

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

“DIAGNÓSTICO DE FALLOS EN LA COMBUSTIÓN PARA
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS DIESEL
POR ANÁLISIS DE VIBRACIONES”

Tesis previa a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico
Automotriz.

Autores:

Criollo Jadan Olger Rodrigo

Matute Bravo Héctor Marcelo

Director:

Ing. Cristian Garcia M.Sc

Cuenca, Marzo 2014

Este trabajo está dedicado a mi familia que han sido pilar fundamental para poder concluir esta meta tan anhelada.

A todos ellos Dios los bendiga.

Olger

A mi familia por todo su apoyo y comprensión.

Héctor

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios por brindarme las fuerzas necesarias para cumplir las metas propuestas durante este largo camino universitario, a todas las personas que estuvieron a mi lado en los momentos más difíciles, a mis hermanos que fueron mi fuerza para seguir y en especial a mi compañero Héctor por todo lo aprendido a lo largo de esta investigación.

Olger

AGRADECIMIENTOS

A mis padres y hermanos por su apoyo constante e incondicional.

Al Ing. Cristian Garcia M.Sc, por la orientación, el incentivo y la confianza en mi trabajo.

Al Ing. Diego Rivera, por sus sugerencias, comentarios y sobre todo por su amistad.

Al Ing. Juan Valverde, por su constante apoyo en el desarrollo de esta investigación.

A la mujer que inspiro cada momento y fue el aliciente para continuar.

A los amigos y compañeros de Laboratorio, así como al personal encargado del mismo.

Héctor

DECLARATORIA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecida en la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana. En tal virtud los fundamentos técnicos - científicos y los resultados son exclusiva responsabilidad de los autores.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional Vigentes.



Criollo Jadan Olger Rodrigo



Matute Bravo Héctor Marcelo

CERTIFICADO

Que el presente proyecto de tesis "*Diagnóstico de fallos en la combustión para motores de combustión interna alternativos diesel por análisis de vibraciones*", realizado por los estudiantes: *Criollo Jadan Olger Rodrigo, Matute Bravo Héctor Marcelo*, fue dirigido por mi persona.

A handwritten signature in blue ink, consisting of several large, overlapping loops and a horizontal line across the middle, positioned above a horizontal line.

Ing. Cristian Garcia M.Sc

RESUMEN

En este trabajo se presenta la descripción del diagnóstico de fallos en la combustión en motores de encendido por compresión, a través del análisis de las imágenes espectrales cuando el motor está en condiciones de funcionamiento óptimas y cuando al mismo se le ha simulado fallos característicos en el proceso de combustión.

Inicialmente se describe el funcionamiento de un motor de encendido por compresión y se detiene en analizar el proceso de combustión característico en motores diésel, luego se analizan las características predominantes del motor CRDI (common rail direct injection) a usar para la experimentación, a partir de mencionada revisión se procede a examinar la bibliografía y trabajos desarrollados mediante la técnica de mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones así como también toda la teoría relacionada a las vibraciones mecánicas.

Después se describe el medio para el tratamiento de la señal adquirida por medio de equipo especializado acelerómetros uniaxiales y todo el proceso de adquisición como el procesamiento de la señal con la finalidad de poder realizar un estudio sobre la imagen espectral mediante el uso de la transformada rápida de Fourier, para lo cual se ha considerado utilizar el software LabVIEW, por la facilidad de uso que presenta esta plataforma de instrumentos virtuales a más del amigable entorno para la creación de una base de datos de fallos característicos en la combustión de motores de encendido por compresión CRDI y su respuesta captada por la instrumentación para el análisis de vibraciones.

Finalmente se hace un estudio del procedimiento para la experimentación y la caracterización así como ponderación mediante valores porcentuales de la percepción de diferentes fallos en la combustión de motores CRDI; para poder detectar fallos mediante la técnica predictiva mencionada en la imagen espectral se han realizado varias pruebas tanto para el aislamiento de las vibraciones con el entorno entre la estructura del motor de combustión y la superficie del piso, ya en el momento de realizar el levantamiento de la información con la simulación de los fallos en el motor CRDI se contemplaron recopilar un número determinado de muestras para poder realizar el análisis de la varianza para un factor se puede determinar la homogeneidad de las muestras, para las frecuencias en las cuales se puede notar un cambio y es motivo de estudio para el diagnóstico del fallo

simulado en el motor, también como refuerzo de estudio se contemplan los diferentes parámetros de funcionamiento característicos para un motor cuando este funciona bajo condiciones normales y cuando el mismo ha sido sometido a la simulación de un fallo.

Palabras Clave: CRDI, Vibración, FFT, espectro, ANOVA.

ÍNDICE

Lista de Figuras.....	xiv
Lista de Tablas.....	xvii
Lista de Símbolos.....	xviii
Lista de Siglas.....	xx
1 Estudio de los factores que intervienen en la combustión de un motor alternativo diésel.....	1
1.1 El motor Diésel.....	1
1.1.1 Motores de inyección directa.....	2
1.2 Ciclo termodinámico teórico Diésel.....	2
1.3 Ciclo real Diésel.....	3
1.3.1 Proceso de admisión.....	3
1.3.2 Proceso de compresión.....	3
1.3.3 Proceso de combustión.....	3
1.3.4 Proceso de expansión.....	4
1.3.5 Proceso de renovación de la carga.....	4
1.4 Análisis del proceso de combustión de un motor Diésel.....	4
1.5 Problemas y límites de la combustión.....	6
1.6 Sistema de alimentación diésel.....	7
1.7 Descripción del sistema de alimentación Diésel common rail.....	8
1.7.1 Principio de funcionamiento del sistema common rail.....	9

	ix
1.7.2 Control electrónico EDC	9
1.7.3 Componentes del sistema de alimentación de combustible diésel para common rail	10
1.7.3.1 Depósito	10
1.7.3.2 Filtro de combustible	10
1.7.3.3 Bomba de alta presión	11
1.7.3.4 Regulador de presión	11
1.7.3.5 Rail acumulador de presión	12
1.7.3.6 Inyectores electromagnéticos	12
1.7.3.7 Unidad de control electrónica (ECU)	13
1.7.3.8 Sistema de inyección common rail Bosch	14
1.7.4 Sistema de alimentación de aire	14
1.7.4.1 Filtro	15

2 Análisis del estudio de la técnica de vibraciones mecánicas en motores de encendido por compresión.....	17
2.1 Vibración.....	17
2.2 Partes elementales del sistema de vibración	18
2.3 Cantidad de grados de libertad (GDL)	18
2.4 Sistemas discretos y continuos	18
2.5 Clasificación de las vibraciones	18
2.5.1 Vibración libre y forzada.....	19
2.5.2 Vibración amortiguada y no amortiguada	19
2.5.3 Vibración lineal y no lineal	19
2.6 Unidades en análisis de vibración	20
2.7 Términos asociados a las vibraciones mecánicas	20
2.8 Tipos de señal en el análisis de vibraciones	21

	x
2.8.1	Determinístico 21
2.8.2	No determinístico 22
2.8.3	Datos aleatorios 22
2.9	Fundamentos para el análisis de vibraciones 23
2.10	Ecuaciones de movimiento para un sistema libre no amortiguado 23
2.11	Análisis dinámico de un motor mono cilindro 24
2.11.1	Cinemática del mecanismo 25
2.11.2	Masas equivalentes 27
2.11.2.1	Requerimientos para la equivalencia dinámica 27
2.12	Modelamiento de las ecuaciones de movimiento 29
2.12.1	Método de las fuerzas 29
2.12.2	Principio de D Alembert 29
2.12.3	Método de energías 29
2.12.4	Método de Lagrange 29
2.12.5	Análisis modal 30
2.12.6	Consideraciones de la excitación de la base en el motor de combustión interna 30
2.13	Transmisibilidad (T_r) 31
2.13.1	Consideraciones sobre la transmisibilidad y su aislamiento de vibración 32
2.13.1.1	Aislamiento de la vibración mecanismo (MEC) - piso de labo- ratorio 33
2.13.1.2	Simulación de la base para el aislamiento de la vibración entre el MEC - piso del laboratorio 34
2.13.1.3	Revisión de resultados de la simulación y experimentación de las bases para el aislamiento de la vibración 34
2.14	Estudio bibliográfico del diagnóstico de fallos en la combustión de un motor de encendido por compresión basados en el análisis de señales de vibración. 40
2.14.1	Vibración torsional considerada en motores de combustión 42

2.14.2	Trabajos desarrollados con la técnica de análisis de vibraciones en la combustión de motores Diésel	43
2.14.3	Fenómeno de la detonación en la combustión	45
2.14.4	Características para la extracción de espectros de vibración en un MEC	45
2.14.5	Fallos en la combustión de motores common rail analizados con señales de vibración	46
2.15	Normativa en vibraciones	49
2.15.1	Norma	49
2.15.2	Instrucciones para la medida de vibración en máquinas recíprocas	50
2.15.3	Severidad de la vibración	51
2.15.4	Normas sobre la instrumentación.....	51
3	Tratamiento de la señal vibro acústica en el dominio de la frecuencia, mediante el software LabVIEW y su análisis matemático mediante la transformada rápida de Fourier.....	53
3.1	Análisis de señales	53
3.2	Procesamiento digital de señales de vibración.....	53
3.2.1	Señales de tiempo continuo.....	54
3.2.2	Señales de tiempo discreto	54
3.2.3	Muestreo de señales de vibración.....	54
3.3	Representación de Fourier para cuatro clases de señales	55
3.3.1	Serie de Fourier compleja	56
3.3.1.1	Espectro de línea.....	57
3.3.2	Señales no periódicas representación mediante la transformada de Fourier	58
3.3.2.1	El aliasing	58
3.3.2.2	Criterio de Nyquist.....	59
3.3.3	Transformada discreta de Fourier	59

	xii
3.3.4	Transformada rápida de Fourier 60
3.3.5	Análisis de frecuencia 61
3.4	Sistema de adquisición de datos e instrumentación 62
3.4.1	Introducción al tratamiento de la señal con el Software LabView 63
3.4.2	Extracción de los parámetros de condición en el dominio de la frecuencia 66
3.4.2.1	Frecuencia Media (MF - Mean Frequency) 66
3.4.2.2	Varianza (Varf - Variance) 67
3.4.3	Acelerómetro piezoeléctrico 67
3.4.3.1	Acelerómetro de alta impedancia 67
3.4.3.2	Acelerómetro de baja impedancia 67
3.4.3.3	Características del acelerómetro UNIAXIAL a utilizar en análisis de vibraciones mecánicas 68
3.4.4	Análisis investigativo en la adquisición de datos de vibración 68
4	Espectros característicos de los fallos en la combustión del MEC y la creación de la base de datos producto de la experimentación del motor 70
4.1	Experimentación 70
4.1.1	Nomenclatura de los ensayos a practicar en el motor 70
4.2	Descripción de las características de funcionamiento del motor crdi Santa Fe 2.0 71
4.3	Adquisición de la señal de la vibración 73
4.4	Descripción de los fallos simulados en el motor CRDI Santa Fe 2.0 73
4.5	Condiciones de la experimentación 76
4.6	Análisis de resultados 77
4.7	Caso de estudio R1_X0.2 (Régimen a ralentí para el fallo 2 (variación del regulador de presión a través del RPS) 80
4.8	Caso de estudio R2_X0.1 (Régimen a 1000 rpm para el fallo 1 (desconexión eléctrica de un inyector de combustible) 84

4.9	Caso de estudio R3_X0_3 (Régimen a 1500 <i>rpm</i> para el fallo 3 (cambio del inyector con mayor volumen de inyección).....	86
5	Conclusiones y Recomendaciones.....	90
5.1	Conclusiones	90
5.2	Recomendaciones	91
	Referencias Bibliográficas	92
A	Anexo 1 Imágenes espectrales de la base de datos	96

LISTA DE FIGURAS

Figura - 1.1	Cámara de combustión labrada en el émbolo.	2
Figura - 1.2	Diagrama típico de tasa de inyección y de tasa de liberación de calor para un motor Diésel de inyección directa donde se identifican las diferentes fases del proceso de combustión	5
Figura - 1.3	Componentes del sistema common rail	9
Figura - 1.4	Depósito de combustible	11
Figura - 1.5	Filtro de combustible para common rail	11
Figura - 1.6	Bomba de alta presión	12
Figura - 1.7	Regulador de presión	12
Figura - 1.8	Rail acumulador de presión	12
Figura - 1.9	Electroinyector	13
Figura - 1.10	Componentes de un electroinyector	13
Figura - 1.11	Unidad de control electrónica para un sistema common rail	13
Figura - 1.13	Filtro de aire seco	15
Figura - 1.14	Filtro de aire en baño de aceite	15
Figura - 1.12	Secuencia del cálculo de caudal de inyección en la unidad de control electrónica	16
Figura - 2.1	Clasificación de las vibraciones.	19
Figura - 2.2	Datos y señales en vibraciones	21
Figura - 2.3	Sistema masa resorte	23
Figura - 2.4	Diagrama de cuerpo libre para el sistema masa resorte	24
Figura - 2.5	Mecanismo biela manivela	25
Figura - 2.6	Simplificaciones para equivalencia de masas en el mecanismo biela - manivela	27
Figura - 2.7	Consideraciones en la base del motor	30

Figura - 2.8 Sistema masa resorte con excitación en la base	31
Figura - 2.9 Consideraciones sobre la transmisibilidad	32
Figura - 2.10 Diseño de base para el aislamiento de la vibración	34
Figura - 2.11 Ensayo de validación de aislamiento vibratorio estructura - piso	35
Figura - 2.12 Referencia de estudio para el aislamiento vibratorio	35
Figura - 2.13 Modelado del desplazamiento de la parte superior de la base	35
Figura - 2.14 Modelado del desplazamiento de la parte inferior de la base	35
Figura - 2.15 Caracterización de puntos para el desplazamiento de la estructura del mecanismo	36
Figura - 2.16 Caracterización de puntos para el desplazamiento de la superficie del piso	36
Figura - 2.17 Descriptivos de las muestras para el desplazamiento de la estructura	37
Figura - 2.18 Prueba de homogeneidad de varianzas para el desplazamiento de la estructura.	37
Figura - 2.19 ANOVA de un factor para el desplazamiento de la estructura.	37
Figura - 2.20 Diagrama de cajas para los grupos estudiados del desplazamiento de la estructura	38
Figura - 2.21 Diagrama de cajas para los grupos estudiados del desplazamiento de la superficie	38
Figura - 2.22 Descriptivos de las muestras para el desplazamiento de la superficie del piso	39
Figura - 2.23 Prueba de homogeneidad de varianzas para el desplazamiento del piso.	39
Figura - 2.24 ANOVA de un factor para el desplazamiento del piso.	39
Figura - 2.25 Posición recomendada para el acelerómetro	42
Figura - 2.26 Modelo de procedimiento a seguir para la extracción de espectros de frecuencia	47
Figura - 2.27 Puntos y direcciones de medida para un MEC	51
Figura - 3.1 Composición de la señal de vibración de acuerdo a las composiciones espectrales.	62
Figura - 3.2 Dominio de tiempo vs dominio de frecuencia	62

Figura - 3.3 Sistema básico de adquisición de datos.	63
Figura - 3.4 Pantalla de inicio de LavbView	64
Figura - 3.5 Asistente para la adquisición de datos en LabView.	65
Figura - 3.6 Asistente para FFT en LabView.	65
Figura - 3.7 Interfaz del programa desarrollado en LabView para la adquisición de datos.	66
Figura - 3.8 Acelerómetro uniaxial ERBESSD.	68
Figura - 4.1 Componentes del motor a variar para el levantamiento de la infor- mación.	71
Figura - 4.2 Inyector del sistema CRDI en mal estado.	73
Figura - 4.3 Ubicación del acelerómetro unidireccional.	74
Figura - 4.4 Escala de percepción de fallos en la combustión.	77
Figura - 4.5 Diagrama de cajas para la muestra total R1_X0_1 (aceleración).	78
Figura - 4.6 Señal de vibración para la muestra R1_X0_0.	81
Figura - 4.7 Señal de vibración para la muestra R1_X0_2.	82
Figura - 4.8 Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R1_X0_0 vs R1_X0_2	83
Figura - 4.9 Señal de vibración para la muestra R2_X0_0	84
Figura - 4.10 Señal de vibración para la muestra R2_X0_1	85
Figura - 4.11 Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R2_X0_0 vs R2_X0_1	86
Figura - 4.12 Señal de vibración para la muestra R3_X0_0	87
Figura - 4.13 Señal de vibración para la muestra R3_X0_3	88
Figura - 4.14 Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R3_X0_0 vs R3_X0_3	89

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1	Direcciones y puntos de medición para acelerómetros de vibración en MCI	51
Tabla 3.1	Representación de Fourier para señales	55
Tabla 3.2	Características del acelerómetro uniaxial ERBESSD	68
Tabla 4.1	Nomenclatura usada para el levantamiento de información a nivel de fallos	70
Tabla 4.2	Nomenclatura usada para el levantamiento de información a nivel de régimen	71
Tabla 4.3	Especificaciones del motor CRDI	72
Tabla 4.4	Matriz de fallos	76
Tabla 4.5	Prueba ANOVA para frecuencia total en el levantamiento de información a nivel de régimen	79
Tabla 4.6	Prueba ANOVA para aceleración total en el levantamiento de información a nivel de régimen	80
Tabla 4.7	Parámetros de funcionamiento para la prueba R1_X0_0.	81
Tabla 4.8	Parámetros de funcionamiento para la prueba R1_X0_2.	82
Tabla 4.9	Parámetros de funcionamiento para la prueba R2_X0_0.	84
Tabla 4.10	Parámetros de funcionamiento para la prueba R2_X0_1	85
Tabla 4.11	Parámetros de funcionamiento para la prueba R3_X0_0	87
Tabla 4.12	Parámetros de funcionamiento para la prueba R3_X0_3.	88

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Amplitud de Oscilación
B	Diámetro del cilindro
c	Velocidad del sonido
C	Coefficiente de amortiguamiento
C_c	Coefficiente de amortiguamiento crítico
C_p	Calor específico a presión constante
C_v	Calor específico a volumen constante
dB	Decibel
f_n	Frecuencia natural
f_N	Frecuencia de Nyquist
f_o	Módulo de la fuerza excitatoria
f_s	Frecuencia de muestreo
F_t	Módulo de la fuerza transmitida al soporte
g	Gravedad
k	Rigidez del resorte
l	Longitud de la biela
L	Langrangiano
L_{dB}	Nivel de la señal en dB
L_{ref}	Nivel de referencia, equivale a $0\ dB$
L_1	Nivel de Vibración en aceleración, velocidad o desplazamiento
m	Masa
M	Masa molar del gas
m_c	Masa de la biela
m_p	Masa del pistón

m_r	Masa de la manivela
r	Radio de la manivela
T	Temperatura
T_r	Transmisibilidad
U	Energía potencia
V	Volumen
w	Velocidad angular constante de la manivela
w_b	Frecuencia de oscilación de la base
w_n	Frecuencia angular natural
x	Posición de desplazamiento
X	Eje de simetría
y_0	Desplazamiento inicial
y	Desplazamiento final

Letras griegas

ϵ	Exponente Politrópico
γ	Constante adimensional para gases diatómicos
θ	Ángulo de la manivela
ξ	Razón de amortiguamiento
ϕ	Ángulo formado por la biela y el eje x

LISTA DE SIGLAS

ABS	Sistema de frenos antibloqueo
AGMA	American Gear Manufacturers Association
ANOVA	Análisis de Varianza
ANSI	American National Standards Institute
API	American Petroleum Institute
ASR	Regulación antideslizante
BS	British International Standard
CAN	Controller Area Network
CRDI	Common - rail direct injection
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CISPR	Comité Internacional Especial de Perturbaciones Radioeléctricas
CKP	Crankshaft position
CMP	Cramshaft position
CO	Monóxido de carbono
CWT	Transformada Continúa de Wavelet
C_{aZ}	Numero de Cetano
<i>cte</i>	Constante
DC	Duración de la Combustión
DCL	Diagrama de cuerpo libre
DDS	Digital Diagnostics System
DFT	Transformada discreta de Fourier
DFQL	Derivada de la fracción de calor liberado
DTFT	Transformada de Fourier en tiempo discreto
DTFS	Serie de Fourier en tiempo discreto

DWT	Transformada de Wavelet discreta
ECU	Engine Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
EMD	Empirical mode decomposition
EEPROM	Electrically Erasable Programmable Read
EOI	Ángulo de finalización de la inyección
PSD	Densidad espectral de potencia
FM	Modulación de frecuencia
FEM	Método de los Elementos Finitos
FFT	Transformada Rápida de Fourier
DL	Grados de Libertad
HC	Hidrocarburos
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	Organización Internacional de Normalización
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativos
MEP	Motor de Encendido Provocado
MEC	Motor de Encendido por Compresión
MIL	Marine Instrumentation Laboratory
MSR	Regulación del par de inercia del motor
NO_x	Oxidos nitricos
NHV	Noise, Vibration and Harshness
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
RMS	Raíz media cuadrada
SAD	Sistema de Adquisición de Datos
SI	Sistema Internacional de Unidades
SOC	Ángulo de inicio de la Combustión

SOI	Ángulo de inicio de la inyección
SO ₂	Dioxido de azufre
SPSS	Statistical Package for the Social Science
TDI	Inyección Diésel con Turbo cargador
VDI	Asociación de Ingenieros Alemanes

1 ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INTERVIENEN EN LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR ALTERNATIVO DIÉSEL

1.1 El motor Diésel

En 1892 el alemán **Rudolf Diesel**, basado en que el trabajo de compresión rápida en un medio incrementa su energía interna y su temperatura, propuso comprimir solo aire hasta que alcanzara una temperatura lo suficientemente elevada para que lograra encender el combustible que se inyectara hacia el final de la carrera de compresión.

Es por lo tanto que el motor diésel se entiende como un émbolo con formación de la mezcla interior, heterogénea y autoencendido. En el tiempo de compresión se comprime el aire de unos 30 a 55 *bar* en los motores de aspiración o de unos 80 a 110 *bar* en los motores sobrealimentados, y se calienta a unos 700 a 900° C. Esta temperatura resulta suficiente para provocar el autoencendido del combustible inyectado (20 a 30° C) justo antes de alcanzar el PMS del émbolo [1]. La inyección del chorro diésel y la posterior combustión del mismo; constituyen por así decirlo, el “corazón” del motor [2]. Para los Motores de Encendido por Compresión (MEC), la necesidad de formar la mezcla en un tiempo corto obliga a utilizar geometrías de cámaras de combustión muy especiales que contribuyen a imprimir un determinado movimiento del aire con respecto a los chorros del inyector [3]. Un movimiento forzado del aire de combustión en la cámara, principalmente en forma de corriente giratoria de partículas sólidas, mejora la aportación de aire al chorro de combustible y elimina los gases quemados del mismo cuando la dirección del combustible y el sentido de giro del aire son aproximadamente perpendiculares entre si y se produce la evaporación de gotas [1]. Atendiendo a esa característica, los MEC se pueden clasificar en: motores de inyección directa y motores de inyección indirecta o con pre cámara.

1.1.1 Motores de inyección directa

La formación de la mezcla se garantiza por la turbulencia y el movimiento del aire que genera el canal de admisión y el movimiento del émbolo, así como por el chorro de inyección.

En los motores de inyección directa la culata generalmente es plana, con la cámara de combustión labrada en la cabeza del émbolo, esto se puede observar en la figura 1.1, para lograr una adecuada atomización del combustible la presión de inyección debe ser muy elevada, hasta 2500 *bar*, situando además el inyector, dotado de múltiples orificios de pequeño diámetro (1,15*mm*), en el centro de la cámara de combustión [3][4].

Para los MEC es importante considerar el índice de cetano ($CaZ = 45$ a 50) de los combustibles en nuestro caso Diésel Premium ¹ el número de cetano calculado es de 45 [5]. El mismo debe ser lo más bajo posible, favoreciendo la resistencia del combustible al autoencendido, a más de esta otro efecto importante es la viscosidad del combustible en este la viscosidad cinemática ² del diésel premium a 40° C tiene un valor mínimo de 2,0 y máxima de 5,0 mm^2/s [6]. Ya que tiene una gran importancia por su influencia en el comportamiento del sistema de inyección y en la formación, tamaño y penetración de las gotas de combustible en la cámara de combustión.

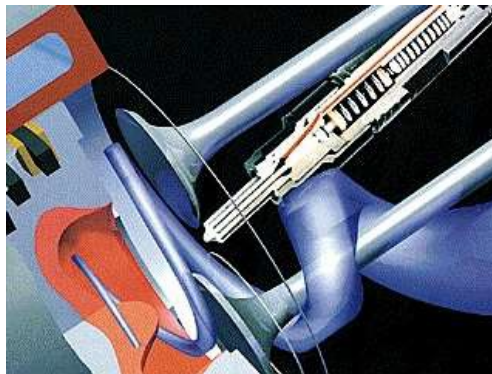


Figura 1.1: Cámara de combustión labrada en el émbolo. Fuente:[2].

1.2 Ciclo termodinámico teórico Diésel

Se entiende por ciclo la evolución sucesiva de procesos que experimenta un mismo fluido (sistema sin reacción química) desde un estado termodinámico inicial, regresando

¹Combustible utilizado en motores de auto ignición para la propulsión de vehículos del sector automotriz a nivel nacional.

²Es la relación entre la viscosidad y la densidad de la muestra; es una medida de la resistencia al flujo de un líquido bajo la acción de la gravedad. En el SI, la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo

a dicho estado. Por su lado termodinámico se utiliza para destacar, que en el sistema considerado, las variables termodinámicas son uniformes en el volumen de control existiendo por tanto, equilibrio interno [3]. Para los MEC y Motores de Encendido Provocado (MEP); los ciclos termodinámicos son considerados con el uso de un único gas perfecto en todo el ciclo, el aire, por lo que tradicionalmente se han denominado ciclos teóricos de aire estándar y en nuestro caso de estudio se denomina ciclo Diésel ideal para las máquinas de encendido por compresión en [7][8].

1.3 Ciclo real Diésel

1.3.1 Proceso de admisión

El aspecto predominante de este proceso es el hecho de considerar que a través de la válvula de admisión abierta se aspira aire fresco filtrado, que a más tomar calor de las válvulas lo hace del pistón y de las paredes del cilindro.

1.3.2 Proceso de compresión

Dentro del proceso de compresión se ha de considerar los siguientes efectos:

- El fluido que se comprime consta de aire y residuales, ya que el combustible que se introduce al final de la compresión, un dato importante de considerar en este punto consta el tomar en cuenta la variación de la composición del fluido como consecuencia de la recirculación de gases quemados y de los productos de la combustión. El exceso de aire asegura la combustión a más de favorecer el punto de vista económico, sino también la reducción de los productos contaminantes del gasóleo no quemado totalmente [9].
- La relación de compresión en los MEC es más elevado con valores que oscilan entre los 14 : 1 y 22 : 1 que en los MEP y además el hecho que suelen estar sobrealimentados.

1.3.3 Proceso de combustión

El proceso de combustión se realiza por autoencendido y además en gran parte es controlado por la inyección. Entre el comienzo de la inyección de la impulsión de combustible por la bomba de inyección y el comienzo efectivo de la inyección en la tobera

trascurre un breve periodo que se denomina retraso de la inyección [10]. Básicamente lo que se pretende definir en este apartado es que existen fases en la combustión de un MEC: una, que es una combustión premezclada responsable del aumento de presión y, por lo tanto del ruido de la combustión y de la cantidad de óxido de nitrógeno generado a mas que esta ocurre con gran rapidez, otra fase es una combustión por difusión controlada por la inyección que es más lenta, provoca la formación de hollín y de hidrocarburos sin quemar. Para entender lo anterior basta considerar que la primera fase se da a volumen constante (La combustión premezclada) y la segunda a presión constante (La combustión por difusión). Estas aproximaciones nos permiten aproximarnos a la realidad de cada motor y serán detalladas en el estudio de las fases del proceso de combustión.

