimento. Las imágenes presentadas en las Figuras 4.4 y 4.5 corresponden a dicho dispositivo, así como al diagrama de conexiones respectivamente.

4.2.4 Transductores

4.2.4.1 Selección de transductores

De acuerdo a los requerimientos de medición establecidos previamente, se utilizaron dos tipos de sensores. La velocidad del rotor de entrada se midió a través de un sensor de proximidad mientras que la vibración de respuesta del sistema se adquirió mediante un acelerómetro de masa sísmica.

La colocación de ambos sensores se decidió a través de una serie de pruebas en diferentes puntos del eje de tracción. Para el acelerómetro, las pruebas están documentadas en una publicación derivada del trabajo de esta tesis, denominada: “Test Point Optimization Process for a Real-Time Vibration Monitoring System on a Differential Axle Fixed Rig” [15]. Como resultado de esta investigación establece que el mejor punto de prueba está localizado en la parte superior de la entrada de fuerza del diferencial.



Figure 4.4. Variador de frecuencia para el interfaz del control de motor.

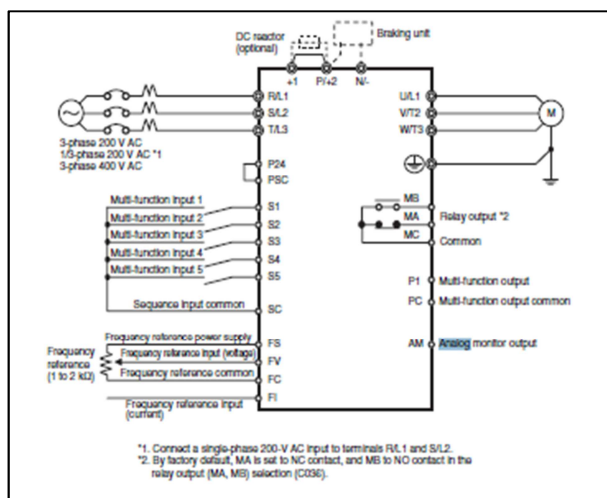


Figura 4.5. Esquema de conectividad.

4.2.4.2 Sensor de velocidad de entrada

El sensor utilizado para medir la velocidad del rotor de entrada, es un sensor de proximidad de la marca Honeywell, MICRO SWITCH modelo 926AA3XM. La Figura 4.6 corresponde a dicho sensor y su posicionamiento. Cabe mencionar que el punto de referencia para la medición en cuestión fue la cuña de la barra del motor eléctrico que se utilizó para generar la rotación de excitación del sistema. Las características generales del sensor son las siguientes:

- Rango extendido de detección
- Operación estandarizada de acuerdo a las normas internacionales CENELC e IEC
- Sellado a IP67 (Protección contra ingreso de polvos y líquidos: norma internacional IEC 60529)
- Indicador por Diodo Emisor de Luz-LED estandarizado
- Protección de corriente directa para corto circuito, sobrecarga y polaridad invertida
- Rango de operación de temperatura -25 a +85°C (-13 a +185°F)
- Protección de corriente alterna para supresión de pulso falso y etapa transitoria de la línea.

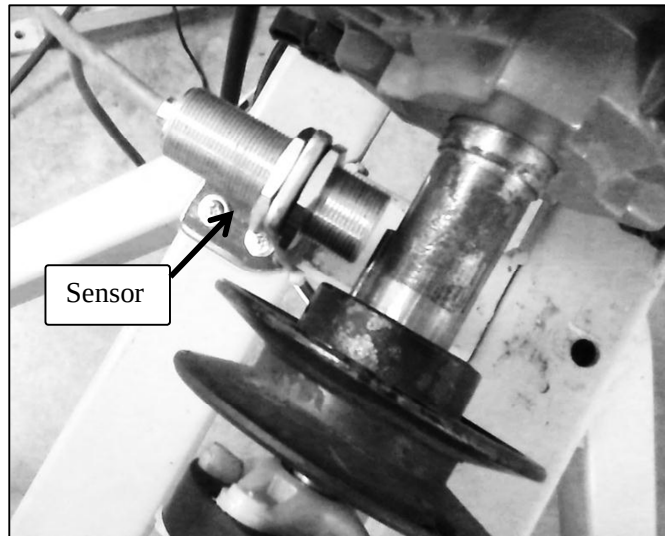


Figura 4.6. Sensor de proximidad instalado frente a la barra del motor y detectando la presencia de la cuña de la barra para determinar la velocidad de giro.

Para la selección de este sensor se debió cuidar particularmente la característica de velocidad de conmutación la cual debía ser capaz de cubrir la velocidad objetivo del experimento en la entrada del sistema que es donde se deseaba medir la velocidad. En la Tabla 4.1 se enumeran las especificaciones del sensor seleccionado y dada la velocidad de entrada de alrededor de 29 RPS (29Hz) que se estableció como objetivo, se puede constatar la cobertura del requerimiento.

Tabla 4.1. Especificaciones del sensor Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM

Rango de alcance	5 mm. (0.20 pulgadas)
Tipo de conexión	2-cables, Corriente Directa-DC
Indicador	LED
Frecuencia de conmutación	200 Hz
Dimensión del objetivo estándar	18 mm (0.71 pulgadas)
Tipo de salida	Normalmente Abierto-NA
Voltaje requerido	9.6-55 VDC
Carga de corriente	De 3 a 200 miliamperios-mA
Máxima corriente de fuga	1.5 mA
Máxima caída de Voltaje	6.5V
Consumo	No aplica
Repetitividad con aislamiento	±1%
Repetitividad sin aislamiento	±3%
Rango de histéresis	De 3 a 15%
Material de la cara del sensor	Poliamida
Material del encapsulado	Bronce niquelado
Tipo de cable	Forro de PVC, calibre 22 (DC)

Como se puede observar en la Figura 4.6, el sensor se fijó directamente en la estructura metálica del banco de pruebas mediante una base metálica en forma de “L” confeccionada a la medida y tomando en cuenta las dimensiones del sensor, las cuales se muestran en la Figura 4.7. Además mediante el montaje se permitió el ajuste de acercamiento a la flecha en donde se tomó la medición. Para la instalación física de este sensor no se tomaron otras consideraciones debido a su simplicidad.

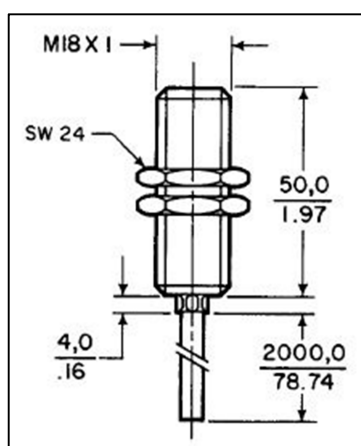


Figura 4.7. Sensor de proximidad Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM; dimensiones en mm / pulgadas.

Con respecto a la instalación eléctrica del sensor de proximidad, en la Figura 4.8 se muestran las dos opciones para realizar la conexión. La conexión tipo “sinking” implica conectar el elemento que recibirá la señal del sensor típicamente conocido como carga, en la línea activa de la fuente de poder en serie con el propio sensor. La conexión tipo “sourcing” se hace colocando al sensor como interruptor en la línea activa de la fuente y conectando la carga con referencia a tierra. Tomando en consideración la configuración del sensor y las características del equipo de instrumentación se diseñó un circuito básico de conexión con acondicionamiento de la señal usando un opto-acoplador (H11AX). Esto con el fin de transformar el nivel de voltaje de operación cuidando siempre no afectar la conmutación de la señal proveniente del sensor. Así mismo se optó por el tipo de conexión “sourcing” para construir el circuito, el cual se muestra en la Figura 4.9.



Figura 4.8. Opciones de conexión N.A del sensor Honeywell MICRO SWITCH 926AA3XM; (a) conexión tipo sinking, (b) conexión tipo sourcing.

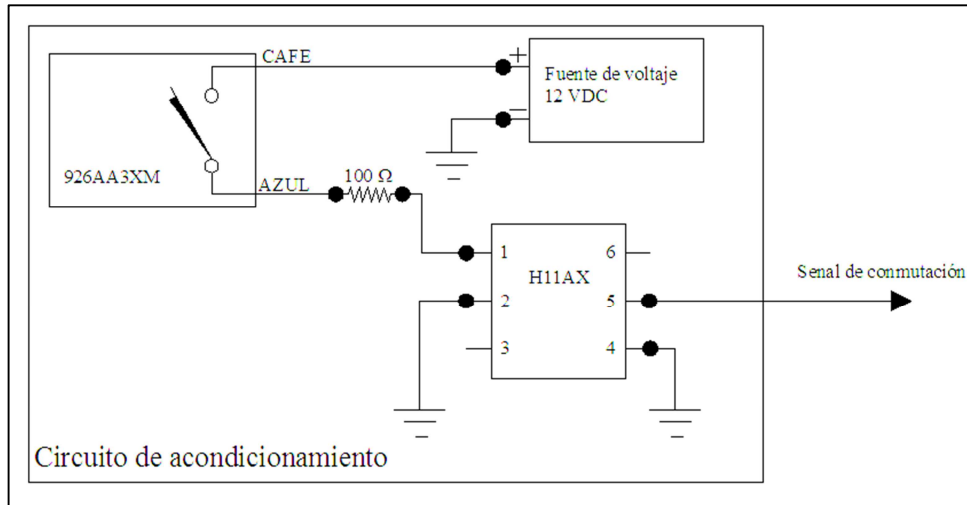


Figura 4.9. Circuito para acondicionamiento de la señal de conmutación del sensor de velocidad del rotor de entrada.

4.2.4.3 Acelerómetro

Para adquirir la señal de vibración se utilizó un acelerómetro de la marca IMI modelo 604B3. Este sensor mide la aceleración en tres dimensiones, entregando los valores a través de 3 canales mediante el estándar de electrónica piezoeléctrica integrada (IEPE). El acelerómetro referido ofrece una sensibilidad de 100 miliVoltios por cada fuerza G detectada (mV/g), con un rango de medición de aceleración de hasta 50g y una capacidad de lectura de frecuencias de hasta 5kHz. La fotografía de este dispositivo se muestra en la Figura 4.10. Así mismo el apéndice I contiene toda la información que ofrece el fabricante de este dispositivo.



Figura 4.10. Acelerómetro.

4.2.4.4 Montaje

La Influencia del montaje de los sensores puede afectar la eficacia de la medición programada. Para el caso de la medición de vibración que se desarrolló en esta tesis, se utilizó un montaje consistente para las mediciones hechas tanto en el espécimen A como en el espécimen B. El factor crítico en torno al montaje es la posibilidad de modificar las características de la estructura lo cual afectaría la respuesta natural del sistema y con ello las frecuencias naturales asociadas al área circundante del punto de prueba. Por lo anterior se utilizó el método de montaje rígido por tornillo (Rigid Stud Mount) usando una sección transversal tubular en forma de abrazadera sobre la caja del eje diferencial. La Figura 4.11 exhibe una fotografía de este sencillo aditamento.

4.2.5 Formato de presentación de datos

Los datos se presentaron siguiendo este orden:

1. Análisis del espectro de frecuencia,
2. medición de referencias (baseline),
3. tendencia de la vibración (caso espécimen A y B),
4. análisis de la envolvente
5. los resultados del VI de SPC presentarlos en forma de tablas y
6. los resultados de la etapa de aprendizaje representarlos en sus respectivas gráficas X.