1.3.4 Proceso de expansión

Al tener una presión más elevada en el cilindro para los MEC, las fugas resultan ser más considerables durante la carrera de expansión al inflamarse espontáneamente la mezcla la presión de combustión (presión máxima de 65 a 90 *bar*, aproximadamente).

1.3.5 Proceso de renovación de la carga

En este proceso se sustituye por una cesión de calor a $V = cte$, la temperatura de los gases es aun de 550 a 750°C [3].

1.4 Análisis del proceso de combustión de un motor Diésel

Se entiende por combustión a toda reacción química que va acompañada de gran desprendimiento de calor [11]. Los siguientes aspectos son señalados (**Heywood, 1988**) como los que determinan el adecuado crecimiento de la presión durante la combustión: razón de inyección de combustible, penetración del chorro, tamaño de la gota, razón de evaporación, intercambio de calor, relación de mezclado, reacciones químicas y efectos de dilución [12].

La descripción temporal del proceso de combustión en un motor diésel puede hacerse siguiendo una secuencia de fases mostrado en la figura 1.2 y se describe a continuación:

Fase 0 (tiempo de retraso). Esta fase empieza en el inicio del proceso de inyección

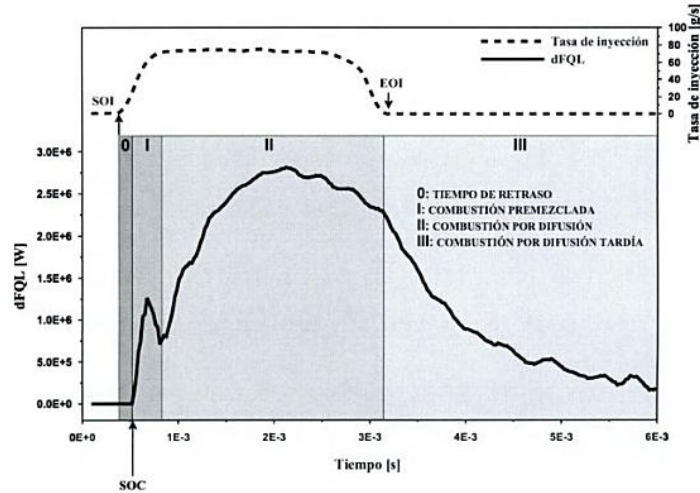


Figura 1.2: Diagrama típico de tasa de inyección y de tasa de liberación de calor para un motor Diésel de inyección directa donde se identifican las diferentes fases del proceso de combustión. Fuente: [13].

(SOI) y termina cuando se produce el inicio del proceso de combustión (SOC). Durante esta fase el combustible se mezcla con el aire gracias a una serie de procesos físicos como son la atomización del combustible líquido, la evaporización de combustible atomizado, el englobamiento del aire, etc.

Además en el seno de la atmósfera dentro de la cámara de combustión comienzan a darse pre reacciones químicas de baja intensidad que culminan con el autoencendido espontáneo de la mezcla que marca el final de esta fase. Dicho autoencendido se aprecia en el momento en que se produce un crecimiento súbito de la ley de liberación de calor (lo que se ha definido SOC).

Fase I (combustión Pre mezclada). Esta fase es la que sigue temporalmente al tiempo de retraso. En esta fase, que tiene un carácter fuertemente no estacionario, la oxidación del combustible que se ha mezclado con el aire entre los límites de inflamabilidad durante el tiempo de retraso ocurre muy rápidamente. La forma característica de la ley de liberación de calor durante esta etapa es un perfil casi triangular con un máximo y una caída a un mínimo relativo donde se suele definir el final del proceso de combustión premezclada.

Fase II (combustión por difusión). Una vez el combustible y el aire que se han mezclado previamente durante la fase de tiempo de retraso se han consumido durante la fase de combustión premezclada, se pasa a la fase de combustión por difusión.

Son varios los procesos implicados en esta fase atomización del chorro líquido, evaporización, mezcla del vapor con el aire. Pero la ley de la liberación de calor durante la combustión por difusión está controlada principalmente por el proceso de mezcla del

combustible evaporado con el aire en el interior de la cámara de combustión, y la hipótesis generalmente asumida es que la combustión durante esta fase se realiza en condiciones localmente estequiométricas, o próximas a ella, en términos de oxígeno y combustible. Durante esta fase la estructura de la llama alcanza un periodo de cuasi estacionaridad, que se mantiene mientras se siga inyectando combustible.

Fase III (combustión por difusión tardía). Una vez acaba el proceso de inyección de combustible (EOI), termina el periodo cuasi estacionario de combustión por difusión, al que sigue la combustión por difusión tardía. Esta etapa no difiere cualitativamente de la anterior pero sí cuantitativamente. En esta fase final, se observa un decrecimiento progresivo de la ley de la liberación de calor causada por el deterioro del proceso de mezcla aire combustible, debido a que el pistón se suele encontrar en su fase de expansión y fundamentalmente al final del proceso de inyección, ya que es este el principal mecanismo de generación de energía cinética turbulenta en el interior de la cámara de combustión [2] [12] [13].

1.5 Problemas y límites de la combustión

A pesar que los motores diésel tienen una elevada relación de compresión, al arrancar especialmente al arrancar en frío pueden producirse problemas de encendido, ya que con el bajo régimen de arranque del motor, la compresión no empieza hasta que se cierran las válvulas de admisión (es decir, bastante después del PMI), con lo que la relación de compresión efectiva y la temperatura de compresión descienden fuertemente.

Además las piezas frías del motor favorecen el flujo de calor desde el aire comprimido (exponente politrópico $n = 1,1$ a $1,2$). La relación $T_1 = T_0 \cdot \epsilon^{n-1}$ muestra que con una disminución de la compresión efectiva o del exponente politrópico, se reduce la temperatura final de compresión. Además, con un número de revoluciones reducido no es satisfactorio la preparación del combustible (baja presión de inyección, gotas de combustible de gran tamaño) y el movimiento del aire es escaso. Facilitando un tiempo de evaporación mayor (avance del inicio de inyección) y aumentando la cantidad de combustible claramente por encima de la cantidad de plena carga (preparación de una mayor cantidad de combustible de fácil ebullición), tan solo se puede resolver el problema de arranque en parte, ya que los componentes de difícil ebullición del combustible abandonan el motor en forma de humo blanco o humo azul.

Ha de tenerse en cuenta que en la llama de difusión se producen enriquecimientos

excesivos locales y que, incluso con un exceso de aire elevado, aumentando las emisiones de hollín, aumentando la presión de inyección en el inyector y apostando por procesos optimizados de inyección por chorro con una cavidad de la cámara de combustión ancha, la sobrealimentación y la refrigeración del aire de alimentación, se ha podido reducir las emisiones de hollín y la formación de óxidos de nitrógeno [1].

1.6 Sistema de alimentación diésel

La diversidad en los esquemas constructivos de los sistemas de alimentación de combustible diésel se debe básicamente al propósito para el cual se han destinado el diseño del MEC, a saber existen tres formas fundamentales de inyección de combustible en motores diésel que son:

- **Bombas de inyección en línea**

Disponen por cada cilindro del motor de un elemento de bombeo, (plunger camisa) que consta de cilindro de bomba y de émbolo de bomba. El émbolo de bomba se mueve en la dirección de suministro por el árbol de levas accionado por el motor, y retrocede empujado por el muelle del émbolo.

- **Bombas de inyección rotativas**

Que solo tienen un elemento de bombeo de alta presión para todos los cilindros.

- **Sistema de inyección de acumulador (common rail)**

Para los sistemas tradicionales la presión de inyección es directamente proporcional al régimen de vueltas, lo que limita el ya estudiado proceso de combustión por difusión diésel por lo tanto se ha optado por el llamado “Motor Diésel de inyección directa a alta presión” , en la versión denominada “common rail” (**TDI**), se utiliza una sola bomba que se encarga de enviar el combustible hasta cada uno de los cilindros del motor, en tanto que el tiempo de inyección se controla electrónicamente desde cada uno de los inyectores [14].

Las tres grandes líneas maestras que pueden observarse en la evolución en lo referente al sistema de inyección son, sin duda, el incremento de las presiones máximas de inyección, la reducción de los diámetros de las toberas de inyección y la búsqueda de leyes de inyección cada vez más flexibles, que por medio de una gestión electrónica cada vez más sofisticada permite adecuar la estrategia de inyección a cada condición operativa [15].

1.7 Descripción del sistema de alimentación Diésel common rail

La inyección directa en los MEC se constituyen en un reto técnico, siendo cada vez más ocupados debido a su bajo consumo de combustible, si además se quiere lograr un bajo nivel de emisiones de humo y un par de giro elevado, son imprescindibles presiones altas de inyección comprendidas entre los 1000 - 2000 bar. Sin duda la inyección directa implica la reducción del fuerte ruido derivado de la combustión, por lo que la inyección se debe configurar de modo que primero solo se inyecte una cantidad pequeña y después la parte principal del combustible, este proceso tiene lugar en forma de una “preinyección”. La precisión de la inyección, obtenida con la gestión electrónica del sistema, mejora el funcionamiento del motor. Para lo cual el sistema se apoya de señales de diferentes sensores que controla la unidad de control electrónico del motor, entre estos sensores y componetes del sistema common rail que se pueden observar en la figura 1.3 tenemos:

- Sensor de temperatura del líquido refrigerante.
- Electroinyector
- Sensor de presión del rail
- Sensor de temperatura y presión de aire (medidor de masa de aire)
- Sensor de revoluciones del cigüeñal
- Sensor de revoluciones del árbol de levas
- Sensor del pedal del acelerador
- Sensor de presión de sobrealimentación
- Sensor de presión del rail
- Regulador de presión
- Calentador de combustible y sensor de temperatura de combustible.

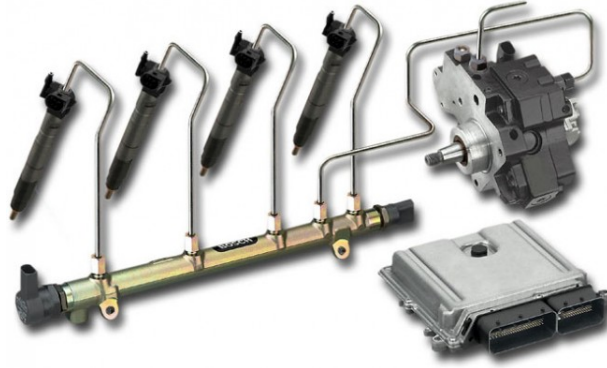


Figura 1.3: Componentes del sistema common rail. Fuente:[3].

1.7.1 Principio de funcionamiento del sistema common rail

Una bomba de baja presión toma el diésel del depósito, el que es filtrado en una unidad especial y que luego pasa a la bomba de alta presión accionada desde el motor. Esta bomba eleva la presión a valores superiores a los 1000 bar y envía el combustible a un conducto común (common - rail), conectado a su vez a la entrada de los inyectores, estos últimos del tipo electromagnético y reaccionan a los impulsos enviados para abrirse y cerrarse, es decir para inyectar o no el combustible en los cilindros.

1.7.2 Control electrónico EDC

La computadora del sistema, controla y reconoce los siguientes parámetros:

- Control del sistema de pre y post calentamiento del motor; de acuerdo a los datos de los sensores de temperatura de agua, aire de admisión o combustible.
- Reconocimiento de la fase; por medio de las señales del sensor de posición del cigüeñal (CKP) y del sensor de posición del árbol de levas (CMP).
- Control de la inyección; la unidad de control electrónico (ECU) toma información de los sensores, varía la modalidad de la pre - inyección y de la inyección principal. La pre - inyección se activa a cualquier régimen de rotación del motor.
- Control a ciclo cerrado de la presión de inyección; con la señal de varios sensores y sobre la base de la carga motriz la ECU comanda el regulador para obtener siempre la presión óptima.
- Control del régimen mínimo; la ECU regula la cantidad de combustible inyectada, controla el regulador de la presión y varía el tiempo de inyección en los electros

inyectores a más de la tensión de la batería.

- Protección contra sobrecalentamientos; se reduce las prestaciones del MEC cuando la temperatura ha excedido un valor determinado.
- Limitación del régimen máximo; en función de datos de régimen motriz memorizados en la ECU, la misma actuara en la reducción de la potencia mediante el control de la excitación de los electros inyectores.
- Función de corte de combustible; la misma se realiza en la fase de freno motor o en la fase de una fuerte desaceleración de acuerdo a la lógica de la ECU. El suministro de diésel se reactiva al sobrepasar el régimen mínimo.
- Control de humos en las aceleraciones; la ECU trabaja sobre el regulador de presión y sobre el tiempo de activación de los electro inyectores en base a las señales recibidas del medidor de la entrada de aire y del régimen motriz.
- Detención del motor; al detenerse el motor la ECU memoriza algunos datos de la EEPROM³, tras lo cual la memoria pone en marcha el dispositivo antirrobo immobilizer y a su vez se prepara para la próxima puesta en marcha.

1.7.3 Componentes del sistema de alimentación de combustible diésel para common rail

1.7.3.1 Depósito

Es el lugar donde se almacena el combustible, generalmente esta hecho de chapa y tiene, al menos, cuatro orificios: uno para cargar combustible, otro para alimentar el circuito de inyección (estos dos primeros tienen un filtro de mallas para retener las partículas más gruesas), otro para drenar totalmente su contenido y otro para recibir el retorno de la inyección, esto se puede observar en la figura 1.4.

1.7.3.2 Filtro de combustible

La característica principal del filtro de combustible que se observa en la figura 1.5 es que lleva el sensor de temperatura de combustible y la resistencia del precalentador. La activación esta sobre los 0° C y su tensión se reduce cuando alcanza los 5° C, la

³Electrically Erasable Programmable Read - Only Memory (ROM programable y borrada eléctricamente). Es un tipo de memoria ROM que puede ser programada, borrada y reprogramada eléctricamente.

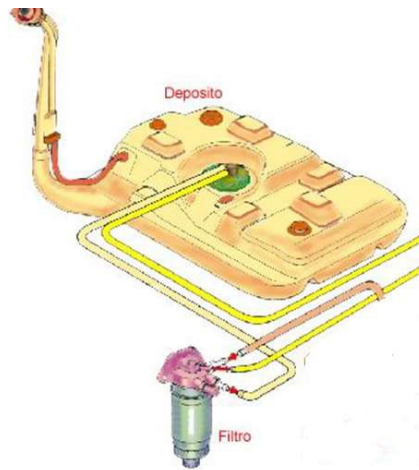


Figura 1.4: Depósito de combustible. Fuente: [16]

temperatura es importante para el cálculo de la ECU de modo que la dosificación sea la correcta.



Figura 1.5: Filtro de combustible para common rail. Fuente: Autores.

1.7.3.3 Bomba de alta presión

Este componente se puede observar en la figura 1.6; puede poseer tres pistones radiales y es comandada a través de los engranajes de la distribución o a su vez tomar el movimiento del árbol de levas.

1.7.3.4 Regulador de presión

En función de la ECU, se regula la cantidad de combustible con que se alimenta a la bomba de alta presión este elemento se encuentra en un extremo del rail común y en la figura 1.7 se puede denotar un esquema constructivo del mismo.

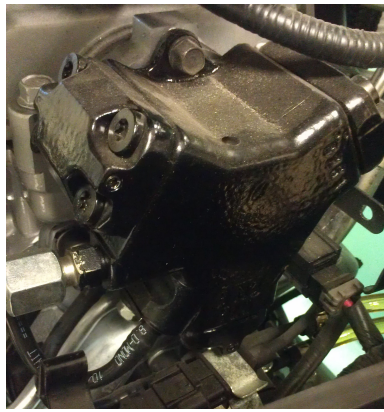


Figura 1.6: Bomba de alta presión. Fuente: Autores.

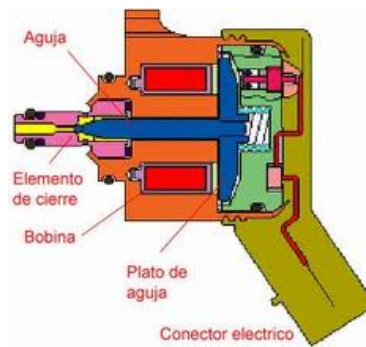


Figura 1.7: Regulador de presión. Fuente: [16].

1.7.3.5 Rail acumulador de presión

El volumen del conducto común es de dimensiones reducidas para permitir una rápida presurización durante el arranque, en marcha lenta y en caso de elevado volumen de combustible, este elemento lo observamos en la figura 1.8.



Figura 1.8: Rail acumulador de presión. Fuente: Autores.

1.7.3.6 Inyectores electromagnéticos

Se constituye por partes como son el actuador - pulverizador; electroválvula de comando compuesta por una bobina y una válvula los mismos pueden reconocerse en la

figura 1.10.

El inyector como pieza clave del sistema, tiene la misión de introducir correctamente el combustible en la cámara de combustión. El impulso del dispositivo de mando, dado en el momento justo a la válvula del electroimán, inicia el proceso de inyección. La duración de la abertura y la presión determinan la cantidad de combustible inyectada.

En el sistema common rail la “inyección piloto” el inyector primero provee una cantidad de diésel que eleva la temperatura y la presión en el interior del cilindro, para permitir así en la combustión principal un mejor quemado de la mezcla aire combustible el conjunto puede observarse en la figura 1.9.



Figura 1.9: Electroinyector. Fuente:[3]



Figura 1.10: Componentes de un electroinyector. Fuente:[3]

1.7.3.7 Unidad de control electrónica (ECU)

Controla los actuadores al igual que recibe información de los diferentes sensores del vehículo, se alimenta por lo general con un relé de protección de 20A, en la figura 1.11 se puede observar una ECU del sistema common rail modelo EDC15C/MS 6.3.



Figura 1.11: Unidad de control electrónica para un sistema common rail. Fuente: Autores.

1.7.3.8 Sistema de inyección common rail Bosch

La evolución de los sistemas de inyección de la línea del fabricante BOSCH se ha visto modificado por el EDC y por la presión de inyección propia del sistema.

- **Inyección previa.-** La inyección previa puede estar adelantada respecto al PMS, hasta 90° del cigüeñal. No obstante, para un comienzo de la inyección previa más allá de los 40° del cigüeñal antes del PMS. En la inyección previa, se aporta al cilindro un pequeño caudal de combustible diésel ($1\dots 4\text{mm}^3$).

La inyección previa contribuye solo indirectamente, a la generación del par motor, mediante la reducción del retardo del encendido.

- **Regulación de los estados de servicio.-** Determina la capacidad del MEC para que en cualquier estado de servicio se de una combustión óptima.
- **Caudal de arranque.-** La cantidad de combustible a ser inyectada se calcula en función de la temperatura y del régimen.
- **Servicio de marcha.-** Para esta etapa la posición del pedal del acelerador (sensor electrónico del pedal del acelerador) y del número de revoluciones son base para el cálculo del caudal de inyección.
- **Regulación de ralentí.-** La característica principal para este régimen es que bajo todas las condiciones de funcionamiento, por ejemplo con el aire acondicionado y la servodirección activada, no descienda demasiado y el motor funcione regularmente [17][18].

En la figura 1.12 se puede notar el protocolo que sigue el sistema de inyección common rail Bosch para determinar la cantidad de combustible a inyectar.

1.7.4 Sistema de alimentación de aire

El circuito de aspiración del aire en los motores de ciclo diésel, está formado por una parte por una serie de conductos, un filtro de aire, un eventual compresor para la sobrealimentación (con o sin intercambiador de calor) y un colector de admisión.

1.7.4.1 Filtro

Los filtros de aire retienen las impurezas contenidas en el aire aspirado por el motor, disminuyendo el desgaste de los órganos internos del motor.

Los tipos de elemento filtrante que se utilizan actualmente son el filtro seco a base de papel o filtros de malla metálica como se indica en la figura 1.13 para turismo y filtro en baño de aceite utilizada en vehículos industriales y en los automóviles destinados a circular en zonas muy polvorosas este último tiene un diseño como el que se indica en la figura 1.14. En las versiones más recientes, el sistema de aspiración de aire está dotado de sensores de medición de las características del aire aspirado (caudal y temperatura), para que la centralita electrónica de mando pueda calcular los parámetros de inyección del mismo modo que en los sistemas de inyección a gasolina [19].

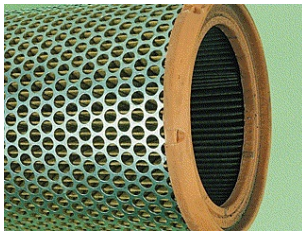


Figura 1.13: Filtro de aire seco. Fuente: [16]



Figura 1.14: Filtro de aire en baño de aceite. Fuente: [16]

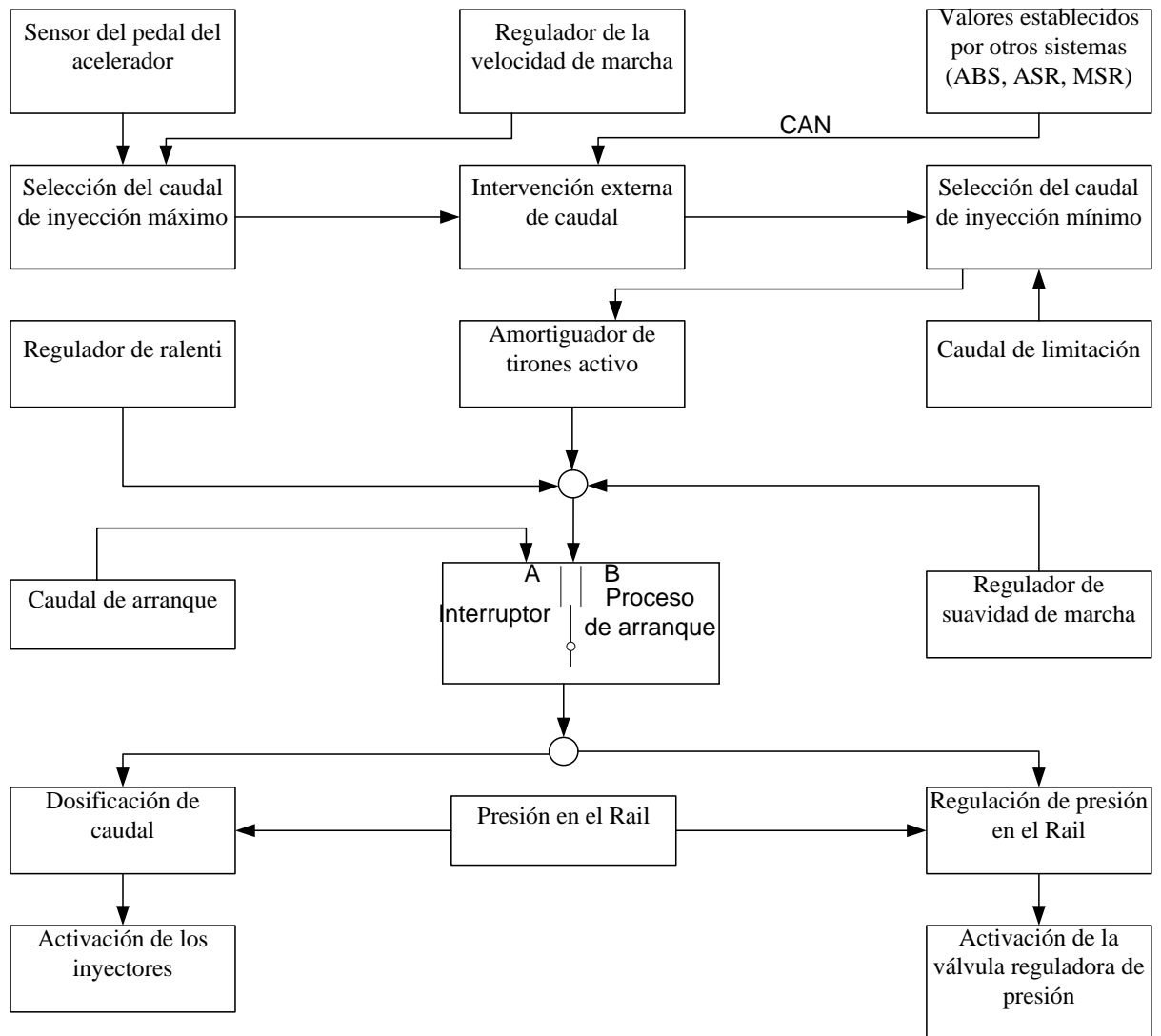


Figura 1.12: Secuencia del cálculo de caudal de inyección en la unidad de control electrónica.
Fuente: [18].

2 ANÁLISIS DEL ESTUDIO DE LA TÉCNICA DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

El tema de análisis de vibraciones en Motores de Combustión Interna de Encendido por Compresión, se convierte en una importante fuente de desarrollo de temas investigativos por la complejidad que denota esta técnica, y más aún cuando no se conoce la fuente de excitación que provoca el comportamiento de numerosas vibraciones.

Es por tal motivo que se ha tomado en cuenta una serie de aspectos descriptivos de comportamiento del MEC, en la etapa de combustión que es al menos en donde podemos variar algunos parámetros que denotaran un cambio en el funcionamiento del MEC y sobre todo en el momento de considerar la medición de la vibración que será el resultado de numerosas vibraciones armónicas analizadas en la curva de Amplitud - frecuencia.

Estas variaciones sin duda obedecerán a fuerzas exitatorias que previamente serán estudiadas; siempre enmarcadas en el comportamiento de la combustión, desde luego esto provocara una variación en la conducta del mecanismo biela - manivela, que será notorio por consideraciones de diseño del MEC. Los espectros de vibración nos indicaran los cambios a los cuales ha sido sometido el MEC, permitiéndonos denotar una condición de funcionamiento asociada con un patrón característico ideal previamente analizado.

2.1 Vibración

Es una oscilación mecánica alrededor de una posición de referencia. Esta oscilación puede ser periódica (repetitiva) o no. El movimiento armónico es la forma de vibración periódica más simple [20]. La vibración de un objeto es causada por una fuente de excitación, esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen dentro del objeto [21].

2.2 Partes elementales del sistema de vibración

- Elementos elásticos
- Elementos amortiguadores
- Elementos inerciales

2.3 Cantidad de grados de libertad (GDL)

Se llaman grados de libertad (GDL) o coordenadas generalizadas de un sistema mecánico a los parámetros independientes que definen la posición y la configuración deformada del sistema [22].

Los sistemas de 1 GDL tienen una excepcional importancia en la Teoría de las vibraciones:

- Muchos problemas prácticos pueden ser suficientemente aproximados por sistemas con 1 GDL.
- Muchas de las propiedades de estos sistemas se presentan también en sistemas con más grados de libertad.
- Mediante la técnica de análisis modal los sistemas lineales con n GDL pueden resolverse suponiendo n sistemas de 1 GDL [23].

2.4 Sistemas discretos y continuos

Para un sistema en cuestión de análisis de vibraciones se ha de considerar el siguiente aspecto predominante si se tiene una cantidad finita de GDL el sistema es considerado discreto o de parámetros concentrados y los sistemas que cuentan con una cantidad infinita de GDL se conoce como sistemas continuos o distribuidos [24].

2.5 Clasificación de las vibraciones

Una adecuada clasificación de las vibraciones se puede observar en el cuadro de la figura 2.1, el detalle de cada uno de los subclasificaciones se realizara a continuación, resaltando las características de mayor relevancia para el caso.



Figura 2.1: Clasificación de las vibraciones. Fuente: Adaptada de [23]

2.5.1 Vibración libre y forzada

La **vibración libre** ocurre cuando el movimiento es mantenido por fuerzas restauradoras gravitatorias o elásticas, como el movimiento oscilatorio de un péndulo o la vibración de una barra elástica. **La vibración forzada** proviene de una fuerza externa periódica, armónica, de impulso o choque intermitente aplicada al sistema [25].

2.5.2 Vibración amortiguada y no amortiguada

El aspecto referente al amortiguamiento de una oscilación causada por una excitación en un sistema desde luego hace referencia a la capacidad para disipar energía, existe ocasiones en las que la frecuencia de la vibración libre conocida como frecuencia natural se ve casi inalterada al despreciar el amortiguamiento, entonces se puede eliminar este efecto y considerarlo como un sistema sin amortiguamiento.

2.5.3 Vibración lineal y no lineal

La **Vibración lineal**, el resorte, la masa y el amortiguador, se comportan linealmente [24]. Las características de este sistema que puede tener señales de entrada y de salida, por ejemplo en una estructura mecánica en las que las señales de entrada son fuerzas de vibración y las señales de salida son desplazamientos, velocidades y aceleraciones de vibraciones. Un sistema es lineal cuando cumple los siguientes criterios:

- La magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema.
- Si el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente y esas no

interactúan en el sistema, lo que define que un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén presentes en la entrada.

La no linealidad hace referencia al hecho que los sistemas se vuelven no lineales a niveles de excitación superiores [21]. De igual modo las ecuaciones diferenciales que rigen los sistemas son así mismo lineales y no lineales, si la vibración es lineal el principio de superposición¹ es válido y las técnicas matemáticas de análisis están bien desarrolladas, en contrario la vibración no lineal el principio de superposición no es válido y las técnicas de análisis son menos conocidas.

2.6 Unidades en análisis de vibración

El nivel de vibración puede estar dado en términos de la aceleración (g), velocidad (mm/s), o desplazamiento (μm), y la intensidad de vibración está determinada por el fabricante mediante cartas espectrales y en casos generales rigen a la norma ISO-10816 [26]. El desplazamiento, la velocidad y la aceleración tratadas en este apartado han sido consideradas como se describe en [27].

2.7 Términos asociados a las vibraciones mecánicas

Frecuencia natural.- Es la frecuencia con la cual un sistema vibra por sí mismo sin la acción de fuerzas externas, después de generarle una perturbación inicial. Si el sistema tiene n grados de libertad tendrá n frecuencias naturales de vibración distintas [24]. Es la frecuencia resultante de la vibración libre por lo tanto no depende de la excitación solo de las características físicas del sistema [21]. El cálculo de la frecuencia natural es de gran importancia ya que nos permite conocer la frecuencia a la cual un sistema no debe ser excitado porque aparecería el efecto de la resonancia manifestándose como grandes amplitudes de vibración [20].

Resonancia.- Fenómeno que ocurre cuando la frecuencia con la que se excita un sistema vibratorio es igual a su frecuencia natural.

Octava.- Cuando el valor máximo de un rango de frecuencias es dos veces su valor mínimo.

¹Un sistema cumple el principio de superposición si su respuesta ante un conjunto de solicitaciones es la suma de respuestas a cada una de las solicitaciones por separado.

Decibel².- Se utiliza para expresar las diversas cantidades encontradas en el campo de la vibración y el sonido (desplazamiento, velocidad, aceleración) [24].

Se define por decibel (*dB*) por la expresión siguiente: $L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$

Donde:

$$L_{dB} = \text{nivel de la señal en } dB$$

L_1 = el nivel de Vibración, en aceleración, velocidad o desplazamiento

L_{ref} = el nivel de referencia, equivale a 0 *dB*

2.8 Tipos de señal en el análisis de vibraciones

Para conocer el tratamiento de la señal vibroacústica en un sistema, debemos partir del estudio del tipo de datos que se generan y sus características principales de cada uno de ellos, en la figura 2.2 se ha considerado una descripción breve del tipo de señales que podemos encontrara en el análisis de vibraciones.

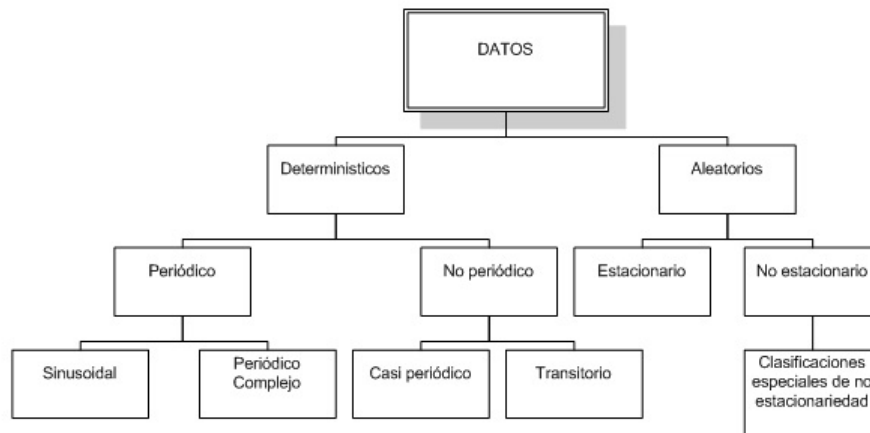


Figura 2.2: Datos y señales en vibraciones. Fuente: Adaptada de [24]

2.8.1 Determinístico

Aquel que puede ser descrito por una relación matemática explícita [28]. Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibroacústico se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama determinística [24].

²Un tipo conveniente de escala logarítmica. Es una escala de proporción, que relaciona el nivel medido de amplitud a un nivel de referencia.

2.8.2 No determinístico

No puede ser descrito por relaciones matemáticas explícitas.

De manera que para los datos determinísticos, teniendo su relación matemática, es posible conocer un valor en cualquier tiempo. En cambio con los datos no determinísticos no hay manera de predecir el valor exacto en un instante específico de tiempo [28].

En la práctica, ningún dato físico es completamente determinístico y ningún dato puede ser totalmente aleatorio.

2.8.3 Datos aleatorios

Para un fenómeno aleatorio se define su función como una muestra en tiempo finito, y es su representación en un periodo de tiempo.

Las señales **estacionarias** son constantes en sus parámetros estadísticos sobre el tiempo, y se dividen en deterministas y aleatorias. Las señales aleatorias son impredecibles en cuanto a su contenido de frecuencia y a su nivel de amplitud, pero todavía tiene características estadísticas relativamente uniformes sobre el tiempo [21]. Una vibración aleatoria ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por “infinitas” vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente [29]. Por otro lado las señales NO estacionarias se dividen en continuas y transientes, este último se definen como señales que empiezan y terminan al nivel cero y duran una cantidad de tiempo finita [21].

En algunos casos las excitaciones determinísticas o aleatorias; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar, en estos casos una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como valores medios o medios al cuadrado de la excitación [24].

Si las señales pueden ser representadas por medio de una ecuación matemática y si cumple con algunos requisitos, entre ellos ser periódica, entonces los armónicos pueden obtenerse mediante un procedimiento matemático conocido como serie de Fourier; para el caso en que su representación matemática sea problemática, existe otro método en el cual se puede calcular los términos armónicos mediante un procedimiento de muestreo de la señal y es conocido como Transformada Rápida de Fourier (FFT Fast Fourier Transform)

[30].

2.9 Fundamentos para el análisis de vibraciones

Los problemas prácticos de la vibraciones, requiere del modelado físico de sistemas mecánicos como un sistema vibratorio / matemático, entendiéndose por sistema vibratorio todo aquel que posee un movimiento oscilatorio que puede o no ser armónico y que tiene la capacidad de almacenar y transformar energía cinética y potencial. Para el modelo se hacen las suposiciones apropiadas se utilizan las ciencias básicas de la ingeniería y las matemáticas [31].

2.10 Ecuaciones de movimiento para un sistema libre no amortiguado

El bloque tiene masa m y está unido a un resorte con rigidez k se observa en la figura 2.3. El movimiento vibratorio ocurre cuando el bloque es liberado desde una posición desplazada x de manera que el resorte tire de él. El bloque alcanzará una velocidad tal que no está en equilibrio cuando $x = 0$, y si la superficie de soporte es lisa, la oscilación continuará indefinidamente.

Análisis en Diagrama de Cuerpo Libre (DCL)

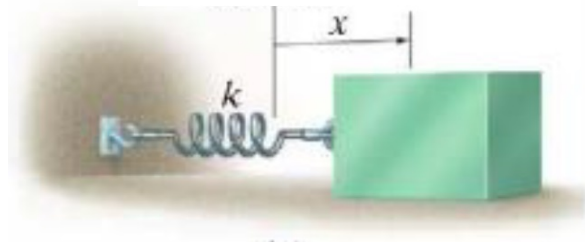


Figura 2.3: Sistema masa resorte. Fuente: Adaptada de [25]

$$\rightarrow^+ \sum F_x = m \cdot a_x \text{ Realizando este análisis obtenemos } -kx = m\ddot{a}$$

El movimiento descrito de esta manera se denomina **movimiento armónico simple**.

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (2.1)$$

La constante ω_n es llamada frecuencia circular o frecuencia natural, expresada en rad/s y en este caso:

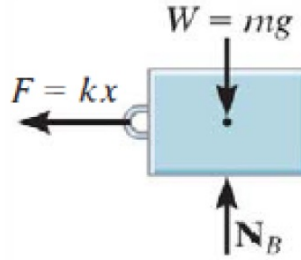


Figura 2.4: Diagrama de cuerpo libre para el sistema masa resorte. Fuente: Adaptada de [25]

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{rad/s}]; = f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{Hz}]; = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{rpm}]$$

La ecuación diferencial, lineal, homogénea, de segundo orden con coeficientes constantes puede mostrar su solución general como:

$$x = A \sin w_n t + B \cos w_n t \quad (2.2)$$

Donde A y B representan dos constantes de integración, la velocidad y la aceleración del bloque de la figura 2.4 queda definida como:

$$\dot{x} = A w_n \cos w_n t - B w_n \sin w_n t \quad (2.3)$$

$$\ddot{x} = -A w_n^2 \sin w_n t - B w_n^2 \cos w_n t \quad (2.4)$$

Analizando las ecuaciones, se ve que la velocidad es proporcional al desplazamiento por la frecuencia y que la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia por el desplazamiento, en la práctica las altas frecuencias no se pueden asociar con altos niveles de desplazamiento [25][21].

2.11 Análisis dinámico de un motor mono cilindro

En este apartado, se supondrá que las partes móviles carecen de peso, de modo que las fuerzas de inercia y los momentos de torsión de inercia son cero y no existe fricción, estas suposiciones hacen posible analizar el efecto de la presión del gas, desde el pistón hasta el cigüeñal, sin necesidad de tomar en cuenta los efectos de otras fuerzas que posteriormente pueden añadirse por superposición [32].

2.11.1 Cinemática del mecanismo

En el análisis de un motor mono cilíndrico el mecanismo simple biela cigüeñal se asume que el pistón, biela y el volante son cuerpos muy rígidos y el bloque entero puede desplazarse a lo largo de una sola dirección 1 GDL [33]. La geometría simple analizada en

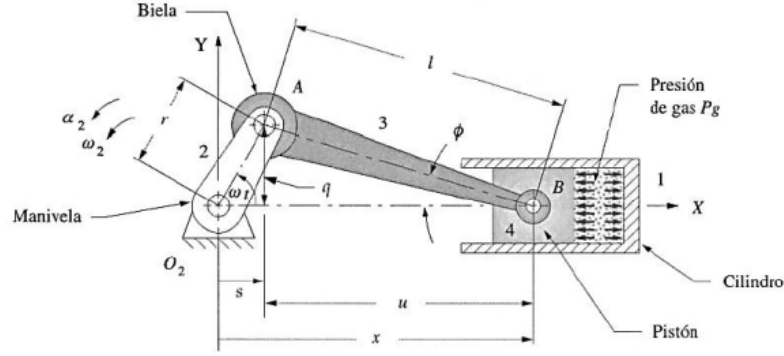


Figura 2.5: Mecanismo biela manivela. Fuente: Adaptada de [34]

la figura 2.5 denota una singular particularidad y es que permite obtener una aproximación directa al análisis exacto de la posición, velocidad y aceleración del pistón con ecuaciones de trigonometría plana y escalares en donde r es el radio de la manivela y l es la longitud de la biela. El ángulo de la manivela es θ y el ángulo que forma la biela con el eje X es ϕ . Para cualquier velocidad angular constante de la manivela w , el ángulo de esta $\theta = w t$. La posición instantánea del pistón es x . Se construyen dos triángulos rectángulos $r q s$ y $l q u$ de ahí por geometría se obtienen las ecuaciones que se describen [34].

$$\begin{aligned} \sin \theta &= \frac{q}{r} \text{ del triángulo } rqs; \sin \phi = \frac{q}{l} \text{ del triángulo } lqu \\ q &= r \cdot \sin \theta = l \cdot \sin \phi \\ \theta &= w t \\ r \sin \theta &= l \sin \phi \\ \sin \phi &= \frac{r}{l} \sin wt \\ \cos wt &= \frac{s}{r} \text{ del triángulo } r q s; \cos \phi = \frac{u}{l} \text{ del triángulo } l q u \\ s &= r \cos wt; u = l \cos \phi \end{aligned}$$

Por lo tanto de la figura 2.5 se puede establecer $x = s + u = r \cos wt + l \cos \phi$

De las relaciones trigonométricas pitagóricas: $\sin^2 \phi + \cos^2 \phi = 1$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2}$$

Entonces la posición queda definida en función de la velocidad angular como:

$$x = r \cos wt + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2} \quad (2.5)$$

La ecuación 2.5 representa exactamente la posición del pistón en x como función de r, l y wt . Esta función puede diferenciarse con respecto al tiempo para obtener las ecuaciones que rigen la velocidad y aceleración como se expone a continuación:

$$\dot{x} = -rw \left[\sin wt + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2wt}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2}} \right] \quad (2.6)$$

$$\ddot{x} = -rw^2 \left\{ \cos wt - \frac{r [l^2 (1 - 2 \cos^2 wt - r^2 \sin^4 wt)]}{[l^2 - (r \sin wt)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} \quad (2.7)$$

Empleando el teorema del binomio para expandir el radical de la expresión de la ecuación 2.5 se pueden simplificar en formas más simples que aclararan el comportamiento dinámico del mecanismo. El teorema del binomio queda definido por:

$$(a + b)^n = a^n + n a^{n-1} b + \frac{n(n-1)}{2!} a^{n-2} b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!} a^{n-3} b^3 + \dots$$

El radical se podría resolver como:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde $a = 1$; $b = -\left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2$; $n = \frac{1}{2}$

Realizando la expansión de los factores se notara que la relación $\frac{r}{l}$ fuera mayor que 1 la manivela no podría realizar una revolución completa, de hecho si $\frac{r}{l}$ se aproxima a 1, el pistón golpearía el pivote fijo en O_2 , realizando estas consideraciones se puede eliminar en la expansión los términos después de la segunda expresión, lo que denotaría un error mínimo lo que reducirá el radical a:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin wt\right)^2} = 1 - \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 wt$$

Por relación del ángulo doble:

$$\sin^2 wt = \frac{1}{2} - \frac{\cos 2wt}{2}$$

Al realizar estas sustituciones las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración quedan definidas por:

$$x = l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt \right) \quad (2.8)$$

$$\dot{x} = -r w \left(\sin wt + \frac{r}{2l} \sin 2wt \right) \quad (2.9)$$

$$\ddot{x} = -r w^2 \left(\cos wt + \frac{r}{l} \cos 2wt \right) \quad (2.10)$$

El proceso de expansión binomial, para este caso en particular, conduce a las aproximaciones de la serie de Fourier de las expresiones exactas para el desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón [34].

2.11.2 Masas equivalentes

Un análisis de fuerzas dinámicas completo en cualquier mecanismo se deben conocer las propiedades geométricas (masa, centro de gravedad, momento de inercia de masa), de los eslabones móviles.

2.11.2.1 Requerimientos para la equivalencia dinámica

- La masa del modelo debe ser igual a la del cuerpo original
- El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original
- El momento de inercia de masa debe ser igual al del cuerpo original

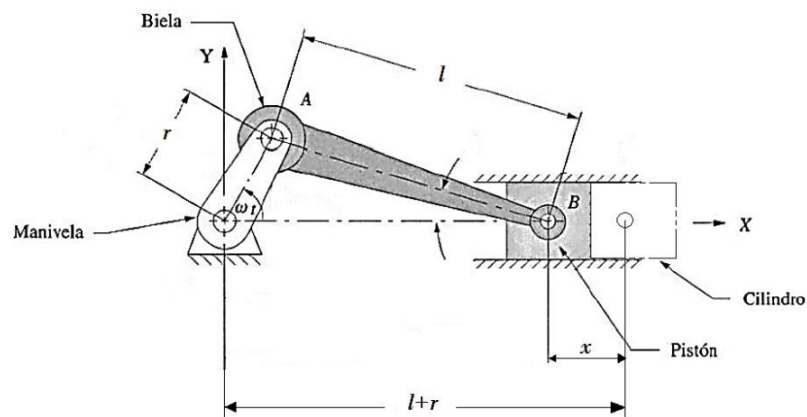


Figura 2.6: Simplificaciones para equivalencia de masas en el mecanismo biela - manivela. Fuente: Adaptada de [34]

A partir de este análisis se ha considerado de la figura 2.6 siendo m la masa total del cilindro, m_p representa la masa del pistón, m_c la masa de la biela, l su longitud, m_r la masa de la manivela, r representa su radio y w representa su velocidad angular constante.

La masa de la biela es considerada en dos puntos m_{c1} y m_{c2} , con estas simplificaciones en la biela se puede deducir la equivalencia bajo las siguientes condiciones:

$$m_{c1} + m_{c2} = m_c$$

$$m_{c1} l_1 + m_{c2} l_2$$

Donde l_1 y l_2 representan las distancias entre el centro de gravedad de la biela para las dos puntos. Una m_1 con movimiento rotatorio y otra m_2 con movimiento rectilíneo son consideradas como:

$$m_1 = m_r + m_{c1}$$

$$m_2 = m_p + m_{c2}$$

La fuerza inercial causada por el movimiento de rotación de la m_1 , a lo largo del eje se describe como:

$$F_1 = (m_1 r w^2) \cos wt \quad (2.11)$$

Y la fuerza de inercia es:

$$F_2 = m_2 \ddot{x} \quad (2.12)$$

La ecuación diferencial de vibración se describe como:

$$m\ddot{x} + kx = F_1 + F_2 \quad (2.13)$$

Donde k es la rigidez a la flexión del cilindro. A través del análisis de la ecuación 2.13, se muestra que, después de llegar a una condición de estado estacionario, x se aproxima a $A_1 \cos wt$ De esta manera en relación con el MCI como fuente de vibración única la señal de vibración podrá simplificarse a:

$$x(t) = b + a \sin(2\pi f \cdot t + c) + s(t) \quad (2.14)$$

De la ecuación 2.14, b es la componente de amortiguamiento, $s(t)$ es la vibración al azar es decir el ruido. Los parámetros A, f y c representan la amplitud, frecuencia y la fase inicial de la señal de la vibración respectivamente. Para un sistema de vibración del MCI real, la señal $x(t)$ detectadas por los sensores (acelerómetros), con una superposición de varias señales de vibración puede estimarse como:

$$x(t) = b + \sum_{n=1}^n a_n \sin(2\pi f_n t + c) + s(t) \quad (2.15)$$

Donde N representa el número de fuentes de vibración [33].

2.12 Modelamiento de las ecuaciones de movimiento

2.12.1 Método de las fuerzas

Debe aplicarse la segunda ley de Newton, igualando, según cada grado de libertad, la suma de las fuerzas exteriores al producto de la masa por la aceleración.

2.12.2 Principio de D'Alembert

Puede verse como una variante de las ecuaciones de Newton o como un método diferente. Básicamente consiste en introducir las fuerzas de inercia e imponer la condición de equilibrio [32].

2.12.3 Método de energías

El método de energías se basa en la ecuación de la conservación de la energía con el fin de modelar matemáticamente un sistema vibratorio con movimiento lineal, angular o ambos y así encontrar un modelo equivalente simple. Se limita al uso de sistemas de 1 GDL y sistemas sin amortiguamiento [23].

2.12.4 Método de Lagrange

El método de Lagrange para sistemas conservativos, consiste en definir el Lagrangiano L , del sistema definido por $L = T - U$. En donde, T representa a la energía cinética total y U a la energía potencial total, ambas en función de las coordenadas generalizadas. Se denota a las coordenadas generalizadas por $q_i(t)$. Por ejemplo, en el caso del sistema masa resorte la coordenada generalizada q_i sería x . El método de Lagrange postula que las ecuaciones de movimiento para sistemas conservativos resulta de:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0$$

Reemplazando $L = T - U$,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = 0$$

En este caso, la coordenada generalizada q_i corresponde al desplazamiento x [35].

2.12.5 Análisis modal

El comportamiento dinámico (Comportamiento de oscilación) de una estructura mecánica se puede proveer con la ayuda de un modelo matemático. El análisis modal permite determinar los parámetros de modelización del modelo modal. Se presupone una estructura que no varía con el paso del tiempo y elástica de modo lineal. Las oscilaciones se consideran solo en un número determinado de puntos en las distintas direcciones de oscilación ($1GDL$) y un intervalo definido de frecuencias. La estructura continua es reemplazada de un modo claro e inequívoco por un número finito de oscilaciones con masa unitaria [1].

2.12.6 Consideraciones de la excitación de la base en el motor de combustión interna

En un MCI se ha de considerar el hecho que parte del motor es excitado de modo armónico a través de una base elástica, la que puede ser modelada por resortes y amortiguadores este caso en singular se considera en las bases de goma del motor indicado en la figura 2.7.

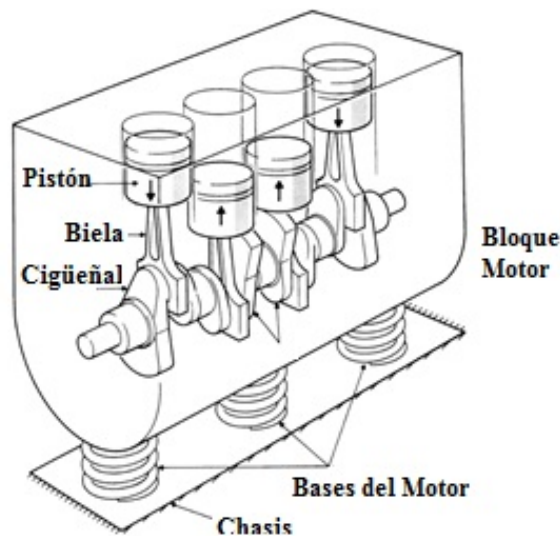


Figura 2.7: Consideraciones en la base del motor. Fuente: Adaptada de [32]

El sistema podrá expresarse a través del siguiente modelo: La ecuación de movimiento para este sistema viene dada por:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0$$

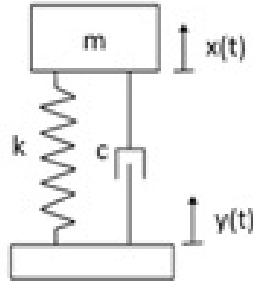


Figura 2.8: Sistema masa resorte con excitación en la base. Fuente: Adaptada de [32]

Se asume una excitación armónica en la base según el sistema de la figura 2.8:

$$y(t) = Y \sin w_b t \quad (2.16)$$

Donde Y denota la amplitud del movimiento de la base y w_b representa la frecuencia de oscilación de la base. Sustituyendo $y(t)$ en la ecuación 2.16 se obtiene:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY w_b \cos w_b t + kY \sin w_b t \quad (2.17)$$

Esto se puede ver como un sistema masa resorte con dos fuerzas de excitación de la ecuación 2.17. Sin embargo, en el caso de que el sistema tenga que operar en una determinada banda de velocidades, puede que no resulte posible evitar la resonancia en todo el rango de condiciones de operación. En tales casos, podemos tratar de aportar amortiguamiento al sistema mediante la introducción de fluidos (agua, aceite) que envuelven al sistema aportando amortiguamiento externo, o en el uso de materiales estructurales con un alto amortiguamiento interno: hierro fundido, laminado, etc.

2.13 Transmisibilidad (T_r)

Puede definirse como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida por un sistema y la de la fuerza de excitación que se introduce en el mismo.

Al analizar el problema de la transmisión de vibraciones de una base o soporte a su sistema mecánico, se define el concepto de transmisibilidad como la relación entre el módulo de la fuerza transmitida al soporte F_t y el módulo de la fuerza excitadora f_o .

$$T_r = \frac{F_t}{f_o} = D \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2} \quad (2.18)$$

De igual modo el concepto de transmisibilidad se puede definir como la relación entre la

amplitud del desplazamiento del sistema de masa m y la del desplazamiento de la base. La expresión correspondiente en este caso T_r sigue siendo la misma [32].

2.13.1 Consideraciones sobre la transmisibilidad y su aislamiento de vibración

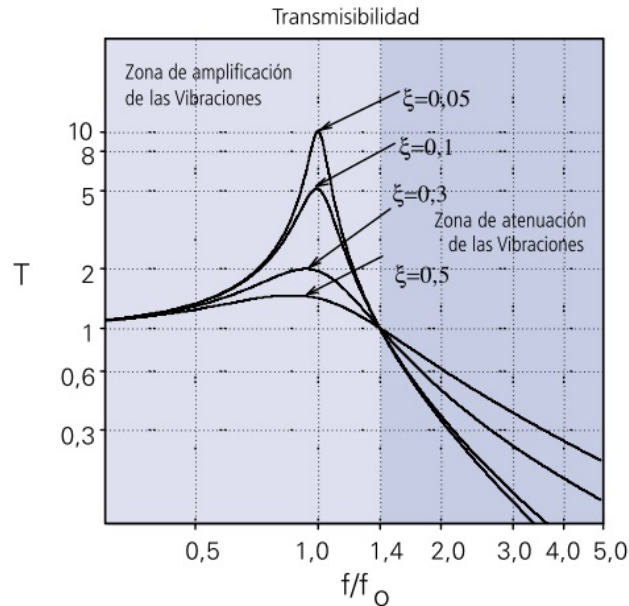


Figura 2.9: Consideraciones sobre la transmisibilidad. Fuente: Adaptada de [36]

Para poder decir que se ha conseguido el aislamiento es preciso que la Transmisibilidad sea < 1 . Puede observarse en la figura 2.9 que ello obliga a que la frecuencia de excitación \bar{w} sea, por lo menos, $\sqrt{2}$ veces la frecuencia natural del sistema w . Para valores de $\beta = \bar{w}/w$ próximos a la unidad, el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales. Para una frecuencia de excitación dada \bar{w} , puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural w del sistema (lo que equivale a aumentar β). Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento ξ ya que si β es $> \sqrt{2}$, la T_r disminuye al hacerlo ξ como se nota en [22]. La razón de amortiguamiento ξ se define como el cociente entre el coeficiente de amortiguamiento y el coeficiente de amortiguamiento crítico.

$$\xi = \frac{C}{C_c}$$

El cuerpo de una máquina es susceptible de ser excitado por fuerzas cuya transmisión hacia la base deberá ser minimizada, actividad esta que tendrá ser garantizada por los soportes

(bases del motor) [29].

El aislamiento es el procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración, este sistema de aislamiento puede ser activo o pasivo el ultimo está formado por un elemento elástico (que incorpora una rigidez) y un elemento disipador de energía como por ejemplo un elastómero. La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad; para efectos de estudio en este apartado se ha considerado lo expuesto en [37], [36] para determinar la transmisibilidad de la vibración de la fuente de excitación hacia el suelo.