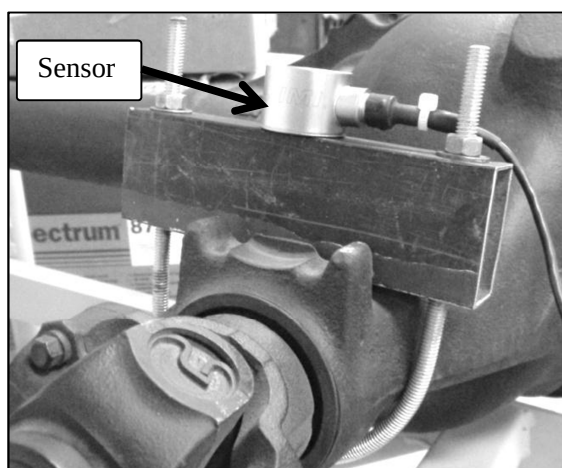


Figura 4.11. Montaje de acelerómetro.

4.2.6 Comunicación y análisis de datos

4.2.6.1 Controlador de entradas y salidas de señal con almacenamiento de datos

Se utilizó un controlador de la marca National Instruments® modelo Compact-Rio Ni cRIO-9014 con categoría de operación en tiempo real. El controlador Ni cRIO-9014 está asociado a un chasis en donde se encuentra instalado un Arreglo de compuertas de Campo Programable. Estos arreglos conocidos comúnmente como FPGA por sus siglas en inglés, son cada vez más populares dentro del campo de la investigación ya que es posible configurarlos para desarrollar funciones lógicas y además es posible reprogramarlos una cantidad indeterminada de veces. En el controlador utilizado, el chasis con el FPGA interactúa directamente con unos módulos conocidos como “módulos tipo C” a través de un rack de conectores. Los módulos tipo C, son dispositivos de uso dedicado que integran una parte del acondicionamiento de señal y acoplamiento con sensores, dependiendo de la aplicación que se elija. Existe una gran cantidad de módulos tipo C disponibles en el mercado, prácticamente para cualquier necesidad de aplicación. En el caso del trabajo de instrumentación desarrollado durante la investigación de esta tesis, con el controlador se utilizaron en conjunto dos tipos de módulos C de adquisición de señal: el NI9401 y el NI9234. La tarea de estos dos módulos fue adquirir la señal digital de comprobación de velocidad de entrada y adquirir las señales de vibración respectivamente. El conjunto de Controlador-FPGA-Módulos tienen una capacidad máxima de velocidad de muestreo de 51,200 muestras por segundo. La Figura 4.12 muestra una fotografía del controlador con los dos módulos mencionados instalados en el chasis.

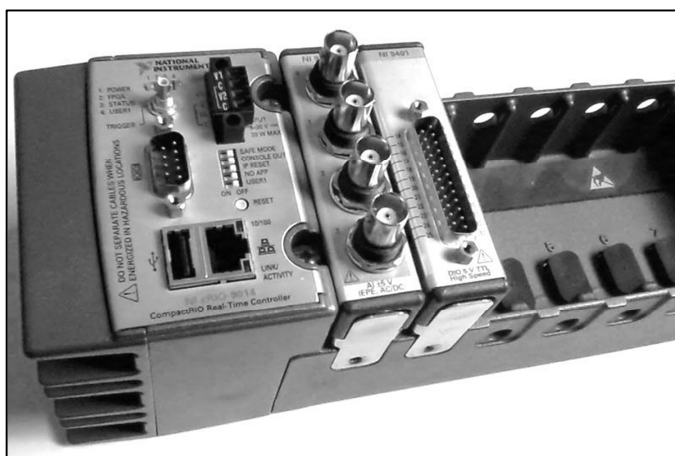


Figura 4.12. Controlador RT.

En el controlador se instaló el Programa referido anteriormente como Programa Anfitrión, el cual desarrolla tres funciones generales:

1. Habilitar una sección de la memoria del controlador como memoria de Primeras Entradas Primeras Salidas (FIFO) para recibir las mediciones hechas por el programa esclavo que se describirá más adelante,
2. Transferir los datos recibidos hacia una memoria externa con interfaz de bus serial universal (USB). Esta memoria se utilizó para transportar los datos desde el sistema de adquisición en RT hacia la computadora en el proceso fuera de línea.
3. Monitorear y desplegar las pulsaciones correspondientes a la velocidad de entrada. Esta última función no quedó guardada en memoria solo se utilizó para etiquetar las corridas de cada experimento con su velocidad correspondiente.

El código del programa anfitrión también desarrolla algunas funciones específicas como son:

1. Enlazar la señal digital del sensor que mide la velocidad de entrada al espécimen de prueba con las entradas digitales del controlador
2. Medir la velocidad de entrada a partir de la señal de conmutación del sensor. Una vez obtenidas las pulsaciones en un determinado lapso de tiempo se calcula así la frecuencia o velocidad de entrada al espécimen de prueba.

En el chasis del controlador, específicamente en el FPGA mencionado antes, corre otro programa del cual ya se habló en la sección 4.2.2 y se denominó Programa Esclavo. Este programa es bastante sencillo y tiene asignadas las siguientes funciones:

1. Inicializar los módulos tipo C
2. Habilitar los canales de comunicación entre los módulos y el controlador
3. Enviar la información entre módulos y controlador.

4.2.6.2 Computadora para el análisis fuera de línea

Se empleó una computadora personal (PC) desde donde inicialmente se creó el programa ejecutable y se instaló en el controlador. Posteriormente se utilizó a la PC para

conducir el análisis de los datos almacenados por el controlador del experimento. Las características de este equipo son las siguientes:

- Procesador: Intel ® Core™ i5-2410M CPU 2.30GHz
- Memoria instalada (RAM): 6.00 GB
- Tipo de sistema: 64-bit

4.2.7 Consideraciones adicionales

4.2.7.1 Motor

Para generar la respuesta de vibración del espécimen, éste se hizo excitar a través del acoplamiento con un motor de la marca SIEMENS ® alimentado por corriente alterna a tres fases con una capacidad de 1 caballo de fuerza (hp). Para conectar el motor con el eje diferencial en el banco de pruebas se utilizó un acoplamiento genérico comercializado por la marca Whirlpool con número de parte: FSP 285753. Este acoplamiento está formado por tres piezas: dos puntas de plástico con mangas de metal para ensamble directo en las piezas rotativas a unir y en el centro se encuentra una rondana perforada de caucho sintético, refiérase a la Figura 4.13. Además se utilizó un segmento de flecha estriada a la que se le maquinó un extremo para ensamblarlo sobre una de las mangas del acoplamiento flexible. Para ensamblar la flecha del motor se fabricó un perno que se embonó sobre la flecha mediante una polea común. Este método de acoplamiento resultó considerablemente efectivo para eliminar cualquier vibración relacionada con desalineación y balanceo de la flecha de entrada. La imagen de la Figura 4.14 muestra el motor y el juego de acoplamiento como referencia.

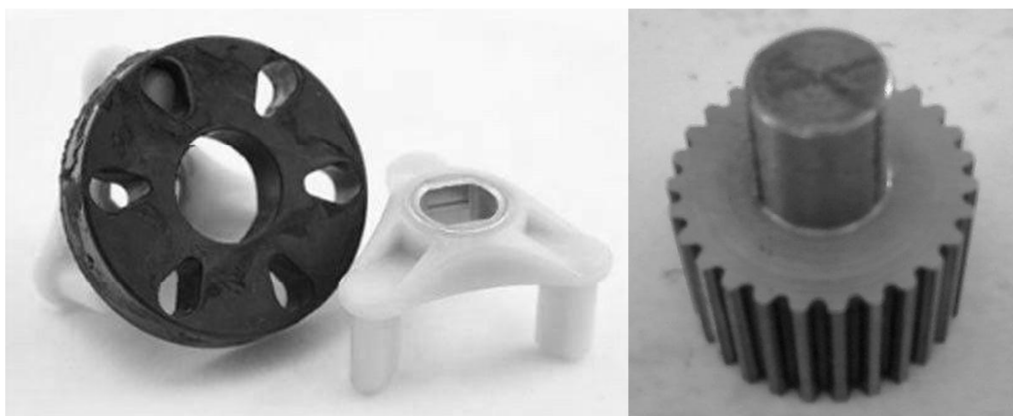


Figura 4.13. Acoplamiento para conectar el motor con el eje diferencial; a la izquierda se muestra el acoplamiento flexible con mangas de metal; a la derecha está el segmento de flecha maquinado para ensamblar sobre acoplamiento.

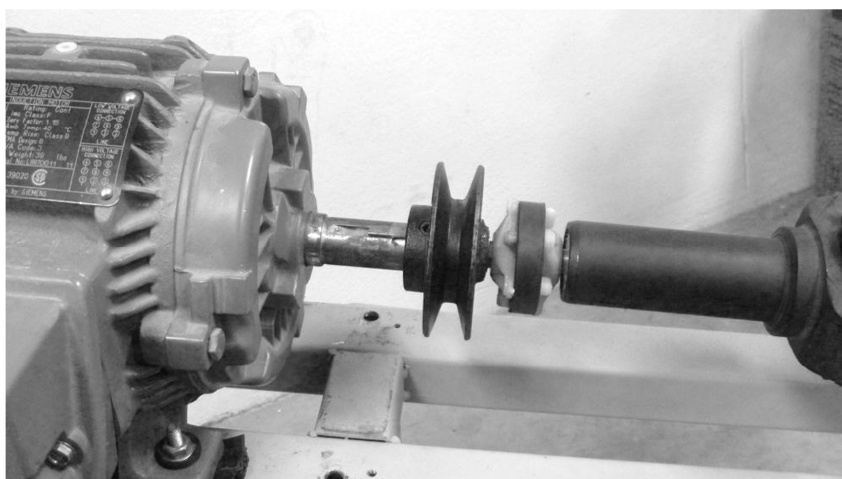


Figura 4.14. Motor utilizado para la excitación del eje automotriz y acoplamiento motor-eje.

4.3 Análisis de respuesta a impacto de la estructura del sistema

Antes de iniciar con el proceso de discriminación de señales provenientes de la respuesta del espécimen de prueba, es necesario conocer ampliamente el espectro particular de frecuencias naturales perteneciente al espécimen que se está analizando. Esta necesidad parte del requisito natural de construir un marco comparativo que permita distinguir el rango de traslape de frecuencias entre cada una de las funciones intrínsecas de modo (IMF)

producidas por el proceso de descomposición empírica de modos (EMD) y la resonancia real de la sección estructural del espécimen tomada como un todo.

Existen diversos procedimientos estandarizados para determinar las funciones de resonancia de un sistema mecánico, como ejemplo uno de ellos es la “prueba operacional de modos” [16]. Sin embargo para los propósitos del trabajo de esta tesis se desarrolló una prueba muy simple consistente en la captación de la señal de vibración generada por el espécimen como respuesta al impacto de un martillo. Básicamente se utilizó un martillo para aplicar impactos controlados manualmente sobre la estructura circunvecina de la carcasa del rodamiento de uno de los especímenes montado en el soporte de prueba. Durante esta operación se encendió el sistema de monitoreo que se había dispuesto para los procesos de experimentación y que se describió al inicio de este capítulo. Para esta prueba no se encendió el motor que habría hecho girar las flechas del eje, es decir, el eje de prueba o espécimen se mantuvo en reposo, provocando lo que se conoce como corrida en seco (dry run). Solo entonces se pudo extraer la respuesta de vibración en el dominio de tiempo. Se tomó una muestra de la señal de esta respuesta y usando los propios recursos computacionales instalados en el sistema, se le aplicó la transformada rápida de Fourier (FFT) para obtener el espectro de frecuencias naturales de la estructura del espécimen en prueba. Se obtuvo la banda de frecuencias “objetivo” por medio de una inspección al espectro de frecuencias naturales resultante y posteriormente esta información se utilizó para el proceso de selección de la componente IMF. La gráfica de la Figura 4.15 exhibe la evidencia y el resultado de esta prueba.

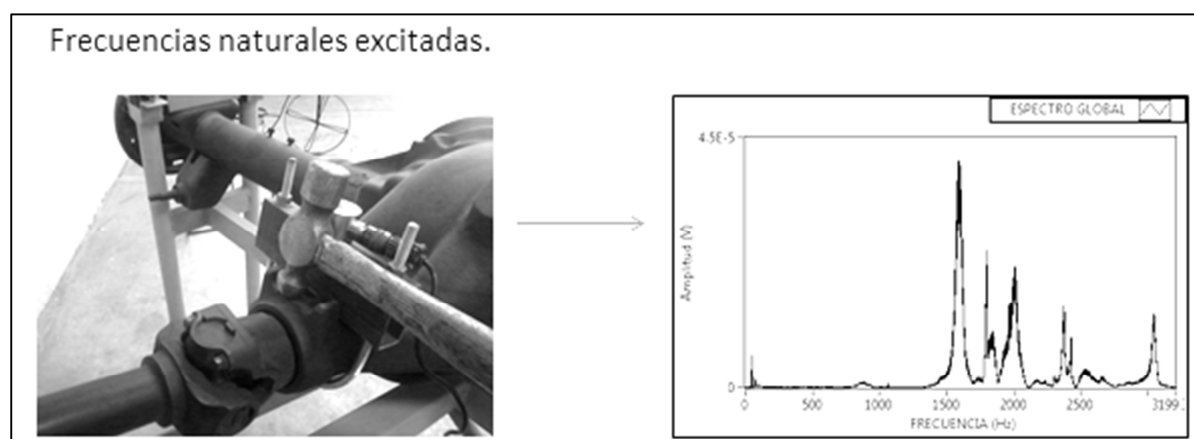


Figura 4.15. Comprobación de frecuencias naturales, “Dry-Run”.

4.4 Discriminación de señales por descomposición empírica de modos

El método de descomposición empírica de modos (EMD) que se describió en el capítulo 3, se desarrolló mediante uno de los programas o VI's también mencionados, se trata del Programa EMD. El objetivo del código del programa EMD es procesar la señal original extraída por el controlador y almacenada en una memoria Flash con interfaz USB. Los resultados del procesamiento de este programa se guardan de forma automática en un archivo electrónico dentro de la propia computadora donde se realizó todo el análisis fuera de línea. De cualquier forma también se construyó un panel frontal para el VI donde la corrida de procesamiento se puede monitorear en la medida que va avanzando. El citado panel frontal se muestra en la Figura 4.16.

El código desarrollado del programa EMD se puede describir en por razones prácticas en tres segmentos generales: el VI inicia abriendo el archivo donde se almacenó la señal adquirida de las muestras, en segundo lugar el VI habilita otro archivo donde almacenará por su cuenta los resultados del cernido de la señal original después de aplicar el algoritmo EMD, en el tercer segmento, el programa se encarga de ejecutar el proceso de cernido y de hacer la prueba de las dos reglas del algoritmo EMD al terminar cada ciclo de cernido.

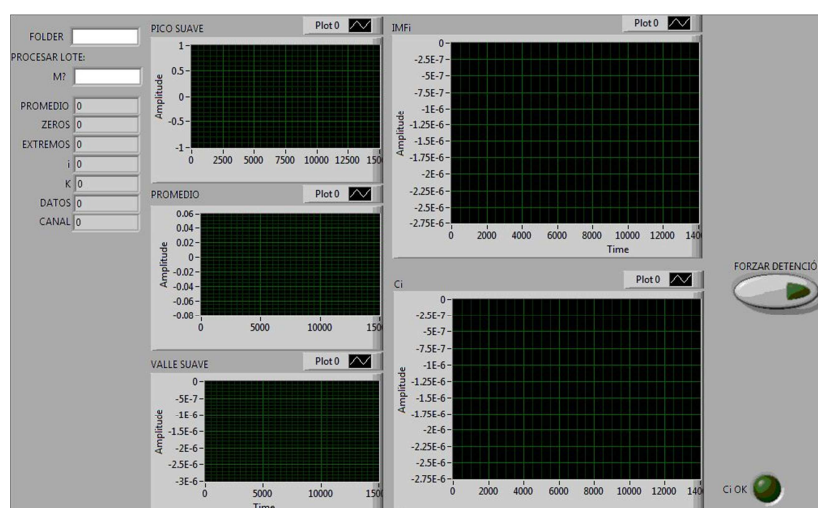


Figura 4.16. Programa de EMD.

4.5 Selección de la función de modo intrínseco

Después de procesar la señal original a través del VI del programa EMD se genera un archivo de datos EMD que se constituye de todos los componentes IMF, es decir de las señales simples resultantes de la descomposición de la señal original.

Una vez que la descomposición de la señal se ha desarrollado, el IMF apropiado tiene que ser seleccionado. Para hacer esto es necesario comparar la banda de frecuencias objetivo, la cual fue obtenida mediante el análisis de impacto simple descrito antes, contra cada uno de los componentes IMF. El VI a cargo de realizar estas funciones se ha llamado Programa de Selección y Normalización (Select-Norm). Este VI se inicia con un panel frontal (ver Figura 4.17) donde el usuario introduce cuatro datos de inicio, estos son:

1. La localización del folder donde se encuentran todas las IMF.
2. La tasa de muestreo con la que fue extraído el lote de muestras.
3. El número del lote de muestras (m).
4. El tono específico de defecto asociado a fallas en el rodamiento en estudio, el cual se desea buscar dentro del espectro resultante.

El programa de selección y normalización desarrolla varias tareas de forma secuencial a través de un par de lazos de secuencia. Las tareas asociadas a la selección del IMF que desarrolla el Programa Selec-Norm se describen en la Tabla 4.2:

Tabla 4.2. Tareas desarrolladas por el Programa Selec-Norm para seleccionar el IMF.

Paso	Descripción
1	Habilita un archivo para guardar los resultados propios del VI en cuestión
2	Abre el archivo donde se localizan los datos resultantes del Programa EMD de acuerdo a la indicación del usuario
3	Aplica un filtro pasa-bandas a cada IMF con los parámetros correspondientes al resultado de la prueba de resonancia en el eje
4	Calcula el valor de Raíz Cuadrada Media-RMS para cada componente IMF filtrado
5	Selecciona el IMF con el valor mayor de RMS después de pasar el filtro, considerándolo el más significativo para el procesos de discriminación.

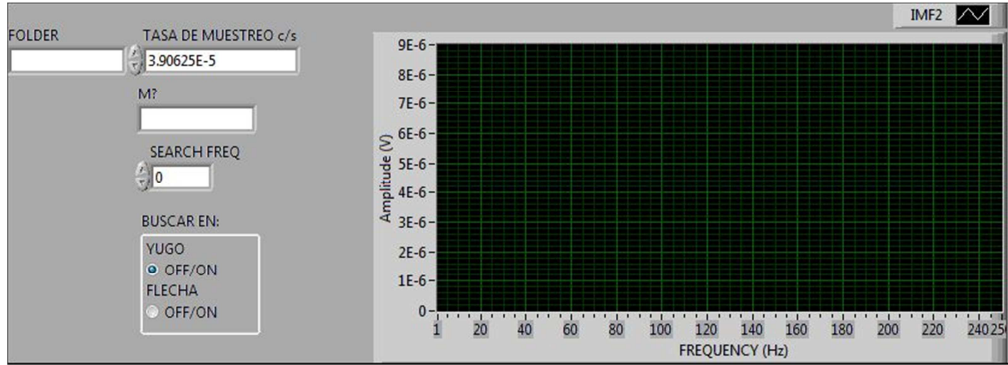


Figura 4.17. Panel frontal del Programa Selec-Norm.

4.6 Extracción de la señal envolvente

La extracción de la envolvente se desarrolla por la técnica de la demodulación de la amplitud como ya se refirió en el Capítulo 3. La técnica de demodulación empleada en este trabajo de tesis, implicó la aplicación de la transformada de Hilbert para rectificar la señal $x_i(t)$ como se muestra en la ecuación (4.1).

$$H[x_i(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x_i(\tau)}{t-\tau} d\tau \quad (4.1)$$

Se construyó una señal analítica a partir de la señal original y la señal rectificada, tal como se muestra en la ecuación (4.2).

$$z_i(t) = x_i(t) + jH[x_i(t)] \quad (4.2)$$

Esta señal compleja conocida como señal analítica puede expresarse también en su forma polar, como lo indica la ecuación (4.3).

$$z_i(t) = a_i(t)e^{j\omega_i(t)} \quad (4.3)$$

Así, el módulo de esta expresión polar de la señal analítica es la envolvente modulada teóricamente por todas las señales periódicas de corta duración generadas por golpeteo. Para el caso de esta tesis las señales periódicas referidas incluyen los tonos asociados a fallas del rodamiento bajo el supuesto de contar con un escenario de deterioro tal que corresponda a la segunda etapa de degradación del propio rodamiento. La frecuencia de

estos impactos o tonos es un indicador que señala la pieza donde se encuentra la falla y su amplitud representa una medida de severidad de dicha falla.

La extracción de la señal envolvente se desarrolla también en el Programa Selec-Norm. Este proceso se aplica a la señal correspondiente al IMF que resultó seleccionado de conformidad con la sección anterior.

4.7 Normalización de energía de los tonos de defecto

Este paso es desarrollado mediante la aplicación de una medición del espectro de frecuencia basada en la transformada rápida de Fourier (FFT) al vector de la señal envolvente calculada previamente. Con el fin de obtener una referencia adecuada para construir un marco comparativo, así como para desarrollar un análisis temporal de la evolución de la energía de los tonos de falla de rodamientos, se usó un proceso simple de normalización, el cual se basó en la extracción de la amplitud de los componentes cuyas frecuencias son correspondientes a cada tono de defecto del rodamiento desde el espectro de frecuencias de la señal envolvente; así entonces todas estas amplitudes de tono se dividen por el total de las magnitudes a lo ancho del espectro correspondiente calculado, restandole el componente de corriente directa o DC. Esta última acción fue ejecutada para cada muestra, guardada en memoria y transferida al siguiente paso. La energía normalizada para cada tono de defecto del rodamiento proporcionó la base de comparación para otras muestras obtenidas a través del tiempo.

4.8 Cálculo de umbral basado en la teoría de control estadístico

La adaptación de la técnica de control estadístico de proceso (SPC) para auxiliar el diagnóstico del rodamiento que aquí se estudia, plantea en primera instancia, establecer el comportamiento de las amplitudes de los tonos asociados a fallas, cuyo tema se abordó en el Capítulo 1. Este comportamiento se define como el único parámetro de proceso a “controlar”. Bajo el planteamiento anterior se debió buscar un espécimen de eje diferencial automotriz en buenas condiciones que ya hemos llamado espécimen A. El espécimen A se sometió al proceso de excitación controlada que se ha explicado en este capítulo, para extraer las series de tiempo que sirvieron para calcular los valores estadísticos de referencia y construir las cuatro gráficas de control de variables, una para cada tono de rodamiento.

Se utilizó un segundo eje diferencial automotriz que se ha denominado espécimen B y cuyas condiciones mecánicas no eran buenas debido a una aspereza detectada al tacto al girar el rotor del yugo. Las pruebas realizadas con el espécimen B se asociaron a la etapa de control de SPC. El espécimen B también se sometió a las pruebas pertinentes pero ahora con el simple propósito de constatar los resultados dentro del esquema de las gráficas de control preestablecidas. Una vez obtenidos los resultados, se pudo proceder con la búsqueda de patrones no aleatorios que habrían de definir una causa atribuible a alguna falla.