Para conseguir el mayor aislamiento se debe de buscar las frecuencias propias más bajas posibles, existen dos formas de hacerlo:

- Aumentar la masa del sistema
- Disminuir la rigidez de los anti vibratorios

Para aumentar la eficacia del aislamiento en la zona de atenuación, es favorable tener un amortiguamiento bajo, pero un amortiguamiento débil nos produce grandes desplazamientos al paso por la resonancia, luego es recomendable, utilizar un coeficiente de amortiguación tal que su paso por la resonancia no produzca desplazamiento inadmisibles para la maquina (MEC) [36].

2.13.1.1 Aislamiento de la vibración mecanismo (MEC) - piso de laboratorio

Para el aislamiento de la vibración entre el MEC y la superficie del piso del laboratorio se ha considerado la construcción de una suspensión del tipo elástica según el diseño presentado en la figura 2.10. Esta consta de un antivibratorio de caucho en dos secciones y una de madera como elemento central, este tipo de aislamiento fue estudiado dependiendo las condiciones que ha de soportar las mismas, para efectos de control de la eficiencia de aislamiento también se ha considerado los siguientes aspectos:

- **Rigidez estática y dinámica.-** La rigidez de un antivibratorio de caucho, cambia cuando se le aplica una fuerza dinámica, en general esta última es siempre mayor que la estática, luego los cálculos basados en la rigidez estática pueden conducirnos a conclusiones erróneas.
- **Creeping y comportamiento a largo plazo.-** Si a un elastómero se le somete a una carga estática, la misma producirá un progresivo aumento de la deformación. El creeping en un determinado tiempo t se calcula como:



Figura 2.10: Diseño de base para el aislamiento de la vibración. Fuente: Autores

$$t = \frac{y - y_0}{y_0} \times 100\%$$

Donde: y_0 desplazamiento inicial, y desplazamiento final.

Se expresa como un % de la deformación inicial, es un valor que depende de la geometría del soporte y sobre todo de la forma de trabajar del caucho.

2.13.1.2 Simulación de la base para el aislamiento de la vibración entre el MEC - piso del laboratorio

El análisis se realizó mediante el software *SolidWorks*, y su posterior validación se realizó con el levantamiento de información experimental de desplazamiento de las bases y su transmisión a la superficie del laboratorio como se indica en la figura 2.11, esto se realizó siguiendo lo expuesto por [36] y se observa en la figura 2.12 la obtención de los datos se trató con el estudio de varianza para la variable de desplazamiento en cada una de las bases del motor, luego este valor fue analizado y comparado con los desplazamientos captados por los acelerómetros tanto en la estructura del mecanismo así como la de la superficie del piso del laboratorio los resultados obtenidos demuestran que no existe un valor representativo, que denote una verdadera fuente de excitación del piso a la estructura, demostrando que el aislamiento es adecuado para los ensayos del motor.

2.13.1.3 Revisión de resultados de la simulación y experimentación de las bases para el aislamiento de la vibración

La base fue simulada de manera similar a la que se posee, manteniendo dos antivibratorios de caucho y un elemento central formado por madera como se indica en

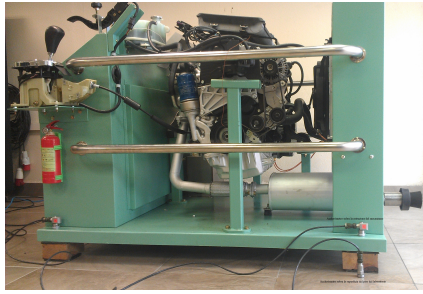


Figura 2.11: Ensayo de validación de aislamiento vibratorio estructura - piso. Fuente: Autores



Figura 2.12: Referencia de estudio para el aislamiento vibratorio. Fuente:[36]

la figura 2.10, En relación a las fuerzas que se le aplican, con el fin de determinar el valor máximo de la deformación producida y los puntos que serán sometidos a un mayor esfuerzo debido al peso total de la estructura, simplemente se ha dividido la masa total para cuatro bases que son las empleadas en el mecanismo, los resultado obtenidos se ilustran en las figuras 2.13 y 2.14.

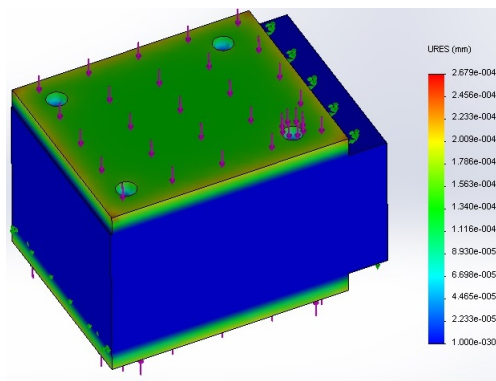


Figura 2.13: Modelado del desplazamiento de la parte superior de la base. Fuente: Autores

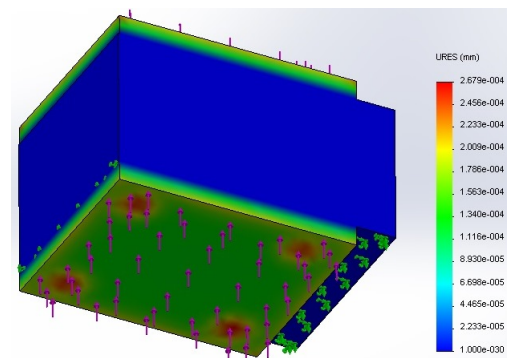


Figura 2.14: Modelado del desplazamiento de la parte inferior de la base. Fuente: Autores

La deformación máxima que se producirá en el antivibratorio será de 0.000267907 mm.

Revisión de resultados de la experimentación

Con el análisis de **ANOVA** de un factor utilizando el software SPSS (*Statistical Package for the Social Science*), podemos comparar varios grupos en una variable cuantitativa, en nuestro caso se han tomado cinco grupos para cada caso; es decir la comparación del desplazamiento en la estructura del mecanismo (MEC) con el desplazamiento en la superficie del piso del laboratorio de modo que podremos relacionar las mismas, y determinar la homogeneidad de las muestras y aceptaríamos la normalidad de las muestras.

El software que se empleó para la adquisición de los datos de desplazamiento es propio del equipo ADASH, el cual extrae características relevantes en frecuencia y amplitud (desplazamiento en μm), estos valores los compararemos para determinar si se cumple con la hipótesis de las medias poblacionales son iguales.

En la figura 2.15 se observa la caracterización de ocho puntos de desplazamiento para la estructura del mecanismo y en la figura 2.16 corresponden al desplazamiento de la superficie del piso.

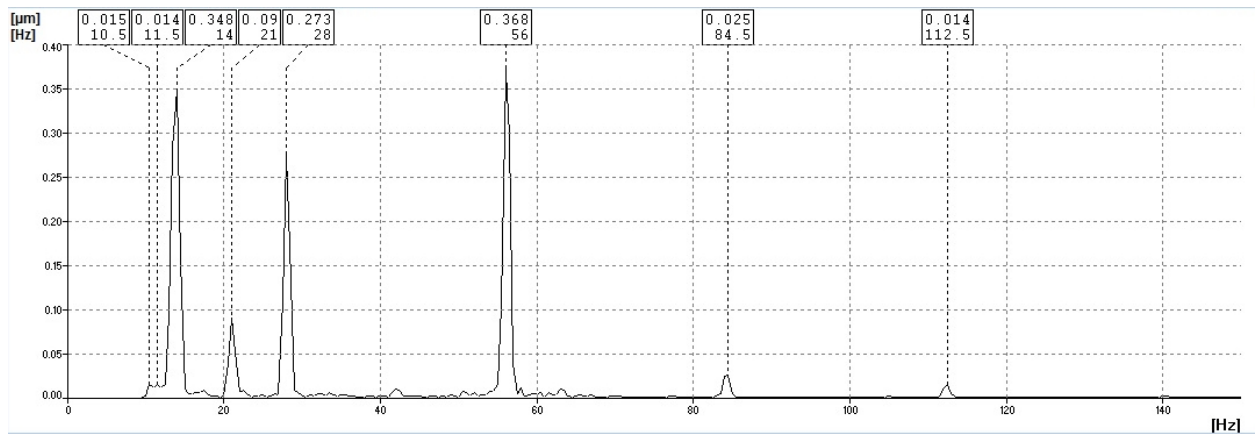


Figura 2.15: Caracterización de puntos para el desplazamiento de la estructura del mecanismo. Fuente: Autores

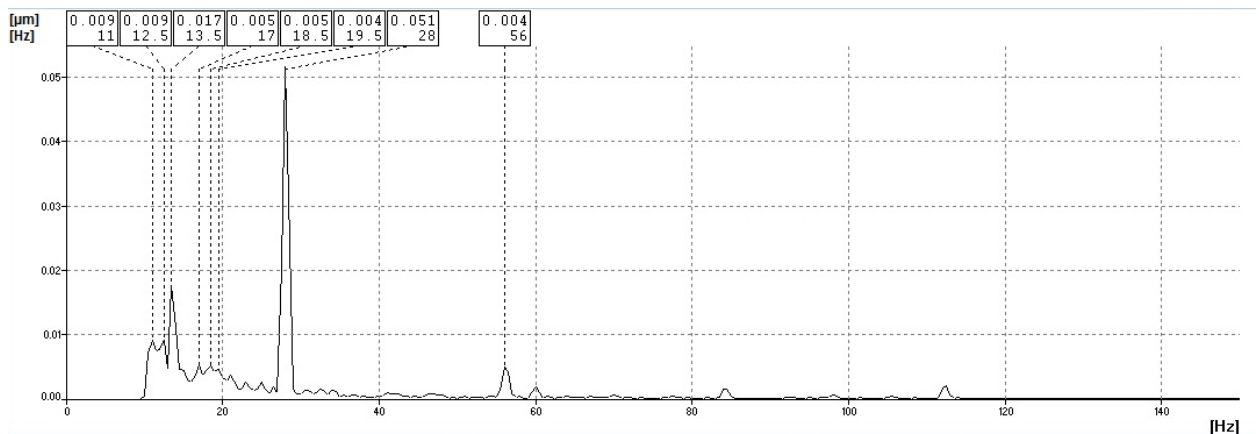


Figura 2.16: Caracterización de puntos para el desplazamiento de la superficie del piso. Fuente: Autores

Si las medias de las diferentes medidas son diferentes el valor F será mayor, siendo este último el cociente entre dos estimadores diferentes de la varianza poblacional,

mientras que si es menor a uno representara la aceptación de la hipótesis nula, es decir las poblaciones muestreadas son normales, el estadístico F se distribuye según el modelo de *Fisher Snedecor* (los grados de libertad del numerador son el número de grupos menos uno en este caso $5 - 1$; los del denominador, el número total de observaciones menos el número de grupos en este caso $40 - 5$).

Descriptivos

Dezplazamiento μ m

	N	Media	Desviación típica	Error típico	Intervalo de confianza para la media al 95%	
					Límite inferior	Límite superior
prueba01	8	,143375	,1585415	,0560529	,010831	,275919
prueba02	8	,154500	,1453135	,0513761	,033015	,275985
prueba03	8	,146125	,1542294	,0545283	,017186	,275064
prueba04	8	,143250	,1531943	,0541624	,015176	,271324
prueba05	8	,146750	,1503156	,0531446	,021083	,272417
Total	40	,146800	,1444159	,0228342	,100614	,192986

Figura 2.17: Descriptivos de las muestras para el desplazamiento de la estructura. Fuente: Autores

Si el estadístico F es menor que $0,05$, rechazaremos la hipótesis de igualdad de medias, en la distribución F el valor de tabla con una probabilidad de $0,05$ es de $2,64$, el cual lo compararemos con el F calculado por SPSS si este es menor aceptamos la normalidad, caso contrario rechazamos la misma.

Prueba de homogeneidad de varianzas

Dezplazamiento μ m

Estadístico de Levene	gl1	gl2	Sig.
	4	35	,975

Figura 2.18: Prueba de homogeneidad de varianzas para el desplazamiento de la estructura. Fuente: Autores

ANOVA de un factor

Dezplazamiento μ m

	Suma de cuadrados	gl	Media cuadrática	F	Sig.
Inter-grupos	,001	4	,000	,007	1,000
Intra-grupos	,813	35	,023		
Total	,813	39			

Figura 2.19: ANOVA de un factor para el desplazamiento de la estructura. Fuente: Autores

El software SPSS con los datos caracterizados por el DDS de ADASH, podrá realizar la comparación de los grupos y determinar la normalidad de las muestras, en la figura 2.17 se observa los descriptivos calculados, en la figura 2.18 se puede notar en cambio la homogeneidad de las varianzas al igual que el ANOVA de un factor se nota en la figura 2.19, a lo que podemos llegar a deducir es la igualdad de las varianzas y por ende la normalidad, esto se puede contemplar gráficamente al revisar la figura 2.20 que muestra el diagrama de cajas de las medias de las muestras para los cinco grupos en estudio.

A más del valor de F es de $0,07$ mucho menor que el correspondiente a la distri-

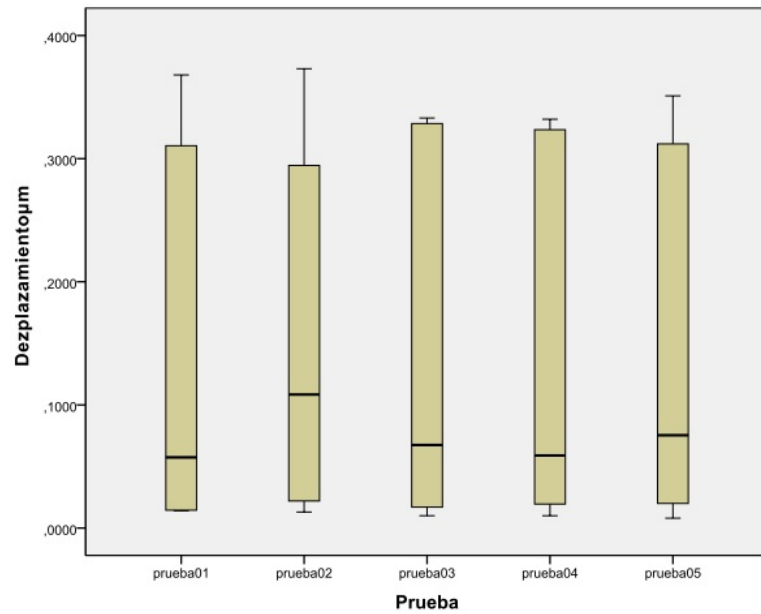


Figura 2.20: Diagrama de cajas para los grupos estudiados del desplazamiento de la estructura.
Fuente: Autores

bución de Fisher. Lo que afirma la aceptación de la hipótesis. De igual modo se procedió para el caso del desplazamiento de la superficie del piso en donde se puede observar en la figura 2.21 el diagrama de cajas para aceptar la normalidad.

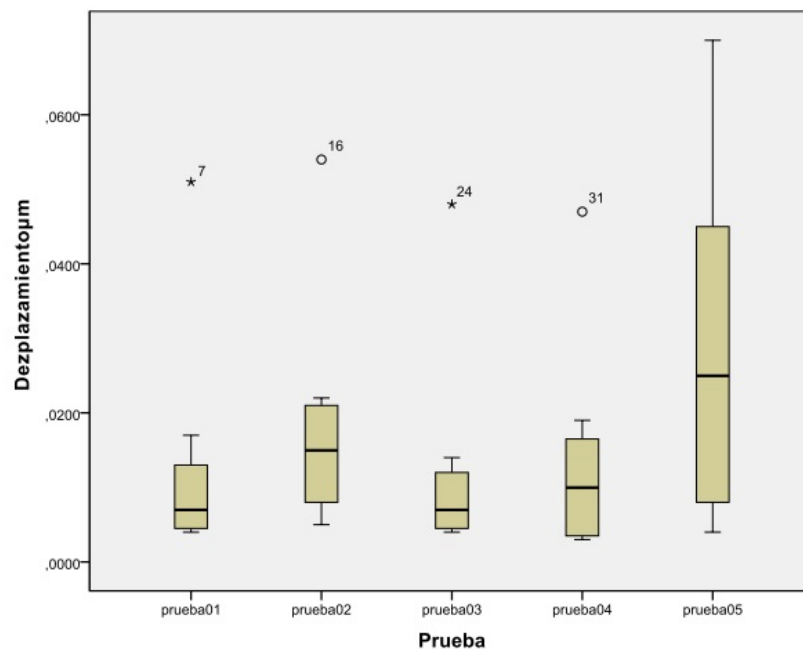


Figura 2.21: Diagrama de cajas para los grupos estudiados del desplazamiento de la superficie.
Fuente: Autores

Al realizar este análisis se ha procedido a realizar una diferencia de las medias de los desplazamientos y compararlo con el valor de la simulación y simplemente tomar la decisión de la aceptación del diseño de la base antivibratoria, o caso contrario se debe considerar el rediseño de la misma, en las figuras 2.22, 2.23 y 2.24 se presenta el resultado del estudio ANOVA del software SPSS para el desplazamiento de la superficie del piso del laboratorio.

Descriptivos

Desplazamiento μ m

	N	Media	Desviación típica	Error típico	Intervalo de confianza para la media al 95%	
					Límite inferior	Límite superior
prueba01	8	,013000	,0159553	,0056410	-,000339	,026339
prueba02	8	,018375	,0156016	,0055160	,005332	,031418
prueba03	8	,012375	,0147836	,0052268	,000016	,024734
prueba04	8	,013750	,0146653	,0051850	,001489	,026011
prueba05	8	,028750	,0238552	,0084341	,008807	,048693
Total	40	,017250	,0175452	,0027741	,011639	,022861

Figura 2.22: Descriptivos de las muestras para el desplazamiento de la superficie del piso. Fuente: Autores

Prueba de homogeneidad de varianzas

Desplazamiento μ m

Estadístico de Levene	gl1	gl2	Sig.
1,483	4	35	,228

Figura 2.23: Prueba de homogeneidad de varianzas para el desplazamiento del piso. Fuente: Autores

ANOVA de un factor

Desplazamiento μ m

	Suma de cuadrados	gl	Media cuadrática	F	Sig.
Inter-grupos	,002	4	,000	1,250	,308
Intra-grupos	,011	35	,000		
Total	,012	39			

Figura 2.24: ANOVA de un factor para el desplazamiento del piso. Fuente: Autores

El valor obtenido en la simulación a través de *SolidWorks* es de ($\approx 0,000267909mm$) y el correspondiente obtenido por el medio experimental es ($\approx 0,0000257mm$), al realizar la comparación de los mismos obedece en afirmar el aislamiento de las vibraciones desde el exterior hacia la estructura de la misma, por tanto se podrán realizar los ensayos correspondientes para el levantamiento de la información, que será parte de la base de datos.

Un importante análisis que se puede hacer es contemplar los límites de confianza para los dos casos de desplazamiento ya que la mayor representación de esta variable se encuentra entre estos valores.

2.14 Estudio bibliográfico del diagnóstico de fallos en la combustión de un motor de encendido por compresión basados en el análisis de señales de vibración.

El análisis de vibraciones se ha vuelto cada vez más importante en los últimos años debido a la tendencia actual para producir máquinas de más alta velocidad y estructuras más ligeras [38]. El análisis de vibraciones es también directamente aplicable a maquinaria con movimiento alternativo, aunque para este tipo de máquinas deberá utilizarse una lógica distinta para el tratamiento de la información, por el grado de complejidad del movimiento rotatorio y alternativo en la misma máquina, hacen difícil el análisis del espectro por las diferentes fuentes de la señal.

El control de las emisiones contaminantes a la atmosfera³, es una línea de tendencias investigativas se enfocan en la reducción de consumo de carbono involucradas en la combustión, a más de la incentiva para la detección de fallos en el funcionamiento. A través de las normas de la OBD II (Enhanced on board diagnostics) y el equivalente europeo adoptado posteriormente, las normativa referida al acrónimo OBD tienen como objetivo fijar los requerimientos de autodiagnóstico de los vehículos, en la normativa se recogen los sistemas que deben ser diagnosticadas y la acción de respuesta del sistema de fallo.

En lo referente a la efectividad de un **MEC** y lo que respecta en temas de diseño siempre se ha de buscar tener los parámetros más óptimos en cuestión **NVH** (noise, vibration and harshness) es decir el ruido, vibración y dureza, por lo tanto desde la concepción del diseño del motor se considera la generación de vibraciones y para obtener un modelo de baja vibración se deberá extraer las características dinámicas basadas en el experimento y la simulación [39], si es primordial considerar este aspecto al momento del diseño es de mayor relevancia el hecho de considerar los diversos métodos comprobatorios por medio de esta técnica no intrusiva como un medio de monitoreo de las condiciones de un motor diésel para el control de calidad al final de la línea de montaje a través de la tecnología de prueba en frío [40], otro aspecto de estudio se enfoca en la reducción de emisiones contaminantes de gases nocivos producidos por los MEC estos gases tales como

³En EEUU se crea en 1970 la Agencia para la protección del medioambiente (EPA) y en el estado de California el consejo de recursos ambientales (CARB), verdadero motor de la normativa medioambiental en la primera economía mundial. Por su parte, la primera normativa europea sobre las emisiones de los vehículos a motor data también de 1970 (Directiva 70/220/CEE Medidas que deben adoptarse contra la contaminación del aire causada por vehículos de motor)

monóxido de carbono (CO), óxidos nítricos (NO_x), hidrocarburos (HC) y el dióxido de azufre (SO_2) de un vehículo con motor diésel ya sea a diferentes regímenes de giro será causa de contaminación y generara vibraciones [41]. La detección del golpeteo del motor mediante el reconocimiento de patrones de señales de vibración también es posible con el exámen de vibraciones como se demuestra en [42].

En las tendencias de modelado y control para el diseño del bloque motor con (empirical mode decomposition) **EMD**, y Wavelet para su posterior comparación con **FEM** que es capaz de procesar una señal de vibración auto adaptable en función de las características de la señal en el dominio del tiempo. La auto adaptación significa que el análisis de los resultados no se ven afectados por ninguna función básica como la función sinusoidal de las transformadas de Fourier y la transformada wavelet madre [39].

Un método representativo de análisis tiempo - frecuencia es el análisis wavelet, aplicada extensamente en condiciones no estacionarias y en especial para aplicaciones del motor porque es capaz de representar las señales en el plano tiempo - frecuencia con mejor resolución que otras.

La respuesta de la estructura en este caso el bloque motor depende de la frecuencia natural, de la condición de excitación, de la amortiguación y de la rigidez.

Por la relación directa entre las vibraciones mecánicas generadas por el motor y la emisión de ruidos, la medición de las vibraciones se debe fijar en una posición de modo que el ajuste debe ser con precisión y de forma repetida de modo que no se vea afectada por ruidos exteriores, la posición adecuada donde el acelerómetro de vibración recogerá la información debe ser la adecuada como lo expone la normativa, para obtener una descripción adecuada se ha de hacer un análisis modal del MEC, en fin de encontrar una posición del sensor y las posiciones de medición debería tener la rigidez suficiente para evitar modos de vibración locales y que permita una buena transmisibilidad de vibración según lo expuesto en [39]. Una posición recomendada para la adquisición de señales de vibracion con el uso de acelerómetros es la indicada en la figura 2.25 y se encuentra marcada con o.

Es cuestión de estudio mejor considerar los efectos producidos por las vibraciones mecánicas generadas por esfuerzos torsionales en el cigüeñal a más de los efectos de la combustión estos deberán ser analizados para el caso del MEC [43].

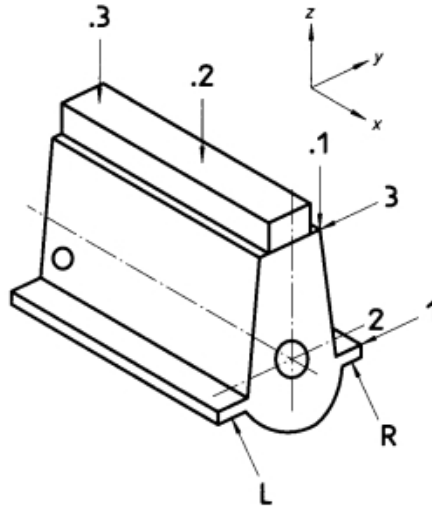


Figura 2.25: Posición recomendada para el acelerómetro. Fuente: Adaptada de [39]

2.14.1 Vibración torsional considerada en motores de combustión

La vibración torsional es una oscilación de una posición angular respecto a una línea central, es causada por fuerzas de torque oscilatorias [31].

Las vibraciones torsionales en el cigüeñal es inducida por las variaciones en el par motor sobre ello. Este par motor es fundamentalmente producto de dos fuerzas:

- Presión del gas en el cilindro
- Fuerza de inercia de las masas alternativas

Estas dos fuerzas son de carácter periódico y variables, a más de ser de frecuencia diferentes, el par motor de inercia pasa por un ciclo completo durante una revolución del cigüeñal, mientras que para el par motor de la presión del gas de un motor de cuatro cilindros, pasa por un ciclo cada dos revoluciones.

La transformación del movimiento lineal alternativo en un movimiento rotativo, esto conlleva a que se genere un par inercial oscilatorio sobre el cigüeñal, causando aceleraciones angulares en su giro.

Tal como la fuerza de inercia se puede representar por una serie cuyos términos comprenden los senos de múltiplos sucesivos del ángulo de la manivela, es evidente que el par motor de inercia también ha de estar compuesto de una serie de armónicos y, en este caso, las amplitudes de las armónicas sucesivas decrecen rápidamente. Con relación al par motor de la presión del gas por lo anteriormente analizado; para un motor de cuatro

cilindros, las primeras armónicas del par motor de inercia se anulan en cuanto se refiere a la generación de vibraciones de primer orden, en cambio que las segundas armónicas permanecen, y están en fase; en un motor de seis cilindros las terceras armónicas son las más bajas entre las que producen vibraciones de primer orden y como su amplitud es solo 1/16 de las primeras armónicas, el par motor de inercia no es un factor de importancia representativa en la producción de vibraciones en motores multicilíndricos [44].

2.14.2 Trabajos desarrollados con la técnica de análisis de vibraciones en la combustión de motores Diésel

Los problemas del motor diésel incluyen la pérdida de potencia, sobrecalentamiento, ruido excesivo o extraño y cambios repentinos en las emisiones de escape. Estos problemas son síntomas observables o medibles de una falla consecuente, las mismas que puede ser monitoreadas bajo diferentes condiciones.

En relación a fallos detectables en la combustión como lo es en el encendido o la detección del golpeteo en el MEC mediante el reconocimiento de patrones de vibración es posible y su estudio es hecho en [45], con esta técnica de investigación los datos que se recogen corresponden a diferentes condiciones de motor y deben ser adquiridas en conjunto con otras tales como, la posición del cigüeñal, el tiempo de muestreo y las diferentes señales de emisión acústica.

Las diferentes fuentes de excitación en el MEC incluyen un grupo de componentes como lo son; inyectores de combustible, segmentos del pistón, la pared del cilindro así como las válvulas de admisión y escape debido a los impactos de entrada de aire y salida del fluido de trabajo se ven inmiscuidas en el proceso de la combustión representando en términos de rendimiento, eficacia y fiabilidad del motor.

Los regímenes de giro para realizar el monitoreo de estas condiciones se pueden establecer como las más representativas para un MEC; 800, 1000, 1500 y 2000 *rpm* [46], [47]. A partir de estos datos se puede simular los fallos en la combustión. Es importante analizar el hecho de contar con las características del combustible que pueden ser revisadas según la normativa que se expone en [5].

Los métodos de condición del motor mencionados permiten diagnosticar fallos anteriores y así proporcionar más posibilidades para el mantenimiento de planificación [45].

El golpeteo del pistón también cubre un amplio rango de frecuencias y varían

de forma significativa en las condiciones de funcionamiento del MEC. Las dimensiones del espacio libre entre el pistón y el cilindro son el factor más decisivo de la intensidad del impacto, no obstante el golpeteo del pistón está muy cerca del PMS y puede ser enmascarada por la combustión [48].

Los fallos en los inyectores de combustible del MEC no solo causan fallos en la reducción de la eficiencia, a más del inaceptable nivel de emisiones contaminantes; además los fallos en los inyectores aumentan el ruido y las vibraciones debido a la impulsión de la alta presión en el inyector de combustible, de corta duración (micro segundo) con ciclos repetitivos lo que produce impactos mecánicos y de fricción que pueden provocar daños a los componentes del motor, debido a la complejidad de las fuentes vibro acústicas en un motor diésel, es difícil obtener información detallada con respecto a la inyección del diésel para realizar un diagnóstico confiable [49]. Esta inyección de combustible al producirse antes del PMS su amplitud en el espectro de la vibración es menor en comparación a la inducida por la combustión [48].

Una importante consideración en este aspecto es definir que el pistón en sus desplazamiento desde el PMS al PMI y viceversa sufre aceleraciones como desaceleraciones [35].

Por otro lado, en máquinas con movimiento alternativo en especial las de cuatro tiempos, el cigüeñal debe girar los 720° , de ahí que pocas frecuencias de vibración pueden ser armónicas directos de la velocidad del cigüeñal.

En aspectos relacionados al tratamiento de la señal de vibración el PMS antes de la inyección es el inicio para el muestreo del dominio de tiempo, de las prueba en [40]. Además de los estudios se puede calcular el valor medio de la densidad espectral de potencia (PSD) en el rango de mayor amplitud, sin embargo la transformada continua de wavelet (CWT) y su mapa tiempo escala es utilizada para diferenciar las formas de falla en motores de combustión interna como son analizadas en [50].

En consecuencia, un análisis completo de la maquinaria de movimiento alternativo requiere tener en cuenta un estudio del dominio en el tiempo, y de los datos del dominio en frecuencia con este parámetro tomado en cuenta se puede llegar a determinar la fuente de cada vibración [22].

2.14.3 Fenómeno de la detonación en la combustión

El fenómeno de la detonación, aparece por la combustión espontánea de una fracción de los gases residuales, la liberación de calor que acompaña al auto - encendido, es tan rápida que produce un aumento local de la presión pudiéndose formar ondas de choque. Esta onda de choque excita las resonancias del cilindro, produciéndose un sonido particular ahora consideremos el cilindro como una cavidad con paredes duras, cerrada con tapas planas y repleta de un gas homogéneo. La onda de choque que aparece, excita los modos de vibración de la cavidad que viene por la expresión:

$$f_{m,n,p} = c \sqrt{\left(\frac{x_{m,n}}{B}\right)^2 + \left(\frac{p}{2L}\right)^2} \quad (2.19)$$

Donde c es la velocidad del sonido, B es el diámetro del cilindro y L es la carrera del cilindro. Los valores $x_{m,n}$, son los ceros de la derivada de la función de Bessel de primera especie, es decir satisfacen: $j_m(\pi x_{m,n}) = 0$ Por otro lado, la velocidad del sonido viene dada por la expresión:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma R T}{M}}, \gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.20)$$

Esto nos indica que son dos fuentes de variación de las frecuencias: el cambio de Temperatura y el cambio producido por el movimiento del pistón [51].

En cada ciclo, pueden existir variaciones en la presión causadas principalmente por diferencias en la inyección del combustible y cambios locales de la temperatura. Estas variaciones son importantes pues es un proceso de detección hay que estimar si utilizar un método ciclo a ciclo o de promediado [52].

2.14.4 Características para la extracción de espectros de vibración en un MEC

Deben conseguirse señales completas de vibraciones para verificar la exactitud de la base de datos y establecer las condiciones iniciales de funcionamiento del MEC. Las mediciones deben ser tomadas cuando el MEC ha alcanzado condiciones de operación estables (temperatura, carga, presión etc.). La determinación de la severidad de la vibración puede basarse en la máxima vibración que ocurre sobre todo el rango de potencia y velocidad correspondiente a la operación normal [44] [26].

Las tendencias y tiempo previsto para el análisis de fallos, se requerirán múltiples lecturas en el MEC para proveer datos que permitan desarrollar estadísticas de tendencias.

La manera más sencilla de utilizar tendencias en las vibraciones es de establecer un espectro de vibración representativo asociado a un fallo en la combustión del MEC operando normalmente, como punto de referencia. Y de comparar esta referencia con espectros que se grabaron más tarde en el mismo.

La comparación de espectros es posible por la normalización de orden pero sin duda para realizar estas comparaciones con anterioridad se debió haber tomado en cuenta el siguiente aspecto:

- Las condiciones en las que opera el MEC deben ser los más similares a las condiciones que opera cuando se grabó el espectro de referencia entre las características obtenidas se ha de considerar la ubicación y calibración del acelerómetro se ha de colocar con un pad especial propio del fabricante en el bloque motor y se debe proceder a arrancar el motor a 800 *rpm* hasta alcanzar una temperatura del medio refrigerante de 85° C aproximadamente esta descripción no es una regla pero se ha de tomar en cuenta para el desarrollo de investigaciones en esta línea.

En la figura 2.26 se indica el procedimiento a seguir para la recolección de información en un MEC.

Se mide la señal del acelerómetro piezoeléctrico, se recogen las señales de régimen de giro del motor y de la posición del PMS del cilindro número uno, a través de un procesador digital de señal y por medio de un computador personal se tratara y se almacenara la señal en las diferentes condiciones del motor por un tiempo determinado de modo que se obtenga un promedio de muestras temporales del acelerómetro.

2.14.5 Fallos en la combustión de motores common rail analizados con señales de vibración

Los fallos internos en el motor se denotan directamente en la variación de la presión en el interior del cilindro con relación al ángulo del cigüeñal, otro punto que se debe considerar es el régimen y las condiciones sobre las cuales se trabajara, en esta una característica primordial es el régimen de giro libre de carga, lo cual es una limitante de trabajo para algunos de los mecanismos propios del motor common rail, tales como es el hecho de analizar el comportamiento de la EGR, la geometría variable de turbocompresor entre otros parámetros que según la EDC del sistema regula y activa la cantidad de combustible a inyectar influyente en la combustión del motor [53]. La ubicación del acelerómetro tanto paralelo como perpendicular al eje de movimiento, proporciona la

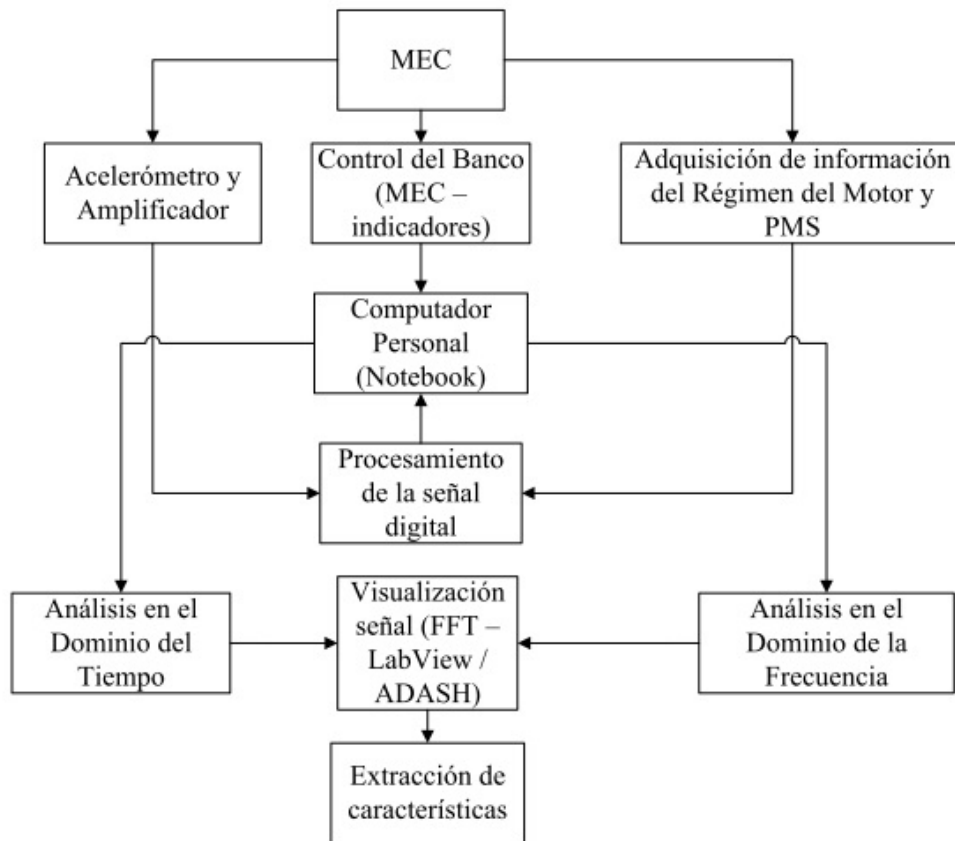


Figura 2.26: Modelo de procedimiento a seguir para la extracción de espectros de frecuencia. Fuente: Adaptada de [39]

mejor correlación con las excitaciones fluidodinámicas que se tienen lugar en el interior de la cámara. Pudiendo de este modo diagnosticarse cierto número de anomalías, entre las que se cuentan las variaciones del punto de inyección, el cierre defectuoso de válvulas y la falta de estanqueidad de los segmentos. En los sistemas common rail unijet se realizan 2 inyecciones en la cámara de combustión, mientras que el sistema multijet realizan de 3 a 5 inyecciones, este último ha reducido vibraciones, la rumorosidad⁴, y sobre todo la reducción de emisiones contaminantes [19].

El estudio realizado en [54] indica la variación del ancho de pulso sobre el regulador de presión instalado en el riel de inyección; se modifica la presión de inyección en el inyector de combustible, lo que para el sistema common rail es de vital importancia por las características de penetración de las gotas de combustible el efecto de spray, lo cual involucra directamente sobre la combustión este estudio se puede realizar en la condición de ralentí del motor diésel con una presión de 300 bar - 400 bar.

⁴Ruido característico de un MEC que se produce durante su funcionamiento.

Cuando la señal de la ECT se queda en desconexión la activación de la EGR es del 50%, se reduce el caudal inyectado, en función de la temperatura en relación al combustible este varía su densidad y viscosidad.

Cuando la ECU no ve la señal de presión de combustible, sobre el riel se mantendrá la presión de 400 bar el régimen se limitará a 2500 rpm, ralentí rumoroso, la masa aceleración y la activación de la EGR es al 50%, al fallar los electro inyectores el régimen se regula a un máximo de 2500 rpm, la presión de inyección en el riel es de 500 bar, el ralentí se comporta de manera inestable, la activación de la EGR reduce la emanación de NO_x , reduce la temperatura y la presión en los cilindros.

La influencia de los parámetros de inyección y la regulación de gases de escape sobre el proceso de combustión de un motor diésel son:

- Tiempo de retraso
- Presión y temperatura en la cámara de combustión
- Ley de liberación de calor
- Combustión premezclada

Los anteriores resultan relevantes al momento de plantear un análisis del proceso de combustión en un motor common rail son el inicio de la inyección SOI, la presión de inyección, la tasa de recirculación de los gases de escape EGR, la pre - inyección y la post - inyección. En el sistema common rail la presión de inyección es constante y sin limitación en la variación del ángulo de inicio de la inyección, estos sistemas tienen la característica de que el proceso de inyección se realiza prácticamente a presión constante lo que nos permite tener tasas de inyección bastante rectangular [16].

Un fallo en el sistema de inyección que es analizado con la señal de vibración obtenida, y es la más significativa constituye en retirar de manera total la inyección en uno de los cilindros eliminando la presión en una cañería de alta presión [49]. Otra característica es el control del inyector piezoeléctrico modificando la intensidad de control del mismo.

El espectro de vibración obtenido en el bloque de cilindro en el PMS se verá afectado básicamente por:

- Combustión y la mezcla del combustible en el interior del cilindro

- El flujo del líquido refrigerante, la entrada y la salida de los gases de escape y la inyección propia del combustible por parte del inyector
- La inercia de los mecanismos en especial del tren alternativo
- Los impactos de la sincronización de los elementos de la distribución en el cabezote del cilindro

Las señales que se analicen en el dominio de la frecuencia podrán extraerse las características de la amplitud, con la finalidad de diagnosticar que tan severo es el fallo [53].

2.15 Normativa en vibraciones

Toda norma debe contener aquella información que permita comparar; con criterios consensuados, procedimientos habituales de medida y evaluación de datos. Atendiendo al ámbito de desarrollo y de aplicación existen numerosas asociaciones que establecen estándares para evaluar la severidad vibratoria, entre estas las más importantes son: **API**, **AGMA**, etc. que corresponden a grupos industriales, mientras que **ANSI**, **ISO**, **BS** (British & International Standard) y **VDI**, etc. corresponden a organizaciones. Desde el punto de vista de la medida y evaluación de la vibración, las máquinas pueden subdividirse básicamente en cuatro categorías:

- Máquinas de movimiento alternativo con componentes tanto rotativos como alternativos (motores diésel y ciertos tipos de bombas y compresores).
- Máquinas Rotativas con rotores rígidos (Ciertos tipos de motores eléctricos, bombas monoetapa y bombas de baja velocidad).
- Máquinas rotativas con rotores flexibles (Grandes generadores de turbina de vapor, bombas multietapa y compresores).
- Máquinas rotativas con rotores semirígidos (Turbinas de vapor de baja presión, compresores de flujo axial y ventiladores)[22].

2.15.1 Norma

VDI 2063 Medición y evaluación de vibraciones en motores de pistón y compresores de pistón. (1985 - 1909). Sustituida por ISO 10816-6:1995 Vibraciones mecánicas

evaluación de la máquina de vibraciones mediante mediciones en piezas no rotativas Parte 6: máquinas reciprocantes con potencias superiores a 100 kW [26].

Las normativas en su propuesta presentan evaluar el estado de la vibración de los motores de pistones alternativos, cabe destacar que las normas expresa las pautas generales de aplicación a pistón alternativo de motores y compresores, montados de manera rígida y elásticamente, con una potencia de salida o de entrada a partir de 100 *kW* y hasta una velocidad de 3000 *rpm*, entre las ejemplificaciones para su aplicación se encuentran: motores marinos de propulsión, motores auxiliares de generación eléctrica, motores de locomotoras diésel; pero la misma no aplica a los motores instalados en vehículos de carretera (camiones, turismos, máquinas de construcción autopropulsadas y tractores) [55] [26].

Podemos definir la siguiente característica de las normativas de vibraciones de maquinaria; se basan en los parámetros cinemáticos de desplazamiento, velocidad y aceleración en un rango de frecuencias de 2 a 1000 *Hz* para poder caracterizar la vibración.

La norma ISO 10816-6:1995 entre sus características contempla que para valores promediados RMS de los parámetros cinemáticos la precisión de 10% para el rango de 10 a 1000 *Hz* y una precisión de +10% -20% en el rango de 2 a 10*Hz*. En este aspecto un factor determinante es el elemento transductor y sus características operativas que pueden verse afectadas por el efecto de resonancia [44].

Las consideraciones respecto a la transmisibilidad en máquinas reciprocantes se refieren a las fijaciones flexibles que se utilizan ampliamente para reducir el efecto del MEC a su entorno, el diseño y la aplicación de estas están fuera del ámbito de la normativa ISO 10816-6:1995 [26].

2.15.2 Instrucciones para la medida de vibración en máquinas reciprocantes

Para asegurar las mediciones y sus posibles comparaciones sea de la manera más congruente, las posiciones y direcciones de medición de la vibración se han estandarizado según lo especificado en la tabla 2.1. Esto se puede comprobar revisando la figura 2.27

Nomenclatura de las Direcciones y Puntos de Medida		
Lado de Medida	L	Mano Izquierda de frente al Motor
	R	Mano Derecha de frente al Motor
Niveles de Medida	1	Borde Inferior de la Bancada
	2	Nivel de Cigüeñal
	3	Borde superior de la Bancada
Puntos de Medida Relacionados a la longitud de la maquina	.1	Lado de Acople
	.2	Mitad de la Máquina
	.3	Lado Libre

Tabla 2.1: Direcciones y puntos de medición para acelerómetros de vibración en MCI. Fuente: [26]

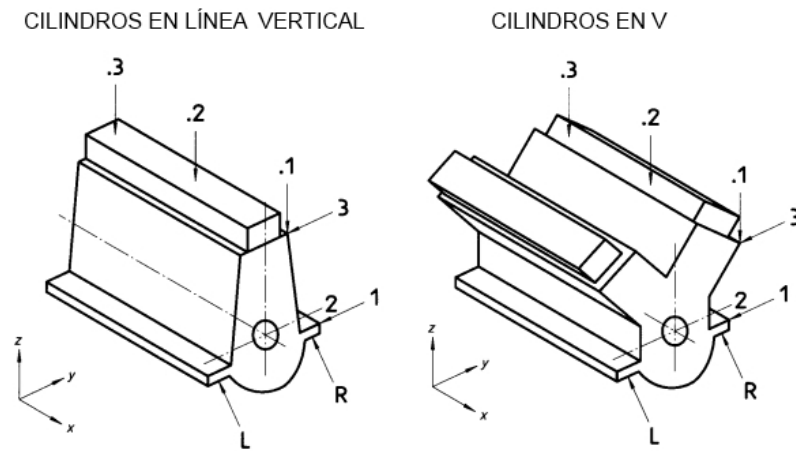


Figura 2.27: Puntos y direcciones de medida para un MEC. Fuente: Adaptada de [26]

2.15.3 Severidad de la vibración

LA ISO define como **severidad de la vibración** el mayor valor RMS de las amplitudes de la velocidad de vibración obtenida en la banda de frecuencia 10 - 1000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la estructura al igual que los rangos permisibles pueden ser contemplados en esta norma las tablas de severidad de vibración y las diferentes categorías para la clasificación de la condición de la máquina se establecen en la misma normativa [26].

2.15.4 Normas sobre la instrumentación

Estas normas se refieren a las características de los equipos y sistemas de medida y adquisiciones, analizadores de vibraciones y sensores, empleados en la medida y análisis de vibraciones. Engloban aspectos muy diversos como calibración, pruebas de seguridad,

agitación y temperatura. Algunas de estas normas más habituales que suelen cumplir los aparatos y sensores de medida pueden ser las denominadas como: IEC, MIL y CISPR [22].

3 TRATAMIENTO DE LA SEÑAL VIBRO ACÚSTICA EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA, MEDIANTE EL SOFTWARE LABVIEW Y SU ANÁLISIS MATEMÁTICO MEDIANTE LA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER.

3.1 Análisis de señales

Del **análisis del dominio de tiempo** se trata de analizar información de la amplitud y de la fase de la señal de vibración en el tiempo para detectar la falla del sistema. El dominio del tiempo es una precepción natural y facilita la interpretación física en la vibración. El **análisis frecuencial** es la más común para el diagnóstico de fallos, usada en el mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones, basada en encontrar la relación existente entre la frecuencia de las componentes discretas presentes en el espectro y las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones [56] [57]. En el dominio de la frecuencia, es posible observar la influencia de cada falla como una componente individual presente ligada a una amplitud [58], pero esta representación es susceptible a los cambios de velocidad [50].

3.2 Procesamiento digital de señales de vibración

El tratamiento de señales trata de la representación, transformación y manipulación de señales y de la información que contiene, la acelerada evolución del tratamiento digital de las señales y sus procesos como la conversión analógico - digital (A/D) y digital - analógico (D/A), han impulsado a su vez muchos desarrollos teóricos como el algoritmo de la transformada rápida de Fourier (FFT).

El tratamiento de señales en tiempo discreto se basa en el procesamiento de secuencias numéricas indexadas con variables enteras en vez de utilizar funciones de variable depen-

diente continua se adquieren y almacenan en computadoras, estas herramientas permiten realizar operaciones de tratamiento de señales extremadamente complejas, construidas utilizando funciones básicas. En esos casos, generalmente no es necesario conocer los detalles del algoritmo que realiza el computo de una operación como la FFT, pero es esencial lo que será calculado y como se debe interpretar para obtener una caracterización de la señal de entrada [59].

3.2.1 Señales de tiempo continuo

Una señal $x(t)$ es una función con valor real o escalar de la variable de tiempo t . El término con valor real significa que para cualquier valor fijo de la variable de tiempo t , el valor de la señal en el tiempo t es un número real. Por lo tanto t es una variable de tiempo continuo y que la señal $x(t)$ es una señal de tiempo continuo o una señal analógica.

Dada una señal $x(t)$ resulta muy complicada, no siempre es posible determinar una función matemática que sea exactamente igual a $x(t)$, en su lugar pueden establecerse como un conjunto de muestras, además las señales también pueden caracterizarse en términos de su contenido de frecuencia o “espectro de frecuencia” [60].

3.2.2 Señales de tiempo discreto

Se dice que la variable de tiempo t es una variable de tiempo discreto, si t solo toma los valores discretos $t = t_n$, para algún intervalo de valores enteros de n . Una señal de tiempo discreto, definida en los puntos de tiempo $t = t_n$, se denotara como $x[n]$, la variable entera n corresponde a los instantes t_n .

3.2.3 Muestreo de señales de vibración

Las señales de tiempo discreto surgen de un muestreo de las señales de tiempo continuo $x(t)$, el proceso de muestreo el valor de $x[n]$ para cualquier valor entero de n está dado por:

$$x[n] = x(t)|_{t=nT} = x(nT) \quad (3.1)$$

Una amplia gama de señales de tiempo discreto puede generarse mediante el muestreo de señales de tiempo continuo.

3.3 Representación de Fourier para cuatro clases de señales

Las series de Fourier (FS) se aplican en señales periódicas de tiempo continuo y la serie de Fourier en tiempo discreto (DTFS), se aplican en señales de tiempo discreto. Las series no periódicas tienen sus representaciones mediante la transformada de Fourier. Si la señal es en tiempo continuo y no periódica, la representación se denomina la transformada de Fourier (FT). Si la señal es en tiempo discreto y no periódico se usa la transformada de Fourier en tiempo discreto (DTFT) [61].

Propiedad de tiempo	Periódica	No periódica
Continua	Serie de Fourier (FS)	Transformada de Fourier (FT)
Discreta	Serie de Fourier en tiempo discreto (DTFS)	Transformada de Fourier en tiempo discreto (DTFT)

Tabla 3.1: Representación de Fourier para señales. Fuente: [61]

En su trabajo Fourier demostró que una función periódica $x(t)$ podía expresarse como una suma de funciones sinusoidales expresándose como una suma de funciones linealmente independientes, cada función en la suma debe ser periódica con el mismo periodo, y la función $x(t)$ como la serie trigonométrica de Fourier de la señal periódica $x(t)$ [62].

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) dt$$

$$a_j = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cos\left(\frac{2j\pi t}{T}\right) dt$$

$$b_j = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \sin\left(\frac{2j\pi t}{T}\right) dt$$

La serie para una señal periódica de cualquier periodo por la serie trigonométrica de Fourier es:

$$x(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} \left[a_j \cos\left(\frac{2j\pi t}{T}\right) + b_j \sin\left(\frac{2j\pi t}{T}\right) \right] \quad (3.2)$$

En el caso de una señal periódica, el espectro de frecuencia puede generarse mediante las series de Fourier. Considerando la forma exponencial compleja de la serie de Fourier, definiendo el espectro de frecuencia de una señal periódica en términos de las magnitudes y ángulos de los coeficientes de las exponenciales complejas que comprenden las series de Fourier. La representación de una entrada periódica no sinusoidal con una suma de funciones exponenciales complejas, lo cual es equivalente a una suma de senos y cosenos debido a la identidad de Euler.

3.3.1 Serie de Fourier compleja

La serie de Fourier puede expresarse en función de números complejos como se indica en la ecuaciones 3.3 y 3.4.

$$e^{iwt} = \cos(wt) + i \sin(wt) \quad (3.3)$$

$$e^{-iwt} = \cos(wt) - i \sin(wt) \quad (3.4)$$

El $\cos wt$ y el $\sin wt$ se expresa como:

$$\cos wt = \frac{e^{iwt} + e^{-iwt}}{2}$$

Y

$$\sin wt = \frac{e^{iwt} - e^{-iwt}}{2i}$$

Por lo tanto la ecuación 3.2 en la forma compleja se escribe como:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} \left[a_j \left(\frac{e^{ijwt} + e^{-ijwt}}{2} \right) + b_j \left(\frac{e^{ijwt} - e^{-ijwt}}{2i} \right) \right] \quad (3.5)$$

$$x(t) = e^{i(0)wt} \left(\frac{a_0}{2} - \frac{ib_0}{2} \right) + \sum_{j=1}^{\infty} \left[e^{ijwt} \left(\frac{a_j}{2} - \frac{ib_j}{2} \right) + e^{-ijwt} \left(\frac{a_j}{2} + \frac{ib_j}{2} \right) \right] \quad (3.6)$$

Donde $b_0 = 0$. Si definimos los coeficientes de la serie de Fourier compleja c_j y

c_{-j} como

$$c_j = \frac{a_j - i b_j}{2}$$

Y

$$c_{-j} = \frac{a_j + i b_j}{2}$$

La ecuación 3.6 se expresa como:

$$x(t) = \sum_{j=-\infty}^{\infty} c_j e^{i j \omega t} \quad (3.7)$$

Los coeficientes de Fourier c_j se determinan aplicando las ecuaciones definidas en la serie trigonométrica de Fourier por integración:

$$c_j = \frac{a_j - i b_j}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) [\cos j \omega t - i \sin j \omega t] dt$$

$$c_j = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-i j \omega t} dt$$

3.3.1.1 Espectro de línea

Las componentes de la frecuencia que constituyen una señal y se ha analizado la misma puede expresarse en términos de la amplitud y el espectro de fase, esto resulta en el espectro de línea definido solo para frecuencias no negativas. Sin embargo, el espectro para una señal $x(t)$ que consiste en la suma de sinusoides, por lo general está definido en la forma exponencial compleja 3.5, en este caso, el espectro de amplitud es la gráfica de las amplitudes $|c_j|$ contra $\omega = j\omega_0$, $j = 0 \pm 1, \pm 2, \dots$ y el espectro de fase es una gráfica de los ángulos $\angle c_j$ contra $\omega = j\omega_0$, $j = 0 \pm 1, \pm 2, \dots$, esto resulta en el espectro de línea definido para frecuencias positivas y negativas. Es importante resaltar que las frecuencias negativas son el resultado de la forma exponencial compleja (que consiste en una componente de frecuencia positiva y una negativa), y no tienen significado físico [60]. De lo anterior definimos:

$$|c_j| = \sqrt{a_j^2 + b_j^2}, j = 1, 2, \dots$$

$$\angle c_j \left\{ \begin{array}{l} \tan^{-1} \left(-\frac{b_j}{a_j} \right), j = 1, 2, \dots \text{cuando } a_j \geq 0 \\ \pi + \tan^{-1} \left(-\frac{b_j}{a_j} \right), j = 1, 2, \dots \text{cuando } a_j < 0 \end{array} \right\}$$

3.3.2 Señales no periódicas representación mediante la transformada de Fourier

En contraste con el caso de la señal periódica, no hay restricciones en el período de las sinusoides empleadas para representar señales no periódicas. Las sinusoides en tiempo discreto se emplean para representar las señales en tiempo discreto en la DFT, mientras las sinusoides en tiempo continuo se usan para representar señales en tiempo continuo en la FT [61]. Dada una señal $x(t)$, la transformada de Fourier $X(w)$ de $x(t)$ está definida para que sea la función de frecuencia.

$$X(w) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-iwt} dt, \quad -\infty < w < \infty$$

Donde w es la variable continua de frecuencia, la presencia de la exponencial compleja e^{-iwt} , en el integrando, los valores de $X(w)$ pueden ser complejos. Por lo tanto, en general, la transformada de Fourier $X(w)$ es una función valuada en complejos de la variable de frecuencia w , los espectros de amplitud $\text{mod } X(w) \text{ mod}$ y fase $\angle X(w)$ de una señal $x(t)$ son generalizadas del espectro de línea de las señales periódicas. Una señal $x(t)$ tiene transformada de Fourier, si la integral converge (es decir existe) [60].