La vibración de respuesta proveniente del espécimen A se utiliza para establecer un valor de línea central (LC) y un valor de límite superior de control (LSC) para cada tono de falla del rodamiento. El LSC se convierte en el umbral de energía normalizada. El valor de energía normalizada para la vibración generada por el rodamiento tenderá solo a aumentar. Por este motivo se usa solo un límite superior en contraste con el caso de una aplicación típica de SPC donde se calculan ambos límites.

En el caso de esta tesis, la variable del proceso se ha definido como la amplitud individual de la componente de frecuencia correspondiente a los tonos asociados a fallas para el rodamiento en estudio. Este valor de amplitud es extraído de cada uno de los espectros de frecuencia que resultan de un proceso de discriminación o filtrado desarrollado con el algoritmo EMD descrito antes. Los espectros de frecuencia obtienen a partir del procesamiento de las señales adquiridas ejecutando una serie de corridas experimentales. Las señales adquiridas corresponden a la vibración medida en el plano temporal que emiten los especímenes como respuesta al entrar en operación. De cada espectro se obtiene un juego de cuatro amplitudes individuales que corresponden a los cuatro tonos asociados a posibles fallas del rodamiento en estudio. Estos son como se mencionó en el capítulo 1:

- Tono de la pista externa que se puede originar por el contacto de los rodillos o bolas con la pista externa (f_o).
- Tono de la pista interna. Estos tonos son generados por el contacto de los rodillos o bolas con un punto irregular en la pista interna (f_i).
- Tono del tren de rodillos que se origina por el efecto de la rotación de la jaula con una imperfección (f_c).

- Tono del rodillo o bola que es el efecto del rodillo o bola con una imperfección rotando en su propio eje (f_b).

La identificación y extracción de los tonos asociados a fallas desde cada muestra de vibración obtenida, se desarrolla mediante la rutina de software del VI denominado Programa EMD. Cabe destacar en este punto, que para garantizar la normalidad del conjunto de valores de los tonos, en el programa EMD se agrega un paso posterior a la extracción de las amplitudes. Este paso que ya se explicó en la sección anterior, es la división de cada amplitud por la suma de las amplitudes para todo el rango de frecuencias que se incluyen en la ventana del espectro resultante, sin incluir el componente de frecuencia con índice cero conocido como el componente de corriente directa.

Una vez que las amplitudes de los tonos han sido normalizadas, se les puede asociar con las etapas de deterioro típicas de un rodamiento que se introdujeron también en el capítulo 1. De acuerdo a la teoría, el comportamiento normal de la vibración de un rodamiento prevalece por cerca del 90% de su vida útil y se registra un cambio gradual cuando su vida útil ha entrado en el período final que corresponde al último 10%. Esta característica es útil para definir por algoritmo, el momento exacto cuando el rodamiento o algunas de sus partes han ingresado a la segunda etapa de deterioro. El comportamiento aleatorio de la energía del rodamiento en términos de los tonos asociados a fallas al estar en operación, es entonces, una señal que denota que el rodamiento se encuentra en su etapa de vida temprana ya que no existe evidencia de un comportamiento atribuible a un fenómeno no aleatorio. Por el contrario, en el momento en que alguna de las amplitudes normalizadas de los tonos del rodamiento comienza a presentar algún patrón no aleatorio, es decir que se muestra estadísticamente inestable, podría representar el estado transitorio del rodamiento hacia la segunda etapa de deterioro por lo que será una buena idea reparar o reemplazar el rodamiento en ese hipotético momento.

Mediante el esquema de SPC se utilizan gráficas de control X (para variables) para monitorear el comportamiento estadístico de las amplitudes de los tonos de falla del rodamiento. SPC se desarrolla en dos fases. La primera fase se ha referido como la “fase de aprendizaje” ya que todas las muestras provienen del espécimen A cuyas condiciones mecánicas son ideales. Esta primera fase se ejecuta mediante otro VI denominado

Programa de Aprendizaje SPC. Este VI recoge los registros que guardó el Programa EMD para cada tono de falla del rodamiento y organiza el análisis de acuerdo a los principios de la fase de SPC.

La etapa de aprendizaje se desarrolla mediante el proceso descrito a continuación:

- i. *Adquisición de la muestra y cálculo del valor nominal.* En este paso el espécimen A se somete a prueba para extraer los datos correspondientes a 180 muestras (y_i) de aceleración para cada tono de defecto de rodamiento. La adquisición de los datos se desarrolla mediante el equipo de instrumentación que se describió en este capítulo. A partir de los datos arrojados por la muestra se procede a calcular el valor nominal que se convertirá en la Línea Central (LC) de la gráfica de control correspondiente. Este cálculo se obtiene por la media global de los datos. Referirse a la ecuación (4.4).

$$LC = \frac{\sum_{i=1}^{180} y_i}{180} \quad (4.4)$$

- ii. *Creación de Sub-conjuntos.* Del conjunto original de los datos (y_i), se construye otro subconjunto mediante la reagrupación ordenada usando un promedio móvil para grupos consecutivos de datos de tamaño seis como se plantea en la ecuación (4.5). El objetivo principal de este paso es asegurar la normalización de la serie.

$$\bar{y}_j = \frac{\sum_{i=(6j)-5}^{i+5} y_i}{6} \quad (4.5)$$

Los promedios móviles (y_j) se despliegan en la gráfica de control como una serie de puntos cuyo consecutivo se denota por líneas que unen a cada punto con los puntos aledaños. El efecto que esta acción provoca es el de resaltar la variación y por consiguiente las causas de dicha variación.

- iii. *Calculo del umbral de energía.* Se calcula un “límite superior de control” usando un cálculo estadístico basado en tres desviaciones estándar (sigma). Referirse a la ecuación (4.6).

$$UCL = \bar{y} + 3\left(\frac{\bar{R}}{D_2}\right) \quad (4.6)$$

Donde $\bar{R}$ es el promedio de los rangos de los valores para cada subconjunto. D_2 es una constante tabulada que depende del tamaño del subconjunto (n). Para este caso en particular el valor de n es de 6 mientras que el valor de D_2 es 2.534. Una vez que el límite superior de control o umbral se obtiene, la serie de valores de subconjuntos ($\bar{y}_i$) se despliega en una gráfica de control. Se construye una gráfica de control para cada tono de defecto de rodamiento con el objetivo de comprobar que los datos provenientes del espécimen A se comportan de forma normal, es decir, no presentan variaciones relacionadas a causas no aleatorias. Una vez que esta comprobación se ha hecho se puede decir que en efecto la vibración de respuesta del espécimen A es válida para usarse como una referencia para el diagnóstico.

El desarrollo del VI o programa de aprendizaje SPC en la plataforma de LabView® da cumplimiento al proceso descrito arriba. La interfaz que se muestra como el Panel Frontal del VI en la Figura 4.18, inicia la corrida mediante el ingreso de dos datos de entrada, los cuales son: el nombre del archivo donde se encuentran los registros temporales de los tonos de falla del rodamiento que se procesaron anteriormente a través del Programa EMD y el segundo dato de entrada se refiere al tono de falla que se desea desplegar. Como ejemplo en la Figura 4.18 se muestra la gráfica de control resultante para el tono con la frecuencia 295.98 Hz. El código desarrollado para el programa de aprendizaje SPC, inicia con la apertura del archivo seleccionado por el investigador, después recoge todos los datos almacenados en el archivo que corresponden a la frecuencia del tono seleccionado y los organiza de forma secuencial de acuerdo al índice temporal que guarda cada registro. Al final aplica los cálculos estadísticos en conformidad con la teoría descrita en esta misma sección y despliega los datos organizados así como el umbral y la línea central en una gráfica de control.

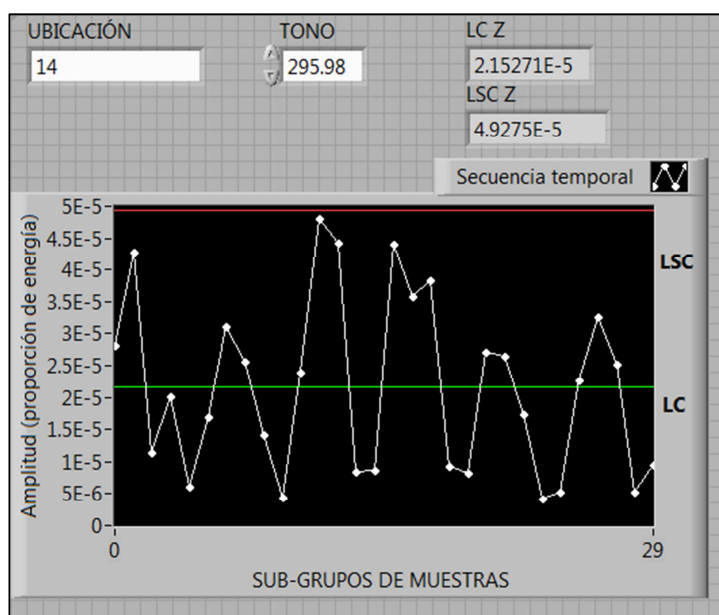


Figura 4.18. Panel frontal para el Programa de aprendizaje SPC; despliegue de valores almacenados en archivo para el tono correspondiente a la frecuencia 295.98Hz.

4.9 Monitoreo de patrones en búsqueda de defectos en rodamientos

La gráfica de control representa la variación de la energía normalizada y relativa a los tonos de defecto del rodamiento a lo largo del tiempo; la línea central calculada para cada tono es el valor nominal de su energía normalizada y el umbral o límite superior de control (LSC) es propuesto de tal forma que casi todos los puntos que corresponden a los subgrupos deben aparecer bajo el mismo, por lo tanto el uso de gráficas de control permite la búsqueda de evidencia de un patrón anormal de la característica de vibración que se mide como un síntoma de una causa asignable, por ejemplo la falla del rodamiento. En el desarrollo del método propuesto cuando se calcula por primera vez el LSC de una gráfica de control, la primera tarea es ejecutar una comprobación y validación de dicho LSC graficando los propios valores que dieron origen a tal LSC (umbral en este caso). Esta comprobación tiene como objetivo descartar un comportamiento no aleatorio de la energía de los tonos de defecto del rodamiento del espécimen de referencia (especimen A). En la etapa de control donde la línea central y el umbral ya han sido validados, estos son usados para enmarcar las nuevas corridas de datos provenientes del espécimen a prueba (especimen B). El desarrollo estadístico requerido para la etapa de control implica

desarrollar de nuevo y únicamente los pasos i e ii del procedimiento de la etapa de aprendizaje pero ahora sobre los datos de nuevas corridas experimentales de adquisición de datos provenientes desde el espécimen B. El objetivo de esta etapa es desplegar los puntos correspondientes a las amplitudes normalizadas de cada tono de falla y observar su variación en busca de algún patrón no-aleatorio que pudiera representar la presencia de fallas en el rodamiento.

El desarrollo del código para ejecutar la etapa de control SPC está en el VI denominado programa de control SPC. De forma muy similar al VI para la etapa de aprendizaje, el programa de control SPC mediante su panel frontal que se muestra en la Figura 4.19, inicia pidiendo los datos de entrada relacionados al folder de ubicación virtual donde se guardaron los datos desde el Programa EMD y la frecuencia del tono de falla que se desea monitorear. Este VI no calcula el umbral ni el valor de la línea central de la gráfica, estos datos son transportados desde los resultados de la etapa de aprendizaje. Como ejemplo el caso de la imagen presentada en la Figura 4.19 muestra el resultado de control correspondiente al tono con 295.98Hz, mismo que se había analizado en la etapa de aprendizaje. Estos resultados se comentarán ampliamente en el siguiente Capítulo.