Para que una señal pueda ser procesada digitalmente debe ser discreta en el tiempo y sus valores discretos (es decir una señal digital).

El procesamiento y análisis matemático requiere disponer de una descripción matemática, a menudo se denomina modelo de la señal [63]. Una señal analógica puede reconstruirse a partir de las muestras siempre y cuando la tasa de muestreo sea lo suficientemente alta como para evitar el problema generalmente conocido como aliasing. El teorema de muestreo de Shannon o de Nyquist, indica que una señal continua puede ser muestreada correctamente, solamente si no contiene componentes de frecuencia por encima de la mitad de la frecuencia de muestreo [57].

3.3.2.1 El aliasing

En estadística de procesamiento de señales es el efecto, que las señales continuas distintas se tornen indistinguibles cuando se muestran digitalmente cuando esto sucede la señal original no puede ser reconstruida de forma unívoca a partir de la señal digital. Una imagen limitada en banda y muestreada por debajo de su frecuencia de Nyquist resulta en una superposición de las réplicas periódicas del espectro. Este fenómeno de superposición

es lo que se conoce como aliasing o efecto de Nyquist. El muestreo incorrecto de señales analógicas puede provocar que señales de alta frecuencia presenten dicho aliasing con respecto a señales de baja frecuencia.

3.3.2.2 Criterio de Nyquist

El objetivo de este criterio es de evitar el aliasing si partimos del análisis de la señal analógica muestreada con una frecuencia no tenga componentes sinusoidales de frecuencia mayor $s/2$, entonces la frecuencia de muestreo $f_s > 2f_{max}$, donde la frecuencia máxima es la correspondiente de la señal compleja.

El muestreo en el dominio de la frecuencia y reconstrucción de señales discretas en el tiempo se puede revisar antes de analizar la Transformada Discreta de Fourier como lo es tratada en [63].

3.3.3 Transformada discreta de Fourier

El muestreo en el dominio de la frecuencia de una secuencia aperiódica $x[n]$. En general las muestras en frecuencia igualmente espaciadas $X\left(\frac{2\pi j}{N}\right), j = 0, 1, 2, \dots, N-1$, no representan de forma unívoca la secuencia original $x[n]$, cuando $x[n]$ tiene duración infinita. En su lugar, las muestras en frecuencia $X\left(\frac{2\pi j}{N}\right), j = 0, 1, \dots, N-1$, corresponden a una secuencia $x_p(t)$ de periodo N , donde $x_p(t)$ es una versión con aliasing de $x[n]$, como se indica mediante la relación dada es decir:

$$x_p(t) = \sum_{l=-\infty}^{\infty} x(t - lN)$$

Cuando la secuencia $x[n]$ tiene una duración finita de longitud $L \leq N$, entonces $x_p(t)$ es simplemente una repetición periódica de $x[n]$, donde $x_p(t)$ sobre un solo periodo está dado por:

$$x_p(t) = \begin{cases} x(t), & 0 \leq t \leq L-1 \\ 0, & L \leq t \leq N-1 \end{cases}$$

En consecuencia, las muestras de frecuencia $X\left(\frac{2\pi j}{N}\right), j = 0, 1, \dots, N-1$, representan de forma unívoca la secuencia de duración finita $x[n]$. Puesto que $x[n] \equiv x_p(t)$ en un solo periodo (rellenado por $N-L$ ceros), la secuencia original de $x[n]$ puede obtenerse a partir de las muestras en frecuencia $\left\{X\left(\frac{2\pi j}{N}\right)\right\}$ muestreando $X(w)$ en frecuencias igualmente espaciadas.

Es importante destacar que el relleno de ceros no proporciona ninguna información adicional acerca del espectro de $X(w)$ de la señal de $\{x[n]\}$. En resumen una secuencia de duración finita de $x[n]$ de longitud L (es decir, $x[n] = 0$ para $n < 0$ y $n \geq L$) tiene una transformada de Fourier:

$$X(w) = \sum_{n=0}^{L-1} x[n] e^{-jwn}, \quad 0 \leq w \leq 2\pi$$

3.3.4 Transformada rápida de Fourier

La transformada de Fourier, ya sea en su forma discreta o en la propia FFT, produce una salida equivalente a la aplicación de un número finito de filtros pasa banda al registro temporal discretizado [21]. La transformada rápida de Fourier es el nombre de un conjunto de algoritmos computacionales eficientes para la evaluación rápida de la DFT [64].

La transformada discreta de Fourier (DFT) desempeña un papel importante en varias aplicaciones de tratamiento digital de señales, como el filtrado lineal, el análisis de la correlación y el análisis espectral. Es por lo tanto importante el hecho de considerar la descripción de algoritmos de cálculo, conocidos como algoritmos de la transformada rápida de Fourier, para calcular la DFT. Básicamente el problema de calcular la DFT es calcular la secuencia $\{X(w)\}$ de N valores complejos dada otra secuencia de datos $\{x[n]\}$ de longitud N , de acuerdo con la formula.

$$X(w) = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] W_N^n, \quad 0 \leq w \leq N-1$$

Donde

$$w_n = e^{-j2\pi/N}$$

En general, la secuencia de datos $x[n]$ se supone que también es compleja. El cálculo directo de la transformada discreta de Fourier para una secuencia compleja $x[n]$ de N puntos, la DFT puede expresarse como:

$$X_R(w) = \sum_{n=0}^{N-1} x_R(n) \cos\left(\frac{2\pi wn}{N}\right) + x_I(n) \sin\left(\frac{2\pi wn}{N}\right) \quad (3.8)$$

$$X_I(w) = - \sum_{n=0}^{N-1} x_R(n) \sin\left(\frac{2\pi wn}{N}\right) - x_I(n) \cos\left(\frac{2\pi wn}{N}\right) \quad (3.9)$$

El cálculo directo de 3.8 y 3.9 requieren:

1. $2N^2$ Evaluaciones de funciones trigonométricas
2. $4N^2$ Multiplicaciones reales
3. $4N(N-1)$ Sumas reales
4. Una serie de operaciones de indexación y direccionamiento

Estas operaciones son típicas de los algoritmos de cálculo de la DFT. Las operaciones indicadas en los puntos 2 y 3 dan como resultado los valores $X_R(w)$ y $X_I(w)$ de la DFT.

Las operaciones de indexación y direccionamiento son necesarias para extraer los datos de $x[n]$, $0 \leq n \leq N-1$ y los factores de fase y almacenar los resultados. La variedad de algoritmos DFT optimiza cada uno de estos procesos de cálculo de una forma diferente es por lo mismo importante analizar una descomposición de una DFT de N puntos de transformadas DFT sucesivamente más pequeñas [63].

Para calcular el espectro de una señal continua o discreta en el tiempo, se necesitan los valores de la señal para todos los instantes de tiempo. Sin embargo, en la práctica, solo nos fijamos en las señales de duración finita (transiente)¹. En consecuencia, el espectro de una señal solo puede aproximarse a partir de un registro de datos finito [64]. La desventaja de la FFT es que no proporciona información acerca de la señal en el dominio del tiempo, problema al momento de evaluar señales NO estacionarias [57].

3.3.5 Análisis de frecuencia

La gráfica en el dominio del tiempo se llama la forma de onda, y la gráfica en el dominio de la frecuencia se llama espectro, esto se puede notar claramente en la figura 3.1. La ventaja del uso del dominio de la frecuencia es que se observa que los diferentes componentes son separados y distintos en el espectro y que sus niveles son fácilmente identificados, una visualización clara de la ventaja de la interpretación de señales en el dominio de la frecuencia se puede notar en la figura 3.2, que parte del estudio de un fenómeno físico, como es el de un sistema masa resorte. El análisis en el dominio de la frecuencia es que indica los picos en el espectro; esto permite detectar fallos que tienen una respuesta y un comportamiento según la fuente de excitación del fallo, además que

¹SEÑAL TRANSIENTE resultante de un fenómeno de corta duración con un comienzo y un fin perfectamente definidos.

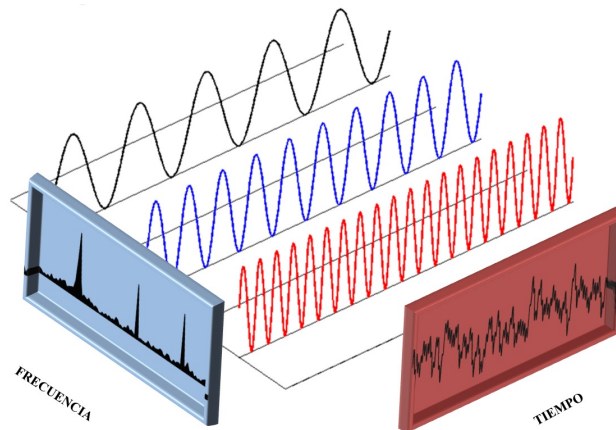


Figura 3.1: Composición de la señal de vibración de acuerdo a las composiciones espectrales. Fuente: Adaptada de [65]

es posible percibir el comportamiento de la falla en el tiempo, el análisis espectral es por excelencia utilizado para detectar fallos pero en ocasiones por el grado de complejidad es difícil identificarlos debido al gran número de componentes implicados.

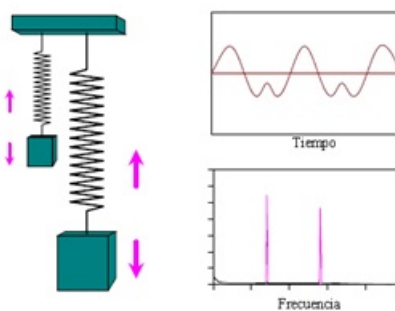


Figura 3.2: Dominio de tiempo vs dominio de frecuencia. Fuente [50]

3.4 Sistema de adquisición de datos e instrumentación

Un sistema de adquisición de datos (SAD), constituye la interfaz entre el mundo analógico y el digital. Las etapas fundamentales de un SAD son: etapa transductora, de acondicionamiento y etapa de registro con el procesamiento de la información [56]. La sensibilidad del transductor² determinara la relación entrada/salida del fenómeno físico que será entregada como una señal eléctrica que pueda ser interpretada por el sistema de adquisición [66] [67].

²Dispositivo que convierte el movimiento mecánico de una dirección dada en una cantidad que puede ser medida o grabada.

La etapa de adquisición está básicamente constituida por elementos como conversores A/D (analógico/digital) y conversores D/A, para la adquisición de señales dinámicas, como las vibraciones y el ruido, ya en la etapa de procesamiento es donde se analizan, las señales vibratorias utilizando técnicas de procesamiento digital de señal, Finalmente esta la etapa de registro, donde se almacena la señal vibratoria y los resultados del procesamiento para su posterior visualización, una descripción se puede observar en la figura 3.3, en donde cada uno de los procedimientos es de gran importancia para la adquisición de datos.

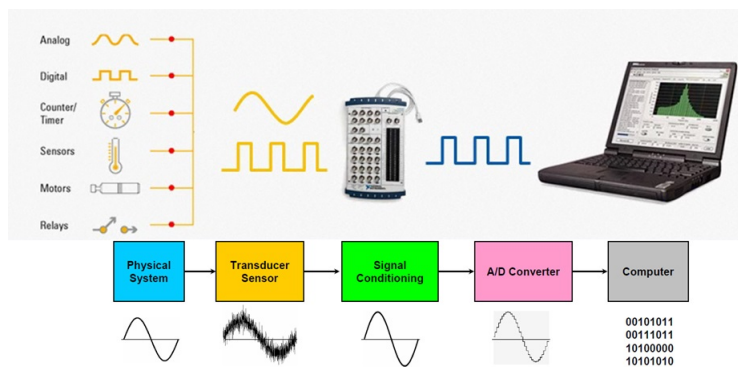


Figura 3.3: Sistema básico de adquisición de datos. Fuente: [68]

3.4.1 Introducción al tratamiento de la señal con el Software LabView

LabView (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) es un sistema de desarrollo basado en programación gráfica orientado a desarrollar aplicaciones para instrumentación que integra una serie de librerías para comunicación con instrumentos electrónicos. Los programas realizados en LabView se llaman instrumentos virtuales “VIs”, ya que tienen la apariencia de los instrumentos reales, sin embargo, poseen analogías con funciones provenientes de lenguajes de programación convencionales.

Básicamente, el software se encargara de comunicar la interfaz de usuario del ordenador con el hardware de adquisición de datos dotando a la aplicación de la funcionalidad requerida, en la figura 3.4 se puede observar la pantalla de inicio del software.

Las principales características de los “VIs” se pueden describir como:

- Los “VIs” contienen una interface interactiva de usuario, la cual se llama panel

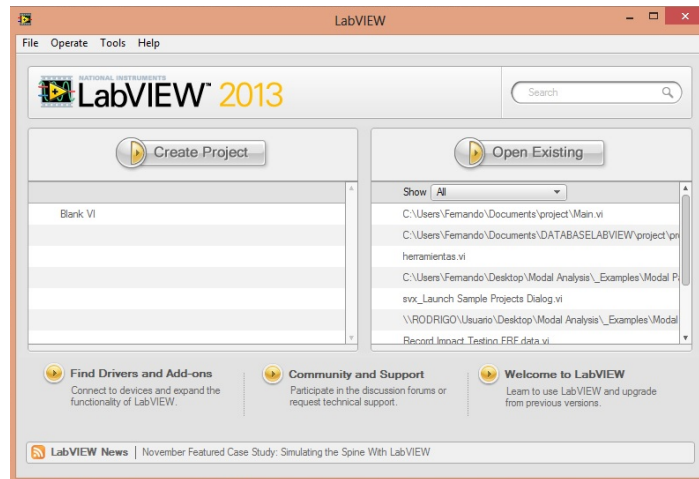


Figura 3.4: Pantalla de inicio de LabView. Fuente: Autores

frontal, ya que simula el panel de instrumentos físico.

- Se puede entrar datos usando el teclado o el ratón y tener una visualización de los resultados en la pantalla del computador. El panel Frontal es la interface de los resultados en la pantalla del computador.
- Los “VIs” reciben instrucciones de un diagrama de bloques construido en lenguaje “G” el cual suministra una solución gráfica a un problema de programación. El diagrama de bloques es el código fuente de un “VI”.

Debido a las amplias librerías que posee LabView el análisis de diversos problemas resulta factible analizarlo por medio de los diversos complementos que este software posee, resultando de manera sencilla la interpretación de los mismos por los asistentes de algunos complementos.

NI LabView SignalExpress

NI LabView SignalExpress es un software de medidas interactivo para adquirir, analizar y prestar datos rápidamente desde cientos de dispositivos e instrumentos de adquisición de datos sin requerir de programación.

NI LabView Sound and Vibration Assistant

NI LabView Sound and Vibration Assistant es un software interactivo y autónomo para adquirir, analizar y registrar datos acústicos, de ruido y vibración, está diseñado para una rápida captura de datos a través de un enfoque único basado en un software para crear aplicaciones personalizadas.

Bloques principales para la adquisición de datos, procesado y visualización

La adquisición de datos se la realiza por medio del asistente DAQ, la cual conectada a una tarjeta de adquisición es posible configurar de manera rápida canales de ingreso de señales tanto digitales como analógicas, su icono se puede apreciar en la figura 3.5.



Figura 3.5: Asistente para la adquisición de datos en LabView. Fuente: Autores

De manera similar el bloque más utilizado para transformar una señal entrante en tiempo a un espectro se utiliza spectral measurements, sin embargo no es la única opción que me permite visualizar un espectro, en si el comando se basa en la transformada rápida de Fourier para la visualización del espectro, está herramienta se observa en la figura 3.6.

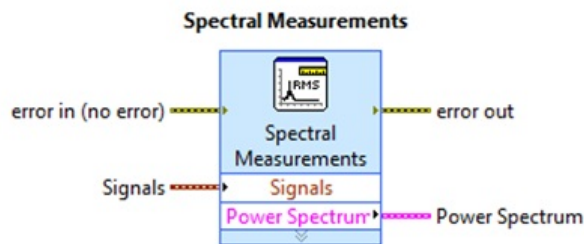


Figura 3.6: Asistente para FFT en LabView. Fuente: Autores

De igual manera la visualización del espectro no resulta complicada debido a que la plataforma de programación es grafica, con comandos claramente definidos, para el caso de visualización se utiliza el comando Waveform Graph, de igual manera no es la única opción de visualización ya que LabView posee librerías extensas para el análisis que se necesite procesar.

La interfaz del programa en LabView para el levantamiento de la información es el que se indica en la figura 3.7, y su uso fue tanto para el tratamiento, de la señal usando el algoritmo de la FFT propio del sistema, así como para la generación de la base de datos.

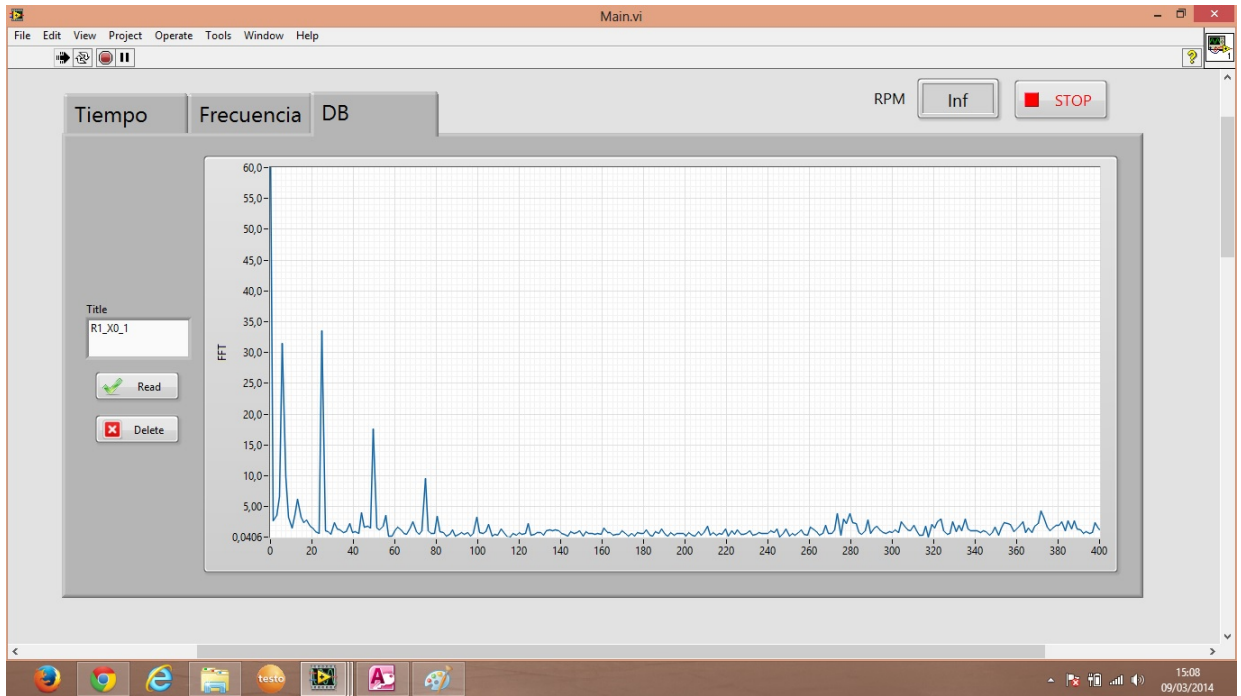


Figura 3.7: Interfaz del programa desarrollado en LabView para la adquisición de datos. Fuente: Autores

3.4.2 Extracción de los parámetros de condición en el dominio de la frecuencia

Los parámetros que se obtienen a partir del espectro de la señal de vibración, pueden indicar generalmente los fallos mejor que los parámetros en el dominio del tiempo, debido a que los componentes de frecuencia característicos como frecuencia de resonancia o componentes de frecuencia de efectos pueden ser relativamente de modo más fácil detectados y concurrentes con fallos.

3.4.2.1 Frecuencia Media (MF - Mean Frequency)

No es una característica muy representativa porque su valor es afectado por el ruido de la señal. Representa un promedio aritmético del espectro de la vibración.

$$MF = \frac{\sum_{k=1}^K X(k)}{K} \quad (3.10)$$

3.4.2.2 Varianza (Varf - Variance)

A partir de esto se extrae un conjunto de características estadísticas donde $X = (k)$ es el k -ésimo valor del espectro obtenido con la FFT, K es el número total de líneas o componentes de frecuencia que tiene el espectro, donde $k = 1, 2 \dots K$ y F_k es la k -ésima componente de la frecuencia.

$$Varf = \frac{\sum_{k=1}^K (X(k) - F1)^2}{K - 1} \quad (3.11)$$

3.4.3 Acelerómetro piezoeléctrico

Un acelerómetro piezoeléctrico está construido con una masa y un sistema elástico, de tal forma que al vibrar dan origen a fuerzas que deforman a cristales piezoeléctricos.

La acción de la masa que actúa sobre los cristales, como la fuerza de inercia dada por la ley de Newton $F = m a$. De tal forma que la aceleración del sistema, producirá una fuerza proporcional a la masa que deformara los cristales produciendo una variación de carga eléctrica. Por regla general, las aceleraciones determinadas por este tipo de sensores suelen venir expresadas en términos de la aceleración de la gravedad : g ($9.8 m/s^2$) [32] [29].

Un cristal piezoeléctrico produce cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de cierta fuerza.

3.4.3.1 Acelerómetro de alta impedancia

La salida de carga del cristal tiene una impedancia de salida muy alta y se puede obtener fácilmente. La señal de la impedancia debe ser convertida a una baja con un convertidor o un amplificador de carga antes de ser conectado a un sistema de adquisición de datos. Generalmente, si la sensibilidad de salida es especificada en unidades pC / g (pico Coulombs por g) se tiene un sensor de alta impedancia.

3.4.3.2 Acelerómetro de baja impedancia

Se debe emplear un sistema de microelectrónica ubicado dentro de la carcasa del sensor, para detectar la carga generada por el cristal piezoeléctrico. Si la sensibilidad de salida es especificada en mV / g (milivoltios por unidad de g).

Acelerómetro UNIAXIAL	
Descripción	Características
Marca	ACS
Modelo ACS	3411LN
Sensibilidad	330 mV/g
Grado de protección	IP 67
Fabricación a prueba de agua	
Contiene un acelerómetro unidireccional regulador de voltaje, un amplificador y un filtro que limpia la señal analógico digital de 5000 Hz	
Ensamble fabricado de acero inoxidable y está diseñado a prueba de agua	
Ideal para trabajos al aire libre de rutina	

Tabla 3.2: Características del acelerómetro uniaxial ERBESSD Fuente: [69]

3.4.3.3 Características del acelerómetro UNIAXIAL a utilizar en análisis de vibraciones mecánicas

En la figura 3.8 se puede apreciar el acelerómetro a utilizar para el levantamiento de la información, las características del mismo se especifican en la tabla 3.2.



Figura 3.8: Acelerómetro uniaxial ERBESSD. Fuente: [69]

3.4.4 Análisis investigativo en la adquisición de datos de vibración

Comprende el proceso de reconocimiento y clasificación de patrones en las señales de vibración y puede ser dividido de acuerdo a la teoría de aprendizaje como: Espacio de representación, estimación de características, extracción de características relevantes y

clasificación. La estimación de características consiste en el cálculo de características que permiten diferenciar las posibles fallas y facilite el proceso de clasificación, este proceso permite obtener de un registro o de un mapa frecuencia amplitud [28].

Una regla general es de grabar un espectro con varios promedios e inmediatamente después grabar otro con la doble cantidad de promedios si hay una diferencia significativa entre los espectros la cantidad de promedios se debe duplicar otra vez y se debe grabar otro espectro. Si los dos últimos espectros son similares, entonces la cantidad anterior de promedios es adecuada para el MEC.

4 ESPECTROS CARACTERÍSTICOS DE LOS FALLOS EN LA COMBUSTIÓN DEL MEC Y LA CREACIÓN DE LA BASE DE DATOS PRODUCTO DE LA EXPERIMENTACIÓN DEL MOTOR

4.1 Experimentación

El proceso del levantamiento de la información de las señales de vibración se desarrolló en el Taller mecánico de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana.

4.1.1 Nomenclatura de los ensayos a practicar en el motor

En la figura 4.1 se muestra los diferentes componentes que se consideran al momento de grabar la señal de vibración la cual responde a un protocolo sumamente sencillo de acuerdo a los ensayos específicos que se plantearon en un inicio según la revisión bibliográfica expuesta en el capítulo dos y que por caracterización de la tabla 4.4 se pueden realizar. Las especificaciones hacen relación a la posición del acelerómetro, y los elementos que interactúan al momento de levantar la información.

La designación con la cual se grabara la información en una base de datos será

Nomenclatura usada para el levantamiento de la información	
Simbología	Descripción
0	Sin fallo
1	Corte eléctrico del inyector
2	5% de variación del regulador de presión a través del RPS
3	Fallo mecánico en el inyector

Tabla 4.1: Nomenclatura usada para el levantamiento de información a nivel de fallos. Fuente: Autores

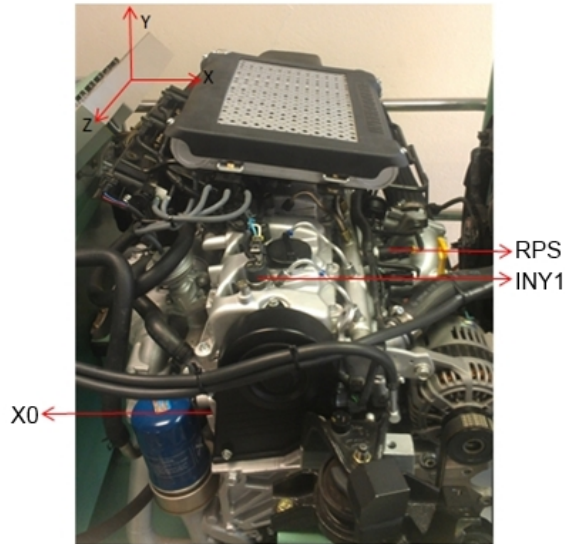


Figura 4.1: Componentes del motor a variar para el levantamiento de la información. Fuente: Autores.

Nomenclatura usada para el levantamiento de la información	
Simbología	Descripción
$R1$	Ralentí
$R2$	1000rpm
$R3$	1500rpm
$R4$	2000rpm

Tabla 4.2: Nomenclatura usada para el levantamiento de información a nivel de régimen. Fuente: Autores

de acuerdo a las tablas 4.1, 4.2 y corresponde como se indica a continuación:

$$\underbrace{R1}_A - \underbrace{X0}_B - \underbrace{0}_C$$

Donde: A es el régimen de giro; B relaciona la posición del acelerómetro y C corresponde al tipo de fallo.

4.2 Descripción de las características de funcionamiento del motor crdi Santa Fe 2.0

El motor crdi de la marca comercial Hyundai, modelo Santa Fe 2.0, entre sus características predominantes están como se indican en la tabla 4.3, las consideraciones

Datos del Motor de estudio Hyundai Santa Fe	
Descripción	Características
Número de cilindros	4
Cilindrada	1991cm ³
Calibre	83mm
Carrera	92mm
Relación de compresión	17,7 : 1
Orden de inyección	1 – 3 – 4 – 2
Torque / rpm	421N · m/1800
Potencia máxima	110,45kW

Tabla 4.3: Especificaciones del motor CRDI. Fuente: Autores

para la simulación de los fallos es propia del sistema constituido por un banco de control de los elementos de actuación así como los sensores que interactúan con el medio para determinar los diversos paámetros de funcionamiento del motor dependiendo del régimen de giro, y que se ajustan por el EDC propio del sistema crdi, Bosch de segunda generación, que entre sus factores a considerar esta el intercambio de los inyectores sin la necesidad de una configuración inicial como es característico de sistemas como DELPHI y SIEMENS.

El banco de estudio desarrollado por DAE SUNG es diseñado para la preparación académica lo que resulta amigable para el desarrollo de la investigación en el cual según la tabla (fallos) se pudo determinar algunos los característicos en la combustión que fueron detectados a partir de la señal de la vibración y fueron fuente de estudio de este presente trabajo.

Como se indica en el protocolo para el levantamiento de la información a través del software LabView, para su posterior almacenamiento en una base de datos de Access, la simulación de los fallos consta principalmente de variar el régimen de giro e ir observando el comportamiento de la señal de frecuencia según se le someta a un cambio en el normal desarrollo de la combustión del motor, entre las consideraciones que se tomaron para el levantamiento de la información consta el estudio bibliográfico presentado en el capítulo dos, la tabla 4.4 de fallos que presentan los motores de este tipo así como la interacción del propio simulador de fallos (sensores) con el motor y el cambio de elementos mecánicos involucrados directamente sobre el desarrollo de la combustión en este caso se estudió un fallo con un inyector que se puede observar en la figura 4.2 en diferentes condiciones a las normales con un volumen de inyección mayor a los demás del propio motor, las condiciones ambientales por su variación no son consideradas para la experimentación más bien las mismas se consideran invariables durante la adquisición de datos.



Figura 4.2: Inyector del sistema CRDI en mal estado. Fuente: Autores.

4.3 Adquisición de la señal de la vibración

Para el levantamiento de la información preliminar y la base datos se usó el equipo de la familia ERBESSD INSTRUMENTS ®, que contiene un acelerómetro unidireccional para la adquisición de la señal de la vibración, un amplificador, un filtro antialiasing de 5000 Hz y una interfaz por medio de una tarjeta de adquisición de datos para conectar al ordenador, esta etapa fue de gran importancia para determinar los parámetros de muestreo de la señal. El acelerómetro unidireccional con un rango de 1 - 5000 Hz y una salida analógica de 330 mV/g , se ubicó de manera perpendicular al cilindro N° 1, como se indica en la figura 4.3 mediante un pad especial pegado al bloque de cilindros; posterior se utilizó un acelerómetro de la familia ADASH, para procesar toda la información a través del software propio del equipo.

4.4 Descripción de los fallos simulados en el motor CRDI Santa Fe 2.0

El incremento de los sensores para la gestión electrónica en los MEC se ha visto modificada en un aumento sustancial por lo tanto las prestaciones de los micro controladores, debe ser lo más fiable. Como regla empírica, los componentes normalmente electrónicos como los transistores o los circuitos integrados son responsables aproximadamente de un 10% de los fallos, los sensores y los elementos de regulación, de un 30% y las



Figura 4.3: Ubicación del acelerómetro unidireccional. Fuente: Autores.

conexiones entre componentes con el exterior del 60% [1].

De lo anteriormente expuesto y agregándole el resultado de la revisión bibliográfica la importancia de considerar aquellos fallos en los cuales el medio como herramienta para el diagnóstico (scanner automotriz) no pueda identificarlo como tal.

A partir de lo anterior se pudo construir una tabla en la cual se ponderan los fallos de acuerdo al componente que puede ocasionarlos de modo que se le asignó al componente un porcentaje según el número de fallos que ocasionase, de manera estratégica se consideraron diez percepciones de fallos para una serie de componentes.

Por ejemplo si un componente en mal estado ocasione un fallo en la combustión del motor crdi la percepción del fallo sería del 10%, este proceso se aplicó en toda la tabla 4.4, se ha resaltado aquellos factores que denotan una variación significativa en el desarrollo de la combustión del motor crdi, como un punto de revisión para la aplicación de futuros trabajos investigativos en esta área de la ingeniería.

Cuadro de fallos en motores common rail		
	Percepción del fallo en el motor	

Posible causa de fallo en un MEC common rail	Falta de potencia	Emanación de exceso de humo negro	Presencia de humo azul - blanco	Vibraciones en ralentí	Mala aceleración	Motor se acelera de manera espontánea	Falsas explosiones en el motor	El motor golpetea en la fase de calentamiento	El motor provoca tirones	El motor experimenta paradas intermitentes	Estimación del fallo %
Batería en mal estado o falta de carga	si	-	-	-	-	-	si	si	-	si	40 %
Falta de compresión en el motor	si	si	-	-	-	-	-	-	-	-	20 %
Sincronismo del mecanismo de la distribución mal calado	si	si	si	si	-	-	si	-	-	-	50 %
Sensor de presión de combustible en mal estado	si	si	si	si	si	-	-	-	-	-	50 %
Sensor de posición del pedal del acelerador en mal estado	si	-	-	-	-	si	-	-	-	-	20 %
Señal de los inyectores (fallos eléctricos - mecánicos)	si	si	si	si	-	-	-	si	-	-	50 %
Sensor de flujo de masa de aire (IAT - MAF)	si	si	-	si	-	si	si	-	-	-	50 %

Sistema de la alimentación de la presión del turbo	si	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10 %
Sistema de recirculación de los gases de escape	si	si	si	-	-	-	-	si	si	si	60 %
Sensor de temperatura del motor	si	si	si	-	-	-	si	si	-	-	50 %
Fallo en la Unidad de Control Electrónica (ECU)	si	si	si	si	-	-	-	-	-	-	40 %
Sensor de temperatura del combustible	-	-	si	-	-	-	-	si	si	-	30 %
Purgado del sistema de baja presión	-	-	-	si	si	-	-	-	si	-	30 %
Fugas en el tubo de aspiración	-	-	-	-	si	si	-	-	si	-	30 %

Tabla 4.4: Matriz de fallos. Fuente: Autores

Los fallos que se consideraron para este estudio constan de los indicados y como se puede observar en la figura 4.4, lo que repercute en gran medida y/o afecta al normal funcionamiento del motor CRDI se traduce en la falta de potencia del mismo, lo cual se convierte en una importante fuente de estudio, pero es una limitante ya que al no poder someterle a carga al motor este estudio se limita, sin embargo la emanación de emisiones contaminantes se convierte en una fuente interesante de estudio por el constante desarrollo de trabajos en miras al cuidado del medio ambiente.

4.5 Condiciones de la experimentación

La frecuencia de muestreo debe ser acorde a la tarjeta de adquisición de datos, según el teorema de Shannon [63], la cual indica que una señal continua puede ser muestreada correctamente, solamente si no contiene componentes de frecuencia por encima de la mitad de la frecuencia de muestreo, en base a esta condición y de acuerdo a la revisión bibliográfica se establece que la frecuencia de muestreo es 3200 Hz .

Durante el levantamiento de la información se presentaron frecuencias de 398 Hz ,

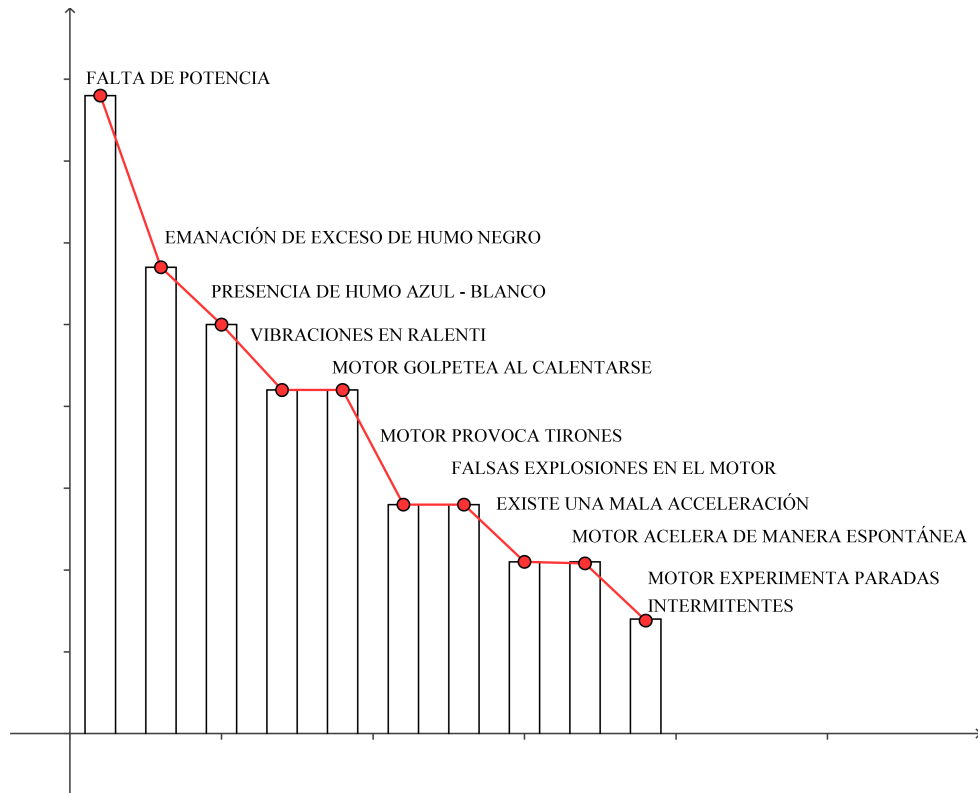


Figura 4.4: Escala de percepción de fallos en la combustión. Fuente: Autores.

que muestran que se cumple el teorema del muestreo.

4.6 Análisis de resultados

Para el reconocimiento de patrones se realiza de manera manual con base en la información obtenida, sin embargo, el reconocimiento manual de patrones requiere de experiencia específica en el área de la aplicación del diagnóstico, lo que implica la necesidad de personal especializado. Por esta razón el reconocimiento automático de patrones es deseable para evitar la dependencia de cierto personal especializado.

Se realizó la verificación de información con la simulación de un total de tres fallos característicos influyentes en la combustión del motor CRDI.

Para cada condición de la simulación del fallo se consideraron $N = 12$ observaciones, tanto en la escala de frecuencia, como en la de amplitud (aceleración) extraídos por el software *DDS* propio del equipo *ADASH*, con un total de 7 muestras para cada simulación se procedió aplicar la prueba de varianza de un factor para establecer la normalidad de las muestras (demostrar si las medias poblacionales de dos o más muestras son iguales), las

cuales tuvieron en cada caso la aceptación de la hipótesis nula y los valores característicos pueden observarse en las tablas 4.5, 4.6 por lo tanto la distribución de las muestras es normal alrededor de la media.

En el análisis de la varianza se emplea la razón F , de las estimaciones el mismo se debe comparar con un valor tabular de F , que indicara el valor máximo del valor estadístico de prueba que ocurriría si H_0 fuera verdadera, a un nivel de significancia seleccionado, generalmente para los niveles de 0,05 y 0,02 que proporcionan combinaciones de tamaños de muestra y numero de muestra. Por lo tanto F dependerá de los grados de libertad que estén asociados a ella, tanto el numerador como el denominador tienen grados de libertad relacionados.

Para el numerador corresponden el número de muestras menos 1 para nuestro caso $GDL Numerador = 6$, para el caso del denominador corresponde al número de observaciones menos 1 por el número de muestras en el caso de estudio $GDL Denominador = 77$.

Se ha escogido un nivel de significancia de 5% y de localizar en la tabla el valor corresponde a $F = 3,04$ para los valores condensados de las diferentes pruebas realizadas y se encuentran en las tablas 4.5, 4.6, se puede observar claramente que para cada caso se cumple la homogeneidad de las varianzas por lo tanto se acepta la normalidad de las muestras. Ya que la F_{prueba} desarrolladas con el software *SPSS* es menor a la F_{tabla} , por lo que se concluye por lo tanto que no existen diferencias reales entre las muestras, a más de esto se puede observar el diagrama de cajas figura 4.5 para el caso R1_X0_1 (Régimen de ralentí con la simulación del fallo 1), representado por la amplitud (aceleración).

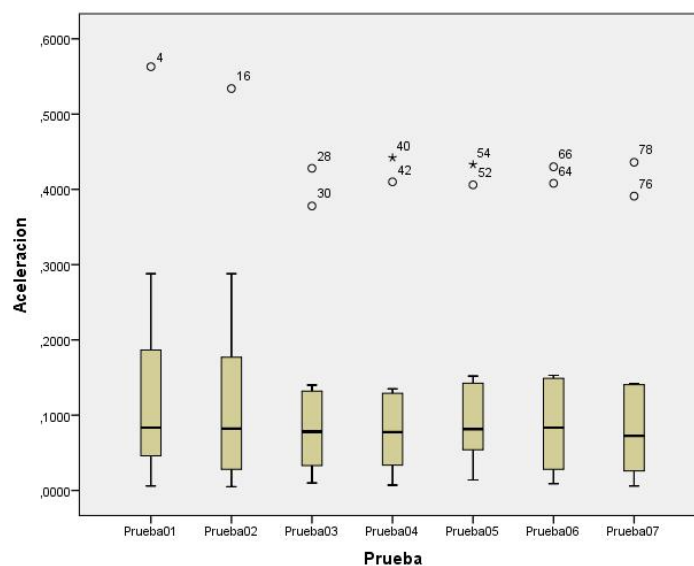


Figura 4.5: Diagrama de cajas para la muestra total R1_X0_1 (aceleración). Fuente: Autores.

La representación de los tres cuartiles es interesante de analizarla a más de la exposición de los valores extremos, para poderlas comparar con dos o más conjuntos de datos. La proporción de los valores atípicos (círculos), como los valores extremos (asteriscos).

Prueba ANOVA para frecuencia total de los fallos característicos					
Prueba	IC para la media al 95%		Desv. típica	Factor F	Sig.
	Límite inferior	Límite superior			
<i>R1_X0_0</i>	186,01	240,4	125,32	0	1
<i>R1_X0_1</i>	44,71	58,19	31,05	0,008	1
<i>R1_X0_2</i>	90,90	142,34	118,52	0,01	1
<i>R1_X0_3</i>	179,26	234,70	127,73	0,063	0,999
<i>R2_X0_0</i>	207,58	264,41	130,93	0,058	0,999
<i>R2_X0_1</i>	110,59	171,64	140,64	1,334	0,252
<i>R2_X0_2</i>	198,73	262,5	146,91	0,00	1
<i>R2_X0_3</i>	233,99	291,27	131,98	0,00	1
<i>R3_X0_0</i>	191,44	245,18	123,80	0,21	1
<i>R3_X0_1</i>	172,97	233,55	139,56	0,020	1
<i>R3_X0_2</i>	210,87	260,36	114,01	0,001	1
<i>R3_X0_3</i>	237,98	286,99	262,48	0,001	1
<i>R4_X0_0</i>	199,78	245,07	104,34	0,001	1
<i>R4_X0_1</i>	124,54	177,62	122,31	0,146	0,989
<i>R4_X0_2</i>	234,23	280,84	107,38	0,012	1
<i>R4_X0_3</i>	195,48	243,62	110,90	0,077	0,998

Tabla 4.5: Prueba ANOVA para frecuencia total en el levantamiento de información a nivel de régimen. Fuente: Autores

Prueba ANOVA para aceleración total de los fallos característicos					
Prueba	IC para la media al 95%		Desv. típica	Factor F	Sig.
	Límite inferior	Límite superior			
<i>R1_X0_0</i>	0,100848	0,178438	0,178	0,001	1
<i>R1_X0_1</i>	0,108701	0,180741	0,16598	0,022	1
<i>R1_X0_2</i>	0,103838	0,168377	0,14879	0,052	0,999
<i>R1_X0_3</i>	0,097268	0,180071	0,19077	0,009	1
<i>R2_X0_0</i>	0,09607	0,15922	0,145511	0,005	1
<i>R2_X0_1</i>	0,099015	0,159961	0,1404201	0,021	1
<i>R2_X0_2</i>	0,087234	0,158933	0,1651	0,009	1
<i>R2_X0_3</i>	0,08864	0,164907	0,175720	0,005	1
<i>R3_X0_0</i>	0,088223	0,132808	0,0112079	0,008	1
<i>R3_X0_1</i>	0,094558	0,14470	0,115535	0,080	0,0998
<i>R3_X0_2</i>	0,09377	0,14332	0,11416	0,012	1
<i>R3_X0_3</i>	0,086238	0,128214	0,09671	0,006	1
<i>R4_X0_0</i>	0,076	0,123	0,1084	0,057	1
<i>R4_X0_1</i>	0,102552	0,5114	0,1120	0,029	1
<i>R4_X0_2</i>	0,083228	0,125820	0,09813	0,027	1
<i>R4_X0_3</i>	0,08330	0,13321	0,11499	0,1850	0,980

Tabla 4.6: Prueba ANOVA para aceleración total en el levantamiento de información a nivel de régimen. Fuente: Autores

4.7 Caso de estudio R1_X0_2 (Régimen a ralentí para el fallo 2 (variación del regulador de presión a través del RPS))

En la tabla 4.7 se puede observar los datos que nos proporcionan el scanner automotriz y su interacción con el medio a través de los diferentes sensores, en la figura 4.6 se puede identificar y reconocer la señal de vibración propia para este régimen en la cual la banda de análisis por medio de una ventana Hanning es de 400 Hz y se pueden reconocer cada uno de los picos caracterizados por el propio software.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	820 [rpm]
Presión de combustible	317,2 [bar]
Regulador de presión del Rail	21,1 [%]
Temperatura de combustible	61,2 [°C]
Posición del acelerador	0,0 [%]
APS	73,3 [mV]
Sensor de flujo de aire	31 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	320 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	90,1 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	752 [mmHg]

Tabla 4.7: Parámetros de funcionamiento para la prueba R1_X0_0. Fuente: Autores

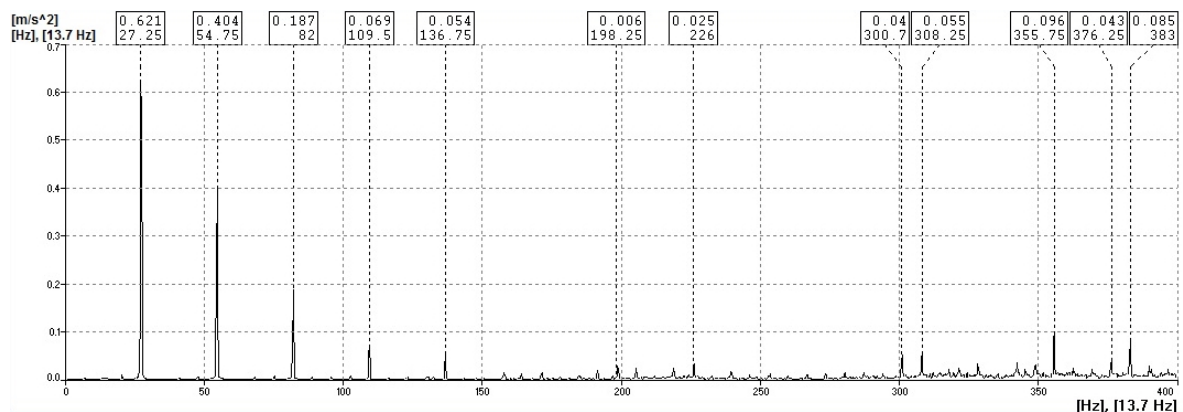


Figura 4.6: Señal de vibración para la muestra R1_X0_0. Fuente: Autores.

El sensor de presión del rail de combustible cumple con la misión de detectar en cada instante la presión sobre el mismo, al realizar una variación en la señal que proporciona cambia el tiempo y la cantidad de combustible a inyectar; ya que el mismo funciona como un retroalimentador para determinar la presión de inyección lo que se denota muy claramente a partir de los parámetros de funcionamiento del sistema CRDI para el caso de estudio mostrado en la tabla 4.8, al ser el regulador de caudal de entrada de la bomba de alta presión un actuador principal para el sistema la interacción con una variación de un 5%, consigue que la presión de inyección aumente en alrededor 47 bar, esta

modificación altera el normal proceso de combustión ya que la cantidad de combustible es inadecuado para el régimen de giro que inclusive se ve afectado disminuyendo al someterle a este tipo de simulación de fallo.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	741 [rpm]
Presión de combustible	364,9 [bar]
Regulador de presión del Rail	14,9 [%]
Temperatura de combustible	79,4 [°C]
Posición del acelerador	0,0 [%]
APS	73,3 [mV]
Sensor de flujo de aire	41 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	299 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	88,4 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	753 [mmHg]

Tabla 4.8: Parámetros de funcionamiento para la prueba R1_X0.2. Fuente: Autores

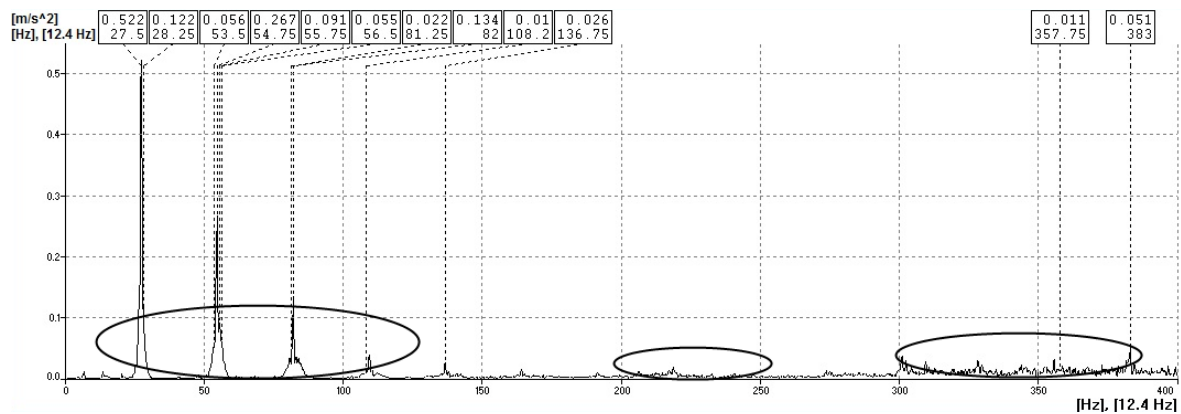


Figura 4.7: Señal de vibración para la muestra R1_X0.2. Fuente: Autores.

El sistema demuestra que existe un fallo y se puede verificar por medio de la interacción con el scanner automotriz, la técnica de análisis de vibraciones nos podrá determinar si el fallo puede ser detectado por el acelerómetro piezoeléctrico ubicado en el motor, a partir de la imagen espectral 4.6 se puede hacer un análisis de las frecuencias cuando el motor no presenta ningún fallo es decir el motor presenta su propia señal de

vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes; es decir es la imagen patrón o base para un régimen a ralentí siendo esta la suma de cada uno de los componentes, en la imagen espectral 4.7 denota en cambio la inducción del fallo mencionado anteriormente.



Figura 4.8: Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R1_X0.0 vs R1_X0.2. Fuente: Autores.

Con la prueba ANOVA se puede asegurar que nuestros datos son precisos y repetibles, la confiabilidad en el sistema para obtener la información es el mejor por lo tanto la superposición de las imágenes espectrales mostrada en la figura 4.8 puede dar clara información para nosotros poder determinar un diagnostico al mecanismo tras presentarse un fallo, la visualización del software LabVIEW (figura 4.8) es de menor resolución que el proporcionado por ADASH (figuras 4.6, 4.7), pero la importancia del uso del mismo es por la comparación de las dos imágenes espectrales que a partir de las mismas se puede iniciar un estudio de las componentes propias del motor como son los armónicos y los sincronicos que se muestran, a partir de estos el trabajo se centra en buscar frecuencias subsincronicos o subarmónicos, en donde se podrán denotar las características propias a nivel del fallo simulado.

La disminución del régimen de giro para el análisis de frecuencias representa la atenuación en amplitud, traducida en una fuente de vibración, por el anormal funcionamiento del motor específicamente en la combustión ya que la ECU al no tener una señal de carga por parte del sensor de posición del acelerador sino más bien solo toma un dato erróneo de la presión en el riel calcula un tiempo y cantidad de combustible inadecuado para que la combustión por difusión se desarrolle por completo en el MEC.