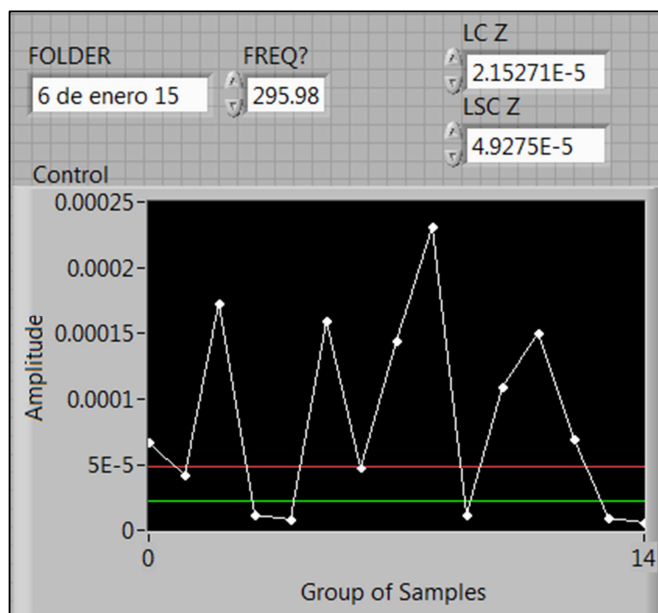


Figure 4.19. Panel frontal del Programa de Control SPC; monitoreo del tono correspondiente a la frecuencia 295.98 Hz.

Capítulo 5

Resultados

El procedimiento de investigación propuesto en este trabajo se estructuró de acuerdo a la secuencia para la metodología de diagnóstico de fallas que se presentó en el capítulo 1 (Figura 1.5). A partir del desarrollo de cada una de las etapas de esta secuencia, se registraron los resultados correspondientes que se presentarán a lo largo de este Capítulo.

5.1 Adquisición de los datos.

De conformidad con el procedimiento propuesto, la adquisición de la firma de vibraciones como el primer paso experimental arrojó como resultado una serie de archivos virtuales que guardarían los registros discretos del muestreo hecho por el controlador. La designación del nombre de estos archivos fue definida por la fecha en que fueron tomadas las muestras.

5.2 Análisis de resonancia.

El análisis de respuesta a impacto de la estructura del sistema se desarrolló a partir del despliegue temporal de la señal adquirida desde el espécimen A, así como el espectro de frecuencias correspondiente calculado por el equipo de instrumentación. Ambos despliegues se muestran en las Figuras 5.1 y 5.2. Aquí se puede observar que el rango de frecuencias resultantes comprende desde los 1250 Hz hasta los 2250 Hz. Esta banda ayudó a definir la configuración del filtro con perfil Butterworth de tipo pasa-bandas, que a su vez se utilizó para distinguir el componente IMF más significativo en términos de coincidencia con las frecuencias de resonancia.

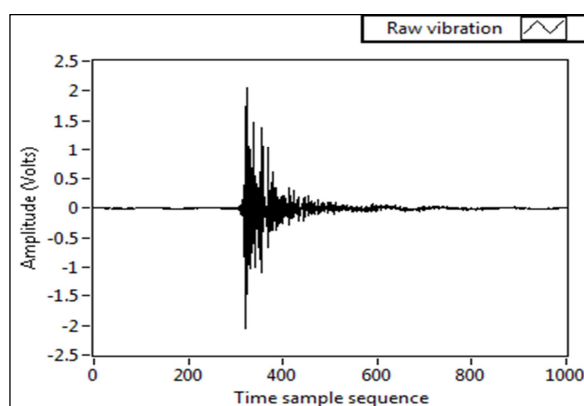


Figura 5.1. Respuesta temporal al impulso de impacto de la estructura vecinal del rodamiento.

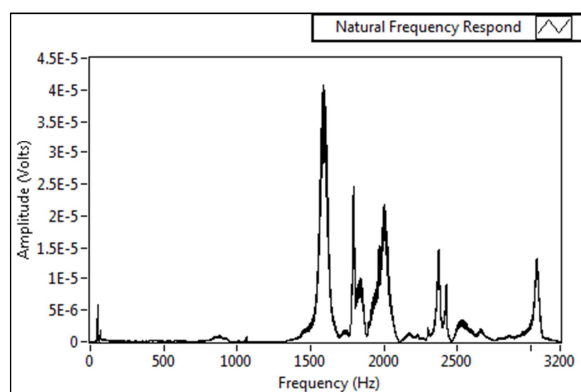


Figura 5.2. Frecuencia de la respuesta natural de la estructura vecinal del rodamiento.

5.3 Discriminación de señales.

Para llevar a cabo la discriminación de las señales se desarrolló el programa EMD del cual ya se había hecho referencia anteriormente. Este VI almacenó de forma automática los resultados en archivos estandarizados localizados en la carpeta original de los datos, así mismo estos archivos fueron catalogados por el número de muestra. La Figura 5.3 presenta el despliegue y la jerarquía de los archivos almacenados. Un ejemplo de pantalla correspondiente al panel frontal del Programa EMD se presenta también en la Figura 5.4.

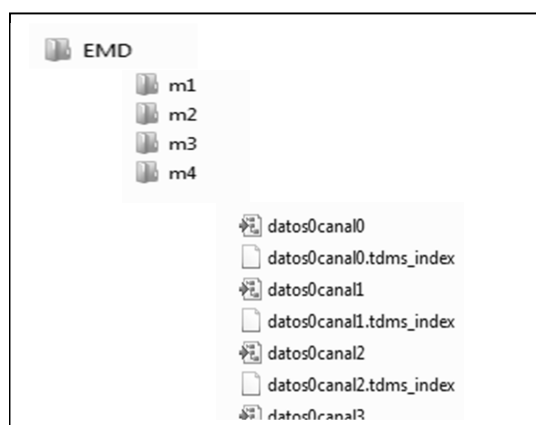


Figura 5.3. Formato de almacenamiento automático del programa EMD.

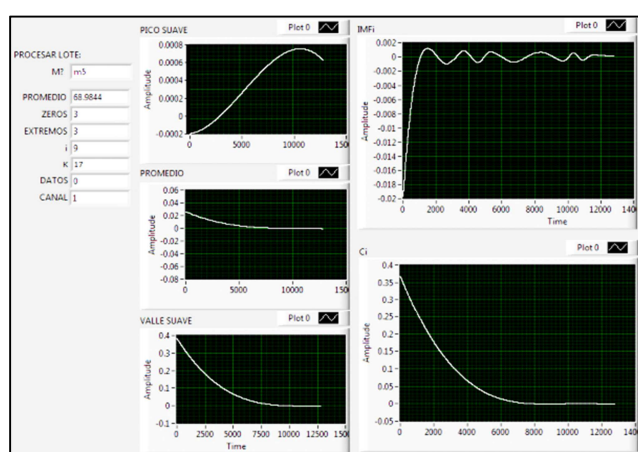


Figura 5.4. Panel frontal del Programa EMD: búsqueda de tonos.

5.4 Modelos de resultados

La información que se presenta en esta sección será utilizada para determinar la base de diagnóstico que constituye la posible solución al problema planteado desde el inicio en esta tesis, de esta forma estos datos se utilizarán para concluir con el ensamble final de la metodología propuesta.

En la Tabla 5.1 se presenta el valor real alcanzado de la velocidad rotacional para la prueba, así mismo se utilizó la geometría del rodamiento exterior del rotor del yugo del eje diferencial en cuestión (referida en Tabla 1.4) para calcular el conjunto de los tonos de falla para los cuatro componentes del rodamiento. Los tonos de defecto calculados se convertirán en valor objetivo en la búsqueda de la evidencia para el diagnóstico que se

desarrolla mediante los programas de aprendizaje y control de SPC. La Figura 5.5 presenta como ejemplo la pantalla del panel frontal del VI de aprendizaje, justamente en el proceso de búsqueda de una frecuencia en específico.

Tabla 5.1 Frecuencias de los tonos asociados a falla del rodamiento.

Descripción	Símbolo	Frecuencia (Hz)
Velocidad rotacional del rotor del yugo (entrada)	f_r	28.5241
Cálculo del tono de falla para la pista interna	f_i	295.98
Cálculo del tono de falla para la pista externa	f_o	217.45
Cálculo del tono de falla para los rodillos del rodamiento	f_b	85.56
Cálculo del tono de falla para la jaula del rodamiento	f_c	12.08

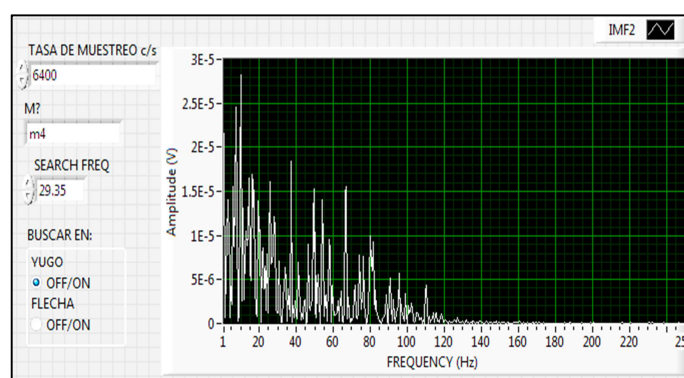


Figura 5.5. Panel frontal del Programa de aprendizaje SPC: búsqueda de tonos de falla.

Después de terminar la etapa de aprendizaje SPC, se obtiene un conjunto de valores correspondientes al umbral y a la línea central. Este conjunto de valores se muestra en la Tabla 5.2. Posteriormente en las Figuras que comprenden desde la 5.6 hasta la 5.13, se muestran las gráficas de control resultantes a partir de la aplicación del método propuesto. La escala vertical de las gráficas de control corresponde a la magnitud de los promedios de los sub-conjuntos de valores de la energía relativa normalizada para cada tono de falla. La escala horizontal es una línea de tiempo que determina el orden de aparición de los sub-conjuntos correspondientes a las magnitudes de los tonos. Cada punto de la secuencia que se conecta por líneas, representa un sub-conjunto o sub-grupo de valores normalizados para cada tono correspondiente en el orden cronológico de adquisición. De tal forma que estas secuencias deberán comportarse mostrando patrones aleatorios como se indica en la teoría del SPC. Las gráficas se muestran en orden para el espécimen A y posteriormente para el espécimen B de forma alternada para los cuatro tonos de falla correspondientes al rodamiento en estudio. Para cada tono asociado a falla en particular, la escala vertical ha sido ajustada para ser la misma en ambos casos de análisis sea el espécimen A o el espécimen B. Esto último se realiza con el fin de definir un marco comparativo efectivo para la prueba.

Tabla 5.2 Valores calculados para los límites superior de control y línea central de energía normalizada (A.U).

Tono	Límite superior de control - Umbral	Valor nominal – Línea central
f_i	0.000049275	2.15271E-5
f_o	0.0000928553	4.35028E-5
f_b	0.00181992	0.000878362
f_c	0.00561956	0.0027716

La evidencia desarrollada en las pruebas condujo a un análisis individual de los cuatro tonos de falla, el cual se discute a continuación:

A. Tono asociado a falla de la pista interna (f_i).

La Figura 5.6 presenta la gráfica de control para el tono de falla de la pista interna. Esta gráfica se construyó a partir del análisis de la vibración en el espécimen A aplicando la metodología propuesta. La serie temporal correspondiente a la relación de magnitudes que se utilizó para calcular el valor nominal y el umbral se despliega en la gráfica en sí. Esta secuencia demuestra que no existe evidencia de magnitudes con comportamientos no-aleatorios.

La Figura 5.7 presenta el monitoreo de las magnitudes correspondientes al tono de falla de la pista interna adquirido a partir del espécimen B y usando los parámetros de la gráfica de control previamente establecidos. En esta gráfica de control pueden observarse un total de ocho (8) puntos que exceden el umbral de energía normalizada, lo cual apunta a que para el espécimen B, la relación de magnitudes incrementó al menos para el tono en cuestión. Por lo tanto en este punto es posible diagnosticar que la pista interna del rodamiento exterior del rotor del yugo del espécimen B tiene una falla.

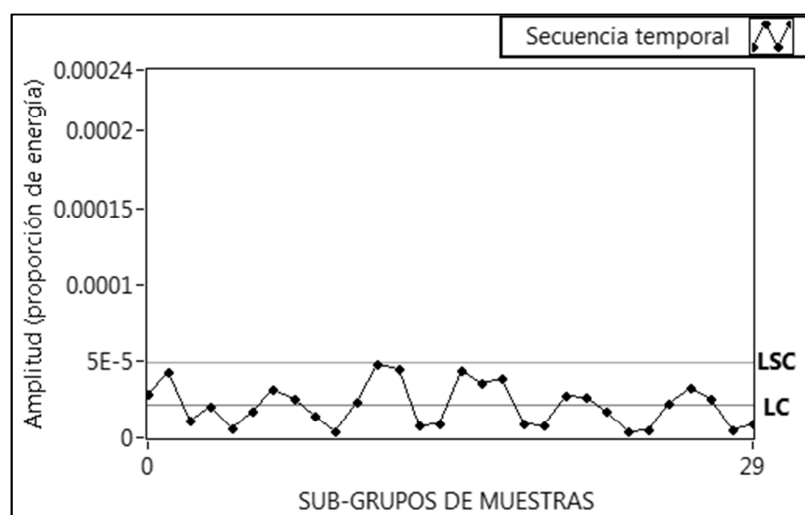


Figura 5.6. Gráfica de control para el tono de la pista interna del rodamiento del espécimen A.

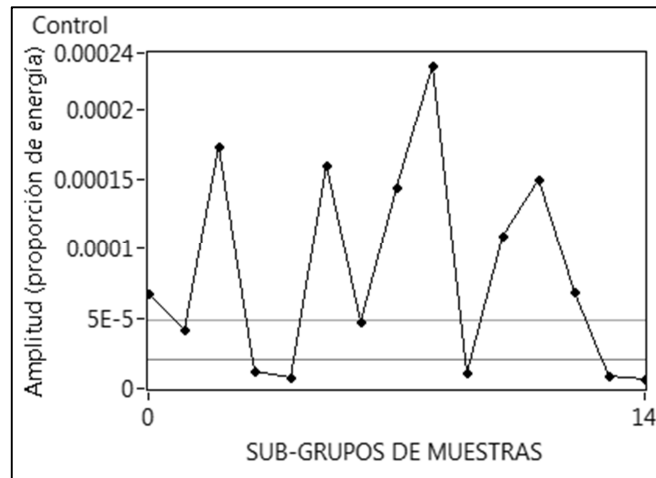


Figura 5.7. Gráfica de control para el tono de pista interna del rodamiento del espécimen B.

B. Tono de falla para la pista externa (f_o).

La situación para el tono de falla de la pista externa es similar al caso del tono asociado a la pista interna descrito anteriormente. La gráfica presentada en la Figura 5.8, fue establecida con los datos de la etapa de aprendizaje obtenidos del espécimen A, así como las magnitudes del propio espécimen. La Figura 5.9 corresponde al monitoreo del espécimen B para el mismo parámetro. De tal forma que en lo que respecta a la pista externa, un total de ocho (8) puntos se observan excediendo el umbral de energía. Lo anterior significa que existe una “causa especial” asociada a falla en la pista externa del mencionado rodamiento.

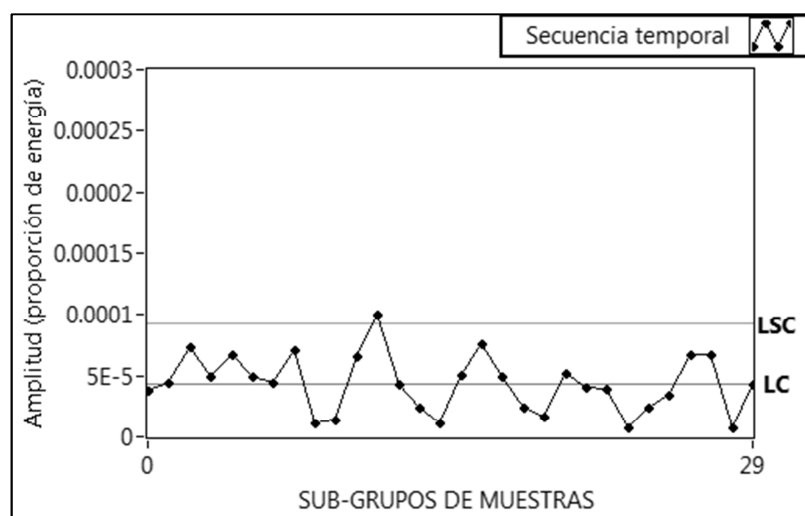


Figura 5.8. Gráfica de control para el tono de la pista externa del rodamiento del espécimen A.

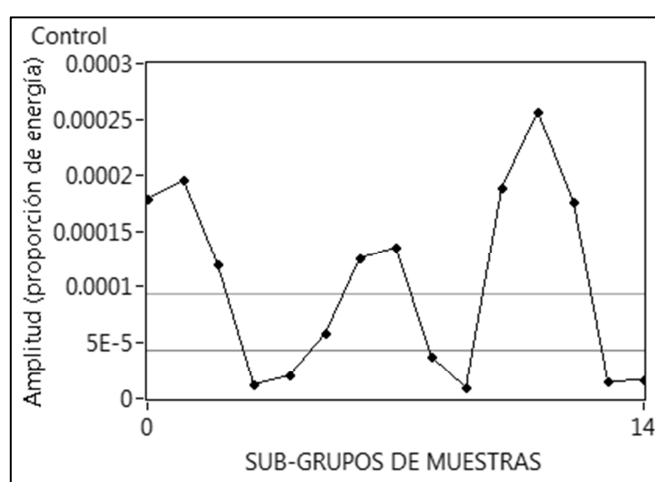


Figura 5.9. Gráfica de control para el tono de pista externa del rodamiento del espécimen B.

C. Tono de falla de rodillos (f_b).

La Figura 5.10 presenta la gráfica de control para el tono de falla de los rodillos. La secuencia temporal que provino del espécimen A durante la etapa de aprendizaje exhibe el quinto punto por fuera del límite de control. Esta situación advierte sobre la posibilidad de haber incurrido en un error estadístico tipo II, según se refiere en la teoría. Cabe mencionar que no ocurrieron otros casos similares durante pruebas anteriores o pruebas subsecuentes, aunque estas no se muestran en estos resultados. La Figura 5.11 muestra el monitoreo

llevado a cabo en el espécimen B en la búsqueda del tono de falla de los rodillos. En esta gráfica se observa un comportamiento no-aleatorio debido a que aunque la serie temporal de las magnitudes no excedió el umbral, todos los puntos aparecen por debajo del valor de la línea central. Este comportamiento apunta a un desplazamiento de fase relacionado al fenómeno de tono de falla.

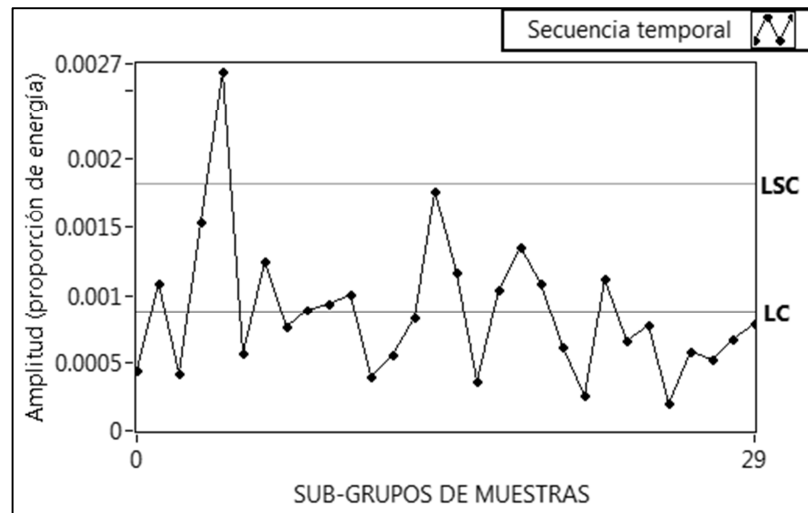


Figura 5.10. Gráfica de control para el tono de los rodillos del rodamiento del espécimen A.

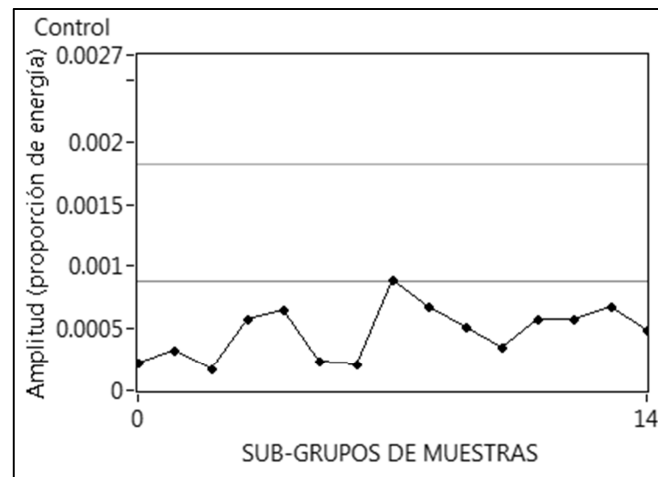


Figura 5.11. Gráfica de control para el tono de los rodillos del rodamiento del espécimen B.

D. Tono de falla de la jaula (f_c).

En la búsqueda del tono de falla de la jaula, la Figura 5.12 muestra la gráfica de control y la secuencia temporal perteneciente al espécimen A para efectos de validación. La Figura 5.13 presenta el monitoreo del espécimen B para el mismo tono. Es claro por medio de observación de la variación que no existe evidencia de causas especiales que pudieran significar alguna falla en la jaula del rodamiento.

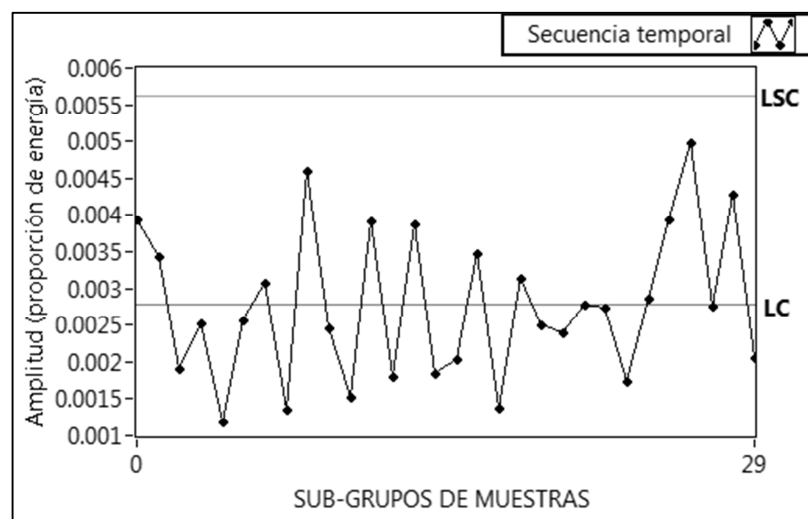


Figura 5.12. Gráfica de control para el tono de la jaula del rodamiento del espécimen A.

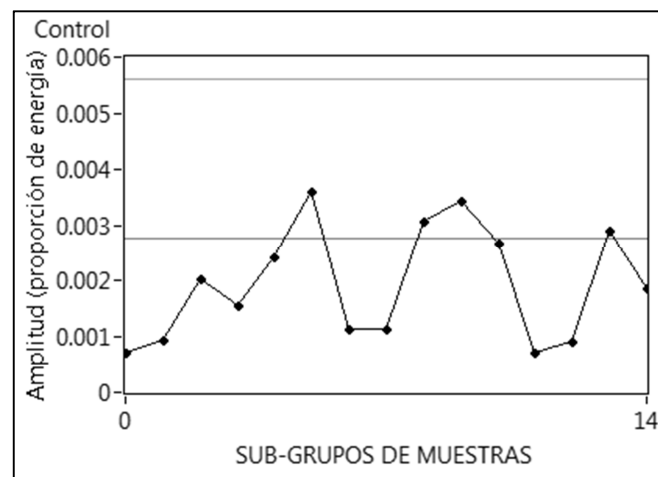


Figura 5.13. Gráfica de control para el tono de la jaula del rodamiento del espécimen B.

Una vez que los resultados del sistema de instrumentación fueron obtenidos, el rodamiento del espécimen B en estudio fue examinado físicamente para verificar los resultados. Lo que se encontró fue relevante. La Figura 5.14 muestra una imagen de la pista externa. En ella se observa una fractura completamente visible. En el ensamble presentado en la Figura 5.15, puede observarse la jaula del rodamiento, la cual está en perfectas condiciones. El caso de los rodillos cuya imagen se muestra también en la Figura 5.15 exhibe fracturas en algunos de ellos. Para llegar a la pista interna hubo que remover la jaula y como se muestra en la Figura 5.16, la pista interna mostró serios daños debido quizás al prolongado contacto con los rodillos en mal estado. Por lo anterior no se pudo determinar algún tipo de daño original al menos para el caso de la pista interna.

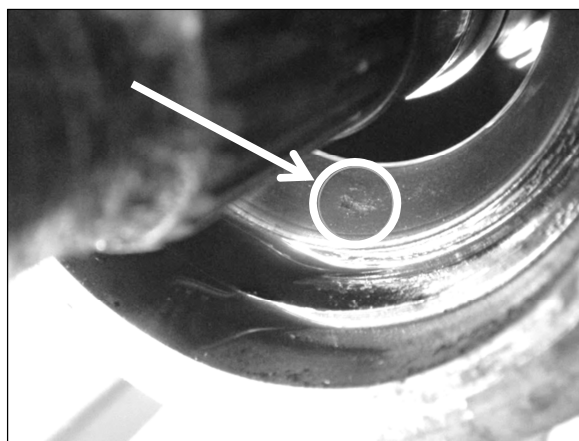


Figura 5.14. Fractura en la pista externa del rodamiento del espécimen B.



Figura 5.15. Condición real de los componentes de la jaula y los rodillos del rodamiento del espécimen B.



Figura 5.16. Condición de falla real de la pista interna del rodamiento del espécimen B.

Capítulo 6

Conclusiones

6.1 Conclusiones

En esta tesis se desarrolló un método cuya función es diagnosticar y determinar las fallas incipientes en uno de los rodamientos de un eje diferencial automotriz usado en vehículos de pasajeros. Esta función constituye una aportación relevante en virtud de la complejidad de la solución que en sí representa. La operación del sistema se basó principalmente en una plataforma de instrumentación y un banco de pruebas, donde un par de especímenes del mecanismo estudiado se sometieron uno a la vez a una prueba para demostrar la influencia del fenómeno propiciado por el golpeteo que se genera por las fallas en las superficies de contacto del rodamiento en cuestión. El método mostró la capacidad del sistema de instrumentación para inferir sobre la condición mecánica del rodamiento en estudio. Específicamente los resultados de las corridas experimentales permitieron determinar que el espécimen B tiene un rodamiento exterior del rotor del yugo en malas condiciones. Este rodamiento fue removido e inspeccionado, encontrando así la condición de falla por desgaste que probó la validez del método propuesto.

A partir de los resultados obtenidos se ha logrado la implementación del método de la envolvente complementado con la técnica de la Descomposición Empírica de Modos para separar la banda de altas frecuencias así como el diseño de un método dinámico para la selección de la función modal intrínseca (IMF) que contiene la información más pertinente para desarrollar una base de diagnóstico. Se utilizó la técnica del Control Estadístico de Procesos y mediante la construcción de gráficas de control para variables se dio seguimiento a las amplitudes de los tonos característicos de falla de un rodamiento mecánico bajo el supuesto que estos tonos característicos de falla son independientes entre sí.

Mediante el enfoque de las cuatro etapas de proceso de degradación de los rodamientos, usado en esta tesis como referencia para desarrollar el método de diagnosis, se logró el monitoreo de la función envolvente del segmento de alta frecuencia de la firma de

vibraciones de un rodamiento específico. También se logró un punto de apoyo para encontrar las características que determinan la evidencia de fallas insipientes en las partes del rodamiento estudiado.

6.2 Limitaciones

El diseño del trabajo experimental de esta tesis está enfocado solamente al diagnóstico de un rodamiento y aunque ésta condición puede ser una limitante, también representa una ventaja debido a la posibilidad de implementar todas las técnicas propuestas a otras aplicaciones mecánicas que incluyan este tipo de elementos. Otra limitante que se ha identificado durante el desarrollo de esta tesis es la naturaleza del equipo de instrumentación que si bien se logró un ensamble de elementos de capacidad considerable, su enfoque es general y el costo de la implementación es elevado.

6.3 Publicaciones durante el trabajo de tesis

Durante el desarrollo de esta tesis se publicaron al menos cuatro trabajos investigativos que reflejaron la producción académica. Como un primer acercamiento del sistema de análisis de vibraciones se desarrolló un estudio de vibraciones en un vehículo de pasajeros para determinar la capacidad de “escuchar al motor” durante la conducción del automóvil. Este trabajo se presentó con el nombre de “Vibration Frequency Peak Detection and Sorting Technique for Passenger Vehicles” en el congreso denominado “2013 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC)”. Se participó también en el siguiente año en el mismo congreso con el trabajo denominado “Test Point Optimization Process for a Real-Time Vibration Monitoring System on a Differential Axle Fixed Rig” donde se establecieron algunos parámetros para las mediciones en el espécimen de prueba referido en esta tesis. Se participó también en trabajos de instrumentación para medir la vibración en un perfil de ala de avión desarrollado mediante una variante de la propuesta hecha en este trabajo. Se sometió otro trabajo para publicación a la revista Dyna el cual se encuentra en proceso de revisión.

6.4 Trabajos futuros

- Diagnóstico de baleros
- Diagnóstico de otras máquinas
- Uso de equipo de uso dedicado de bajo costo
- Análisis de vibraciones

BIBLIOGRAFÍA

- [1] N. E. Huang, Z. Shen, S. R. Long, M. C. Wu, H. H. Shih, Q. Zheng, N. C. Yen, C. C. Tung, and H. H. Liu. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. *Proc. R. Soc. Lond. A, Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 454, no. 1971, pp. 903–995, Mar. 1998.
- [2] T. Wang, “Bearing life prediction based on vibration signals: a case study and lessons learned”, *IEEE Conference on Prognostics and Health Management (PHM)*, pp. 1-7, June. 2012.
- [3] Bureau of Indian Standards, IS/ISO 13373-1 (2002): Condition Monitoring and Diagnostics of Machines – Vibration Condition Monitoring, Part 1: General Procedures [MED 28: Mechanical Vibration and Shock], New Delhi, pp. 51, 2011.
- [4] Ben-Ari, J., deBotton, G., Itzhaki, R., and Sher, E. Fault Detection in Internal Combustion Engines by the Vibrations Analysis Method. SAE Technical Paper 1999-01-1223. 1999. doi:10.4271/1999-01-1223.
- [5] Shao, Y., Liang, J., Gu, F., Chen, Z., & Ball, A. Fault prognosis and diagnosis of an automotive rear axle gear using a RBF-BP neural network. *Journal of Physics: Conference Series*. Vol. 305. No. 1. IOP Publishing, 2011.
- [6] Ferreira C., Ventura P., Morais R., Valente A., Neves C., Reis M.C. Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehicle normal operation. *Sensors and Actuators A: Physical*. Volume 156, Issue 1. pp 237–244. November 2009.
- [7] Bohlin M., Forsgren M., Holst A., Levin B., Aronsson M., Steinert R. Reducing vehicle maintenance using condition monitoring and dynamic planning. Swedish Institute of computer science (SICS), International Conference on Railway Condition Monitoring 4th IET. 2008
- [8] J. Hermouche, C. Delpha, D. Diallo, “A global approach to the classification of bearing faults conditions using spectral features”, *IEEE 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, IECON 2013*, pp. 7352-7357, November 2013.
- [9] Jun Seok Lee; Sunghoon Choi; Sang-Soo Kim; Choonsoo Park; Young Guk Kim, "A Mixed Filtering Approach for Track Condition Monitoring Using Accelerometers on

- the Axle Box and Bogie," *Instrumentation and Measurement*, IEEE Transactions on , vol.61, no.3, pp.749,758, March 2012.
- [10] M. Santacruz, M. Felix, J. Ocampo, and G. Luna, "Vibration Frequency Peak Detection and Sorting Technique for Passenger Vehicles", *IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC)*, U.S.A., pp. 1353-1357, May 2013.
- [11] Thomson, William T. *Teoria de Vibraciones Aplicaciones*. Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A. 2da Edición. Naucalpan de Juárez. pp 491. 1982.
- [12] Jinshan Lin; Qian Chen, "Application of the EEMD method to multiple faults diagnosis of gearbox," *Advanced Computer Control (ICACC)*, 2010 2nd International Conference on , vol.2, no., pp.395,399, 27-29 March 2010.
- [13] D.C. Montgomery, "Methods and philosophy of statistical process control" in *Introduction to Statistical Quality Control*, 6th ed. New York, J. Wiley & Sons Inc., 2009.
- [14] *Statistical Quality Control Handbook*, 2nd ed., Western Electric Co. Inc., Easton, Pa., Mack Print. Co., 1958, pp. 23–25.
- [15] M. Santacruz, M. Félix, D. Rosas, J. Ocampo, and G. Luna, "Test Point Optimization Process for a Real-Time Vibration Monitoring System on a Differential Axle Fixed Rig", in *Proc. IEEE I2MTC, 2014*, pp. 1334-1338
- [16] Filip, M.; Rosca, I.C.; Helerea, E., "Modal test of an electrical machine rotor," *Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM)*, 2010 12th International Conference on , vol., no., pp.526,531, 20-22 May 2010
- [17] Yuan Yu; Li Congming; Wang Tingyu; Zhao Xing, "Design of empirical mode decomposition and HHT system based on LabVIEW," *Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT)*, 2011 International Conference on , vol.5, no., pp.2683,2686, 12-14 Aug. 2011.
- [18] Luis Miguel Contreras-Medina, Rene de Jesus Romero-Troncoso, Eduardo Cabal-Yepez, Jose de Jesus Rangel-Magdaleno, and Jesus Roberto Millan-Almaraz, "FPGA-Based Multiple-Channel Vibration Analyzer for Industrial Applications in Induction Motor Failure Detection", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, U.S.A., vol. 59, pp. 63-72, January 2010.

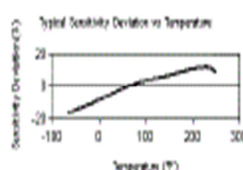
- [19] Wen-Chang Tsao; Yi-Fan Li; Min-Chun Pan, "Resonant-frequency band choice for bearing fault diagnosis based on EMD and envelope analysis", Intelligent Control and Automation (WCICA), 2010 8th World Congress on , vol., no., pp.1289,1294, 7-9 July 2010.
- [20] Quiroga, Jabid E., Gerson Trujillo, and Sergio Quintero. "Estudio de fallas incipientes en rodamientos usando la técnica de la envolvente y cepstrum." *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería* 20.3 (2012): 350-359.
- [21] Shyamal K. De, Michael Baron, "Sequential tests controlling generalized familywise error rates," *Statistical Methodology*, Volume 23, March 2015, Pages 88-102, ISSN 1572-3127
- [22] Shao-jun Han, Xiong Li, and Kang Liu. "Based on ADAMS of the analysis of vibration and noise testing of micro-vehicle rear axle", *Electric Information and Control Engineering (ICEICE)*, 2011 International Conference on. IEEE, 2011.
- [23] Guo, N., Shi, W., Wu, G., Liu, W., & Hao, C., "Experimental investigation of vibration and transmitted power for vehicle rear axle noise research." *Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT)*, 2011 International Conference on. Vol. 4. IEEE, 2011.
- [24] Yu Xianzhong; Chen Xuedong; Huang Pinghui; Jie Gang, "Research on Fatigue Life of the Automobile Differential Case," *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA)*, 2010 International Conference on , vol.3, no., pp.74,78, 13-14 March 2010.
- [25] Sneed, W.H.; Smith, R.L., "On-board real-time railroad bearing defect detection and monitoring," *Railroad Conference*, 1998. *Proceedings of the 1998 ASME/IEEE Joint* , vol., no., pp.149,153, 15-16 Apr 1998.
- [26] Kadik, A.; Wang, W., "A smart monitor for measurement and fault detection," *IECON 2012 - 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society* , vol., no., pp.3848,3853, 25-28 Oct. 2012.
- [27] Peng Li; Qingbo He; Fanrang Kong, "A new method of feature extraction for gearbox vibration signals," *Image and Signal Processing (CISP)*, 2010 3rd International Congress on , vol.8, no., pp.3980,3984, 16-18 Oct. 2010.

- [28] Tao Lin; Yongxing Xie; Jing Tang, "Design of compactRIO-based acquisition system," 2010 International Conference on Environmental Science and Information Application Technology (ESIAT), pp.678,681, 17-18 July 2010.
- [29] Das, A.D.; Mahapatra, K.K., "Real-Time Implementation of Fast Fourier Transform (FFT) and Finding the Power Spectrum Using LabVIEW and CompactRIO," Communication Systems and Network Technologies (CSNT), 2013 International Conference on , vol., no., pp.169,173, 6-8 April 2013.
- [30] Xiaoping Chen; Chunfang Yin; Weixing He, "Feature extraction of gearbox vibration signals based on EEMD and sample entropy," Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD), 2013 10th International Conference on , vol., no., pp.811,815, 23-25 July 2013.
- [31] Kizhner, S.; Huang, N.E.; Blank, K.; Conwell, E., "On the Hilbert-Huang transform data processing system development," Aerospace Conference, 2004. Proceedings. 2004 IEEE , vol.3, no., pp.,1979 Vol.3, 6-13 March 2004.

APÉNDICES

APÉNDICE I. HOJA DE DATOS DE ACELERÓMETRO.

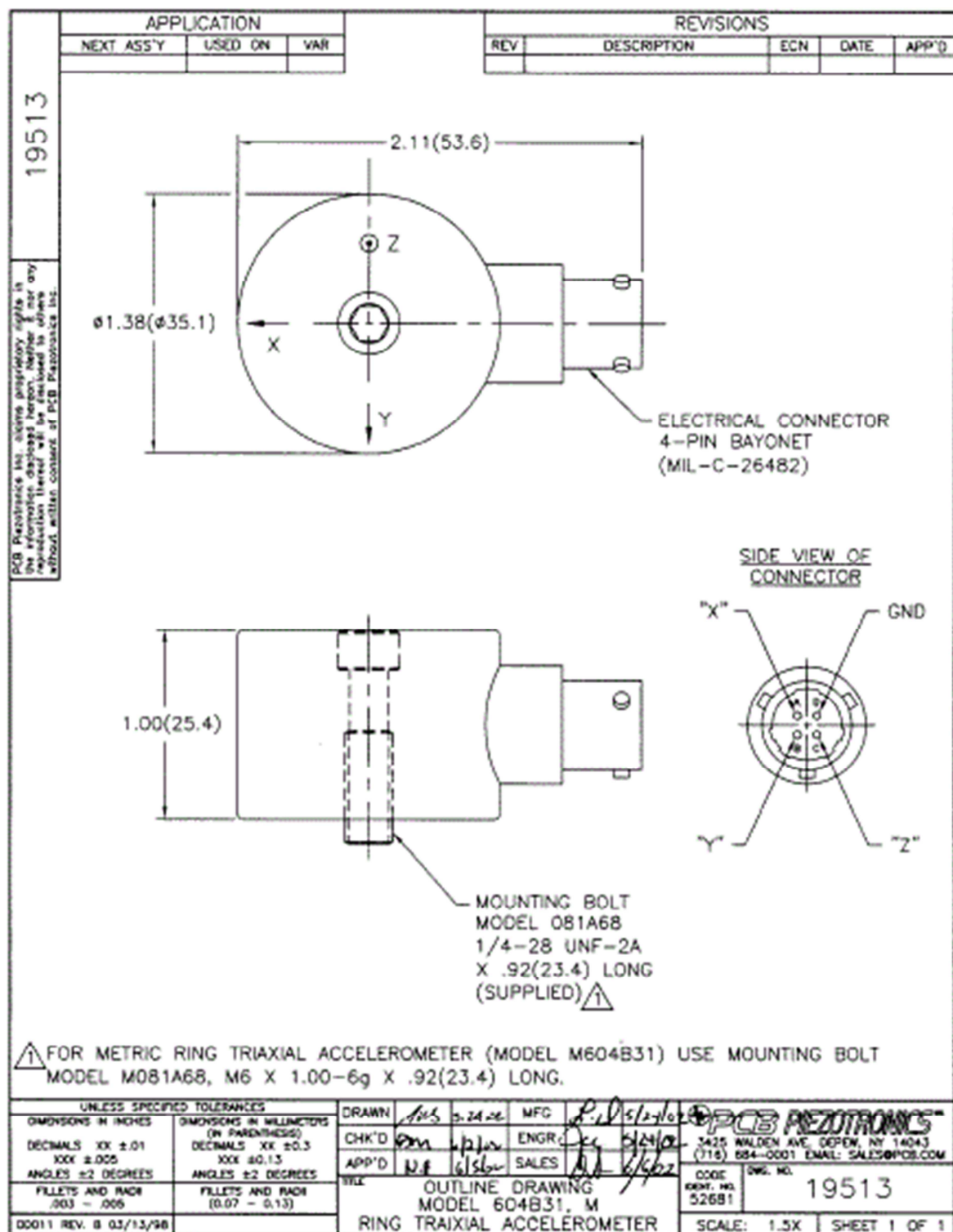
Model Number 604B31	LOW-COST TRIAXIAL INDUSTRIAL ICP® ACCELEROMETER		Revision A ECN # 27957
Performance	ENGLISH	SI	Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option may be used.) CS - Canadian Standards Association Approved Intrinsically Safe [7] M - Metric Mount Supplied Accessory: Model M081A68 Captive mounting bolt, 1/4-28 x 0.875" long (for Series 604, 605, and 606 accelerometers) Notes [1] Typical. [2] Conversion Factor 1g = 9.81 m/s². [3] The high frequency tolerance is accurate within ±10% of the specified frequency. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] 1/4-28 has no equivalent in S.I. units. [6] See PCB Declaration of Conformance P6023 for details. [7] Division 1; Class I; Group C & D; Temperature Code T4 Supplied Accessories 081A68 Captive mounting bolt 1/4-28 x .90" (1)
Sensitivity (±20 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s²)	
Measurement Range	±50 g	±490 m/s²	
Frequency Range (±3 dB)	30 to 300000 cpm	0.5 to 5000 Hz	
Resonant Frequency	600 kcpm	10 kHz	
Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)	350 µg	3434 µm/s²	
Non-Linearity	±1 %	±1 %	
Transverse Sensitivity	≤5 %	≤5 %	
Environmental			
Overload Limit (Shock)	5000 g pk	49050 m/s² pk	
Temperature Range	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	
Enclosure Rating	IP68	IP68	
Electrical			[1] Typical. [2] Conversion Factor 1g = 9.81 m/s². [3] The high frequency tolerance is accurate within ±10% of the specified frequency. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] 1/4-28 has no equivalent in S.I. units. [6] See PCB Declaration of Conformance P6023 for details. [7] Division 1; Class I; Group C & D; Temperature Code T4 Supplied Accessories 081A68 Captive mounting bolt 1/4-28 x .90" (1)
Settling Time (within 1% of bias)	≤2.0 sec	≤2.0 sec	
Discharge Time Constant	≥0.3 sec	≥0.3 sec	
Excitation Voltage	18 to 28 VDC	18 to 28 VDC	
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	
Output Impedance	<150 Ohm	<150 Ohm	
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	
Spectral Noise (10 Hz)	8 µg/√Hz	78.5 (µm/s²)/√Hz	
Spectral Noise (100 Hz)	5 µg/√Hz	49.1 (µm/s²)/√Hz	
Spectral Noise (1 kHz)	4 µg/√Hz	39.2 (µm/s²)/√Hz	
Electrical Isolation (Case)	>10⁹ Ohm	>10⁹ Ohm	
Physical			[1] Typical. [2] Conversion Factor 1g = 9.81 m/s². [3] The high frequency tolerance is accurate within ±10% of the specified frequency. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] 1/4-28 has no equivalent in S.I. units. [6] See PCB Declaration of Conformance P6023 for details. [7] Division 1; Class I; Group C & D; Temperature Code T4 Supplied Accessories 081A68 Captive mounting bolt 1/4-28 x .90" (1)
Size (Diameter x Height)	1.38 in x 1.00 in	35.1 mm x 25.4 mm	
Weight	4.4 oz	124 gm	
Mounting	Through Hole	Through Hole	
Mounting Thread	1/4-28 Male	Not Applicable	
Mounting Torque	2 to 5 ft-lb	2.7 to 6.8 Nm	
Sensing Element	Ceramic	Ceramic	
Sensing Geometry	Shear	Shear	
Housing Material	Stainless Steel	Stainless Steel	
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic	
Electrical Connector	4-Pin MIL-C-26482	4-Pin MIL-C-26482	
Electrical Connection Position	Side	Side	
Electrical Connections (Pin A)	X axis	X axis	
Electrical Connections (Pin B)	Y axis	Y axis	
Electrical Connections (Pin C)	Z axis	Z axis	
Electrical Connections (Pin D)	Ground	Ground	



Entered: LLH	Engineer: JEC	Sales: NJF	Approved: LLH	Spec Number:
Date: 01/11/2008	Date: 01/11/2008	Date: 01/11/2008	Date: 01/14/2008	21814



3425 Walden Avenue
Depew, NY 14043
UNITED STATES
Phone: 716-884-0003
Fax: 716-884-3823
E-mail: imi@pcb.com
Web site: www.imi-sensors.com



APÉNDICE II. TABLA DE VALORES PARA EL ESTADÍSTICO DE PRUEBA D_2 .

n	D_2
2	1.128
3	1.693
4	2.059
5	2.326
6	2.534
7	2.704
8	2.847
9	2.970
10	3.078