4.8 Caso de estudio R2_X0_1 (Régimen a 1000 rpm para el fallo 1 (desconexión eléctrica de un inyector de combustible))

En la tabla 4.9 se describen los parámetros de funcionamiento del motor CRDI para la muestra R2_X0.0, en contraste en la tabla 4.10 se indican las variaciones percibidas por el scanner automotriz a través de su interacción con los diferentes sensores y actuadores del sistema al simularle una falla para el caso de estudio se denota la muestra R2_X0.1.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	1045 [rpm]
Presión de combustible	348,4 [bar]
Regulador de presión del Rail	21,9 [%]
Temperatura de combustible	66,7 [°C]
Posición del acelerador	3 [%]
APS	93,3 [mV]
Sensor de flujo de aire	42 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	336 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	93,8 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	753 [mmHg]

Tabla 4.9: Parámetros de funcionamiento para la prueba R2_X0.0. Fuente: Autores

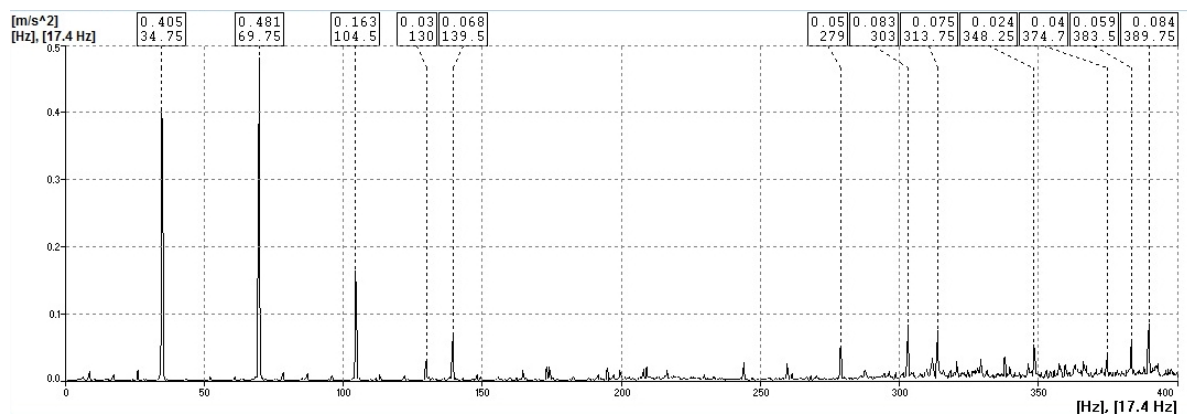


Figura 4.9: Señal de vibración para la muestra R2_X0.0. Fuente: Autores

El electro inyector al no recibir la tensión de activación sobre el solenoide, no puede inyectar combustible molecular al interior de la cámara de combustión lo que se traduce en un ciclo improductivo para el cilindro N° 1, ya que estratégicamente se ha simulado el fallo en mencionado cilindro de modo que la señal de la vibración sea obtenida bajo las condiciones del efecto de retirar la tensión de activación del electro inyector. Las frecuencias propias de la percepción del fallo se muestran en la figura 4.11 por caída de las revoluciones por minuto así como el hecho de comprimir aire y no generar trabajo en tal cilindro, lo que provoca el anormal funcionamiento de todo el motor.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	1032 [rpm]
Presión de combustible	346,5 [bar]
Regulador de presión del Rail	22,5 [%]
Temperatura de combustible	82,2 [°C]
Posición del acelerador	2,3 [%]
APS	91,4 [mV]
Sensor de flujo de aire	41 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	334 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	93,2 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	753 [mmHg]

Tabla 4.10: Parámetros de funcionamiento para la prueba R2_X0.1. Fuente: Autores

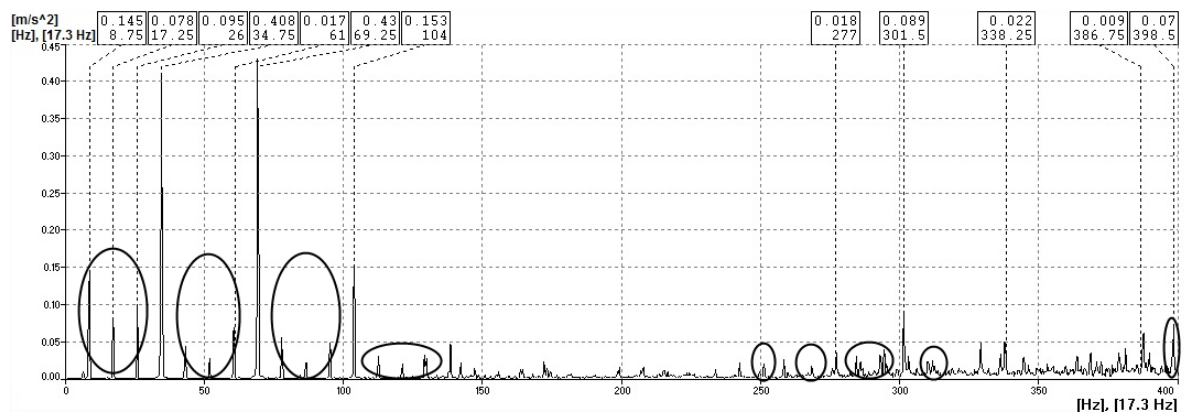


Figura 4.10: Señal de vibración para la muestra R2_X0.1. Fuente: Autores

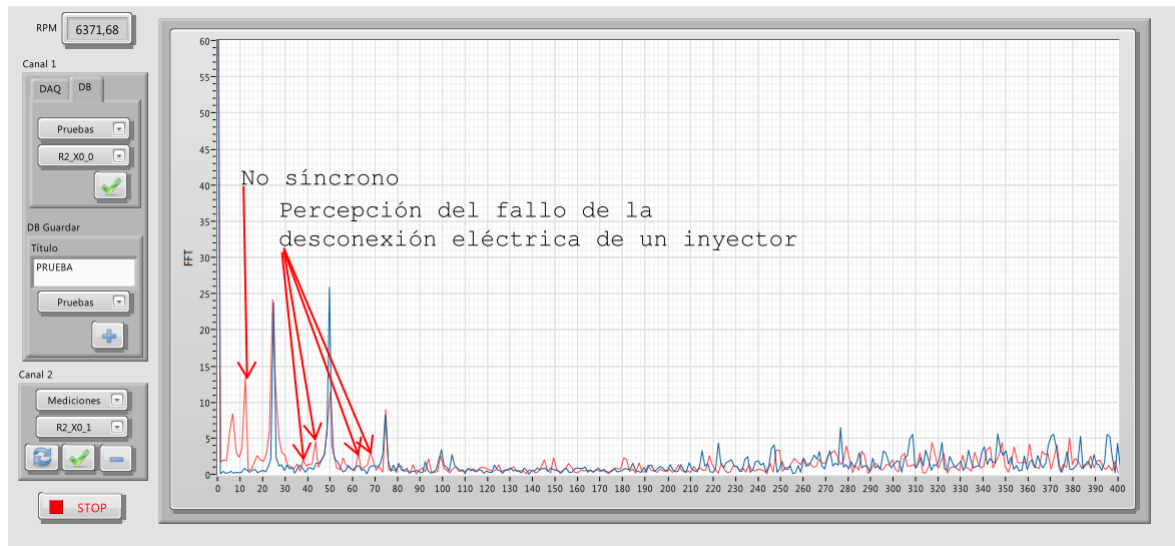


Figura 4.11: Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R2_X0.0 vs R2_X0.1. Fuente: Autores.

4.9 Caso de estudio R3_X0_3 (Régimen a 1500 rpm para el fallo 3 (cambio del inyector con mayor volumen de inyección))

En la tabla 4.11 se describen los parámetros de funcionamiento del motor CRDI para la muestra R3_X0.0, en contraste en la tabla 4.12 se indican las variaciones percibidas por el scanner automatizado a través de su interacción con los diferentes sensores y actuadores del sistema al simularle una falla para el caso de estudio se denota la muestra R3_X0.3.

Al tener un fallo mecánico en un inyector el proceso de la difusión del combustible en el momento de formar la mezcla para la auto inflamación¹ del diésel es de importancia por el periodo tardío de la combustión, el proceso físico de la evaporación de combustible y por ende el químico de la liberación de energía será afectado por la interacción de la cantidad mayor de combustible, que se encuentra en el momento mismo de la inyección principal (existe un goteo).

¹Fenómeno que se presenta cuando la velocidad de desprendimiento de calor supera su velocidad de extracción.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	1509 [rpm]
Presión de combustible	392,4 [bar]
Regulador de presión del Rail	23,3 [%]
Temperatura de combustible	72,8 [°C]
Posición del acelerador	8,9 [%]
APS	109,5 [mV]
Sensor de flujo de aire	68 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	382 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	93,2 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	752 [mmHg]

Tabla 4.11: Parámetros de funcionamiento para la prueba R3_X0.0. Fuente: Autores

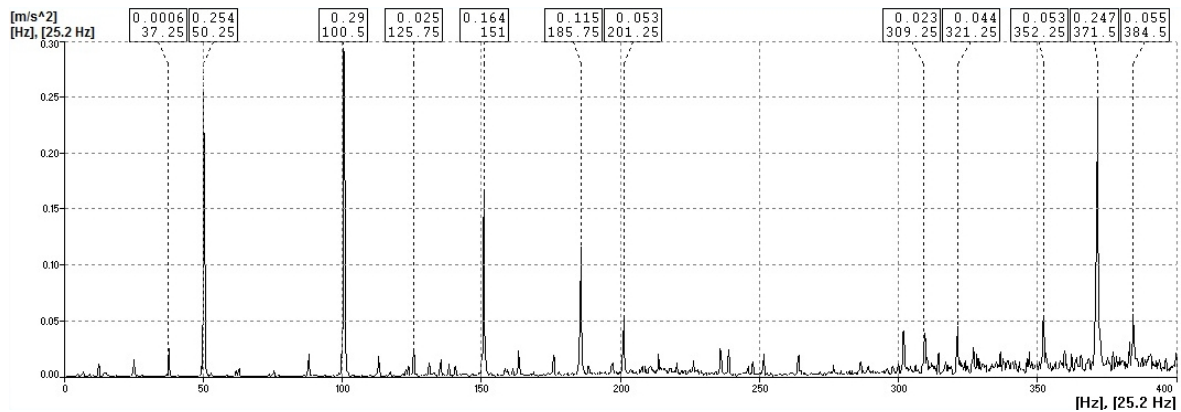


Figura 4.12: Señal de vibración para la muestra R3_X0.0. Fuente: Autores

Esta variación en la cantidad de combustible por la simulación de un fallo mecánico, al tener la posibilidad de cambiar el elemento mismo, lo que principalmente se tiene con el fallo es la variación de la geometría en la tobera del inyector lo que directamente influye en la variación de la cantidad de combustible inyectado por algunos de los orificios propios del inyector.

Parámetros de funcionamiento del MEC Common Rail modelo Santa Fe 2.0	
Descripción del parámetro	Valor obtenido con scanner
Régimen de funcionamiento	1504 [rpm]
Presión de combustible	396 [bar]
Regulador de presión del Rail	21,6 [%]
Temperatura de combustible	52,9 [°C]
Posición del acelerador	9,3 [%]
APS	110,5 [mV]
Sensor de flujo de aire	69 [$\frac{kg}{h}$]
Medición de masa de aire	380 [$\frac{mg}{ST}$]
Sensor de temperatura de refrigerante	78,8 [°C]
Relación Aire Combustible de estudio	5,0 [%]
Sensor de presión de aire	754 [mmHg]

Tabla 4.12: Parámetros de funcionamiento para la prueba R3_X0.3. Fuente: Autores

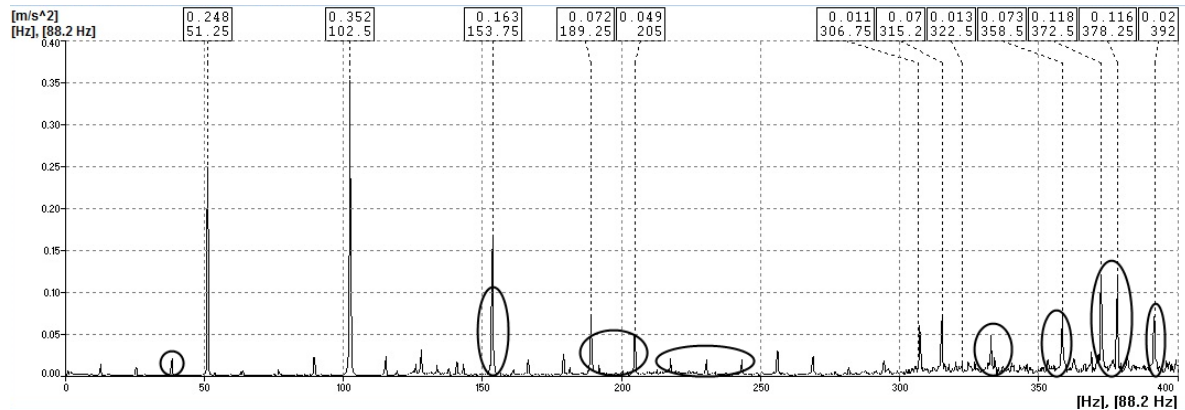


Figura 4.13: Señal de vibración para la muestra R3_X0.3. Fuente: Autores

Estas modificaciones físicas pueden ser identificadas por medio de las frecuencias que se indican en la figura 4.14 y son en detalle de la percepción del fallo a cual fue sometido el motor.



Figura 4.14: Análisis frecuencial con el software LabVIEW para el caso de estudio R3_X0.0 vs R3_X0.3. Fuente: Autores.

Las diferentes imágenes espectrales resultado de la experimentación se grabaron en una base de datos *Microsoft Acces*, parte de las mismas se indican en el **ANEXO A**. Para la visualización de las mismas se debe contar con el software LabVIEW.

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

La percepción del fallo a través de la forma de onda (análisis en tiempo) es una importante forma de analizar el fallo en el motor de combustión ya que la señal proporciona información directa del comportamiento del motor.

La caracterización de los fallos en la combustión del motor CRDI, se amplía por las diferentes variables que se pueden controlar en el momento mismo del ciclo del motor diésel, por lo que ampliar este estudio y compararlo con otras técnicas predictivas de mantenimiento corroboraría los datos obtenidos y las definiciones del diagnóstico.

Las prestaciones de los equipos utilizados por la capacidad de procesamiento de señal así como la de almacenamiento llevan a definir que los procesos de investigación y análisis de vibraciones mecánicas en motores de combustión interna pueden realizarse sin ningún inconveniente considerando otras fuentes de vibración en el motor tales como elementos propios del mecanismo así como de sensores y actuadores.

El número de líneas que se utiliza para el análisis de la señal de la vibración puede ser ampliado con la finalidad de determinar con mayor precisión aquellas frecuencias que se inducen y son relevantes para aquellos fallos en los cuales no se puede visualizar una clara percepción del fallo.

Al simularle la desconexión eléctrica total de un inyector en el motor de encendido por compresión, se convirtió en la de mayor percepción en los diferentes regímenes de funcionamiento planteados para el levantamiento de la información experimental.

El trabajo investigativo cumple con las expectativas de determinar y poder emitir un diagnóstico de fallos en la combustión de un motor de encendido por compresión a partir del estudio de las imágenes espectrales que fueron procesadas por medio del algoritmo computacional propio del software LabVIEW, como lo fue la transformada rápida de Fourier.

5.2 Recomendaciones

Un estudio a futuro que se puede tratar es el uso de la transformada de wavelet para el análisis de vibraciones en las cuales la percepción del fallo sea aún menos perceptible por la tradicional transformada rápida de Fourier.

La combinación de los fallos característicos que se presentaron en el estudio es una importante fuente de análisis tanto a nivel de revisión de la señal misma de vibración así como el comportamiento del motor al someterle a la simulación de más de un fallo en la combustión.

Un diseño experimental adecuado como el factorial, factorial fraccionado o diseño de Taguchi pueden convertirse en una opción importante al momento de plantear nuevos estudios en la línea de investigación, los anteriores proporcionaran información adecuada del mismo modo reducirán el tiempo de adquisición de datos, consumo de memoria entre otros.

Para temas futuros se recomienda la utilización de acelerómetros biaxiales o triaxiales los cuales proporcionaran mejor información del fenómeno de la vibración mecánica en un sistema.

Determinar un régimen de giro en el cual los diferentes actuadores del motor tales como válvulas solenoide de la EGR o VGT, trabajen en un porcentaje al cual pudiesen inducirse un fallo representativo de modo que la variación en emisiones contaminantes como la señal de vibración se vean afectados.

A partir de la matriz de fallos que se pueden simular en el motor CRDI, se recomienda llegar a determinar parámetros de estudio específicos en los cuales se tomen variables controlables en el sistema como única señal de salida el estudio de la vibración mecánica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SCHUCH, F., 1999. *Manual de la técnica del automóvil*. SAE International.
- [2] Oliver, J., 2006. *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Temas Avanzados en Motores de Combustión Interna. Reverté.
- [3] González, F., and Fernández, J., 2011. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, S.A.
- [4] Parreño, S., 2012. *Mantenimiento de sistemas auxiliares del motor de ciclo Diésel*.
- [5] INEN, 2012. Productos derivados del petróleo. diésel, requisitos. Tech. rep., INEN.
- [6] INEN, 1986. Productos de petróleo. determinación de la viscosidad cinemática y dinámica en fluidos transparentes y opacos. Tech. rep., INEN.
- [7] Çengel, Y., 2012. *Termodinámica*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- [8] Moran, M., Shapiro, H., Turégano, J., and Velasco, C., 2004. *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté.
- [9] Ceac, E., 2004. *Manual CEAC del automóvil*. Manuales técnicos del automóvil. Ceac.
- [10] Bohner, M., Gerschler, H., GoBweiler, H., Leyer, S., Pichler, W., Schmidt, H., and Zwickel, H., 1985. *Tecnología del automóvil*, 20 va ed. Alemania.
- [11] Díez, P., 1996. *Termodinámica técnica*. Servicio de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación.
- [12] Araque, M., Fygueroa, S., and Martín, V., 2002. “Características del proceso de combustión en motores de encendido por compresión”. p. 7.
- [13] Fenollosa, C., 2005. *Modelado Fenomenológico del Proceso de Combustión por Difusión Diésel*.
- [14] Acevedo, M., Shkiliova, L., and Boada, O., 2007. *Etapas del desarrollo del transporte automotor y los sistemas de alimentación de combustible Diésel novedades*.
- [15] Molina, S., 2005. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diésel*.
- [16] Vicente, M. d. C., 2002. *Gestión electrónica de la inyección diesel: equipos Bosch VE y VP, equipos Lucas DPC-FT, regulación, control y averías*. Ediciones CEAC.
- [17] Guardiola, C., 2005. *Detección y compensación de irregularidades de inyección a través de la medida del régimen instantáneo del turbogrupo*. Reverté, Barcelona.

- [18] Vicente, M. d. C., 2002. *Sistemas electrónicos de la inyección diesel: EPIC, Common Rail, tecnologías de inyección directa, regulación, control y averías*. Grupo Editorial CEAC, S. A., May.
- [19] Sánchez, E., 2008. *Sistemas auxiliares del motor: mantenimiento de vehículos auto-propulsados: grado medio, electromecánica de vehículos*. Madrid.
- [20] Diaz, S. E., 2000. “Medición y análisis de vibraciones”. p. 12.
- [21] White, G. Introducción al análisis de vibraciones.
- [22] Grupo de investigación IMAC ingeniería mecánica aplicada y computacional elementos de máquinas y vibraciones 35315.
- [23] Guerra, C., Carrola, M., and Villalobos, J. “Fundamentos de la vibraciones mecánicas”. pp. 1–78.
- [24] Rao, S. S., and Navarro Salas, R., 2012. *Vibraciones mecánicas*. Pearson Educación, México.
- [25] Hibbeler, R. C., 2004. *Mecánica vectorial para ingenieros: dinámica*. Pearson Educación.
- [26] ISO 10816-6:1995 - mechanical vibration - evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.
- [27] ISO 2041:2009 - mechanical vibration, shock and condition monitoring - vocabulary.
- [28] Navarro, I. J. R., and Viñas, I. J. F. A. “Procesamiento Digital de señales de vibración con fines de diagnóstico”.
- [29] Marín, E., 1997. *Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones en Máquinas Rotatorias*. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, Ciudad de la Habana Cuba.
- [30] “Facultad de estudios superiores cuautitlán vibraciones mecánicas”.
- [31] Torres, J., Rodriguez, G., and Diaz, S. E., 2008. “Caracterización de un banco de pruebas para la enseñanza de vibraciones mecánicas”. p. 10.
- [32] Pintor, J., 1999. Apuntes de la asignatura elementos de máquinas TEMA 10 - dinámica de los motores de pistones, mayo.
- [33] Zhang, Z.-g., E, J.-q., and Zhang, G.-x., 2012. “A novel dense spectrum correction algorithm for extracting vibration signals in internal combustion engine and its application”. pp. 2810–2815.
- [34] Norton, R. L., and Murrieta Murrieta, J. E., 2009. *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. McGraw-Hill, México.
- [35] Meruane, V. Vibraciones mecánicas apuntes para el curso ME4701. Departamento de Ingeniería Mecánica Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile.

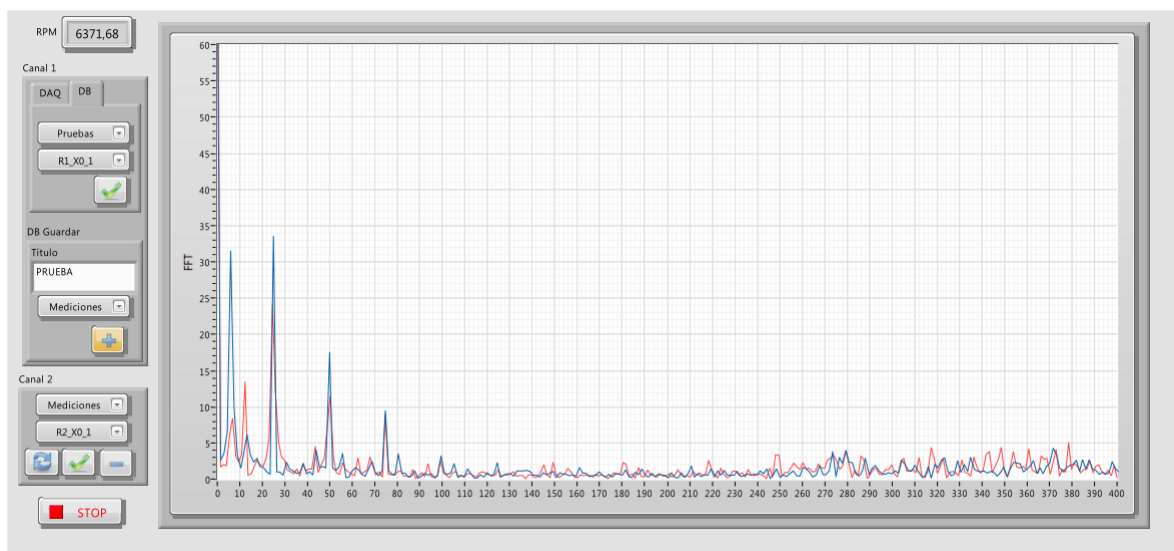
- [36] Mecanocaucho aplicaciones mecánicas del caucho, S.A.
- [37] Paulstra vibrachoc.
- [38] Beer, F. P., Johnston, E. R., and Cornwell, P. J., 2010. *Mecánica vectorial para ingenieros*. MacGraw-Hill Interamericana, Madrid.
- [39] Du, X.-f., Li, Z.-j., Bi, F.-r., Zhang, J.-h., Wang, X., and Shao, K., 2012. “Vibration-based feature extraction of determining dynamic characteristic for engine block low vibration design”. pp. 2238–2246.
- [40] Delvecchio, S., Niculita, O., Dalpiaz, G., and Rivola, A. “Condition Monitoring in Diesel engines for cold test applications. part II: Comparison of vibration analysis techniques”. p. 100.
- [41] Wei, C., Zhuang, Z., Xin, Q., Al-Shamma, A., and Shaw, A., 2011. “Sensing of diesel vehicle exhaust gases under vibration condition”. pp. 1100–1107.
- [42] Thomas, J.-H., Dubuisson, B., and Dillies-Peltier, M.-A., 1997. “Engine knock detection from vibration signals using pattern recognition”. pp. 431–439.
- [43] Maderna, R. “Vibraciones mecánicas en motores de combustión interna”. Postgrado de metodología de la investigación científica.
- [44] Rossas, G., 2004. “Estudio de vibraciones mecánicas en máquinas reciprocantes”. Ingeniero mecánico, Universidad Industrial de Santander Facultad de Ingenierías Físico - Mecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica, Bucaramanga.
- [45] Lowe, D. P., Wu, W., Tan, A. C. C., and Brown, R. J., 2012. “Diesel engine problems, acoustic emission signals and simulated misfire faults”. In *Engineering Asset Management and Infrastructure Sustainability*, J. Mathew, L. Ma, A. Tan, M. Weijnen, and J. Lee, eds. Springer London, London, pp. 587–598.
- [46] Ftoutou, E., Chouchane, M., Besbes, N., and Ouali, R. “Injection fault detection of a diesel engine by vibration analysis”.
- [47] Czech, P., 2012. “Determination of the course of pressure in an internal combustion engine cylinder with the use of vibration effects and radial basis Function Preliminary research”. In *Telematics in the Transport Environment*. Springer, pp. 175–182.
- [48] Elamin, F., Gu, F., and Ball, A., 2010. “Diesel engine injector faults detection using acoustic emissions technique”. p. P3.
- [49] Jianmin, L., Yupeng, S., Xiaoming, Z., Shiyong, X., and Lijun, D., 2011. “Fuel injection system fault diagnosis based on cylinder head vibration signal”. pp. 218–223.
- [50] Cardona, O., 2011. “Análisis tiempo frecuencia de vibraciones mecánicas para la detección de fallos en máquinas rotativas”. Master thesis, Universidad Nacional de Colombia, Manizales, Colombia.
- [51] Cerdá, S., Romero, J., Jiménez, A., Marín, A., Sanchés, A., and Zurita, G. “Análisis tiempo - frecuencia y el modelo termodinámico del knock en la combustión.”.

- [52] Ortmann, S., Rychetsky, M., Glesner, M., and Groppo, R., 1997. “Engine knock detection using multi-feature classification by means of non-linear mapping”. In *Proceedings of ISATA*, Vol. 97, pp. 607–613.
- [53] Tomaszewski, F., and Szymaski, G., 2012. “Frequency analysis of vibrations of the internal combustion engine components in the diagnosis of engine processes”. *Archives of Transport*, **24**(1), Jan.
- [54] Lee, J., and Min, K., 2005. “Effects of needle response on spray characteristics in high pressure injector driven by piezo actuator for common-rail injection system”. *Journal of mechanical science and technology*, **19**(5), pp. 1194 –1205.
- [55] VDI 2063:1985-09, technical rule - beuth.eu.
- [56] Estupiñan P, E., San Martin, C., and Solaligue M, R., 2006. “Diseño e implementación de un analizador virtual de vibraciones mecánicas”. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Tarapacá*, **14**(1), pp. 7 –15.
- [57] Sánchez, V., 2012. “Diagnóstico de fallos en engranajes basado en el análisis de señales de vibración empleando una red neuronal perceptrón multicapa con retropropagación del error.”. Master thesis, Universidad Nacional de Educación a distancia, Sept.
- [58] Vibration condition monitoring techniques for fault diagnosis of electromotor with 1.5 kw power - tags: VIBRATION MACHINERY - monitoring.
- [59] Oppenheim, A. V., Schafer, R. W., and , P., 2011. *Tratamiento de señales en tiempo discreto*. Prentice-Hall, Madrid [etc.].
- [60] Kamen, E. W., Heck, B. S., and Fernández Enríquez, L., 2008. *Fundamentos de señales y sistemas usando la Web y Matlab*. Pearson Educación, Mexico, D.F.
- [61] Haykin, S. S., and Veen, B. V., 2001. *Señales Y Sistemas / Signals and Systems*. Editorial Limusa S.A. De C.V.
- [62] Irwin, J. D., and Vega Alvarado, E., 2003. *Análisis básico de circuitos en ingeniería*. Limusa-Wiley, México.
- [63] Proakis, J. G., and Manolakis, D. G., 2007. *Tratamiento digital de señales*. Pearson Prentice Hall, Madrid.
- [64] Piñeyro, J. J., Klempnow, A. E., and Lescano, V. H. “Análisis de señales: Aplicaciones en el área de las vibraciones mecánicas”.
- [65] Sparse fast fourier transform.
- [66] ISO 16063-31:2009 - methods for the calibration of vibration and shock transducers – part 31: Testing of transverse vibration sensitivity.
- [67] ISO 2041:2009 - mechanical vibration, shock and condition monitoring vocabulary.
- [68] Image:Basic data acquisition system.
- [69] Erbesd instruments.

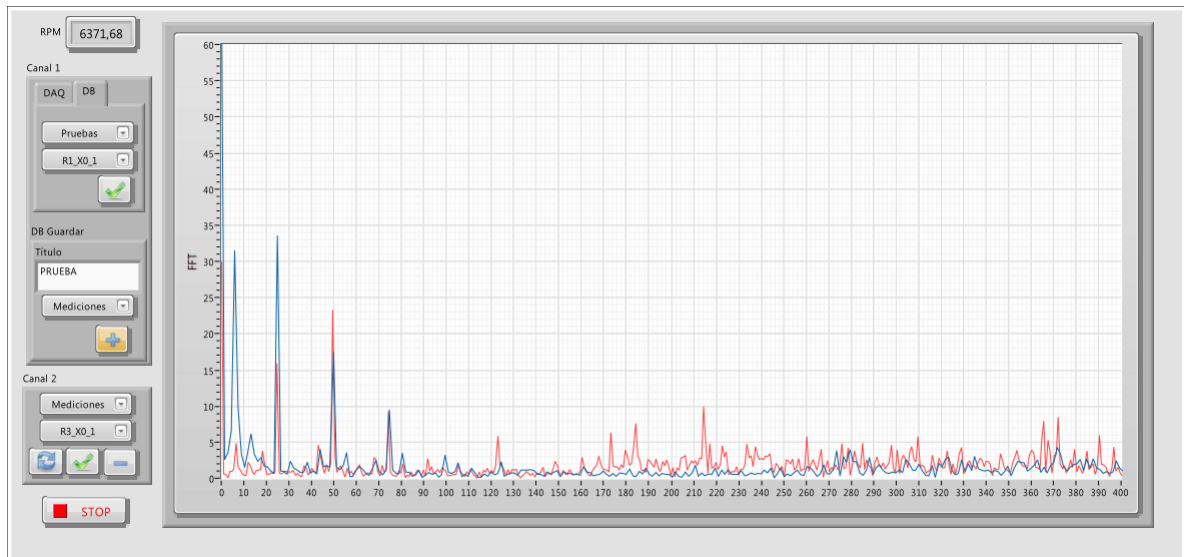
A ANEXO 1 IMÁGENES ESPECTRALES DE LA BASE DE DATOS

Base de datos para un fallo VIBRACIÓN A RALENTÍ en comparación con otros regímenes de giro.

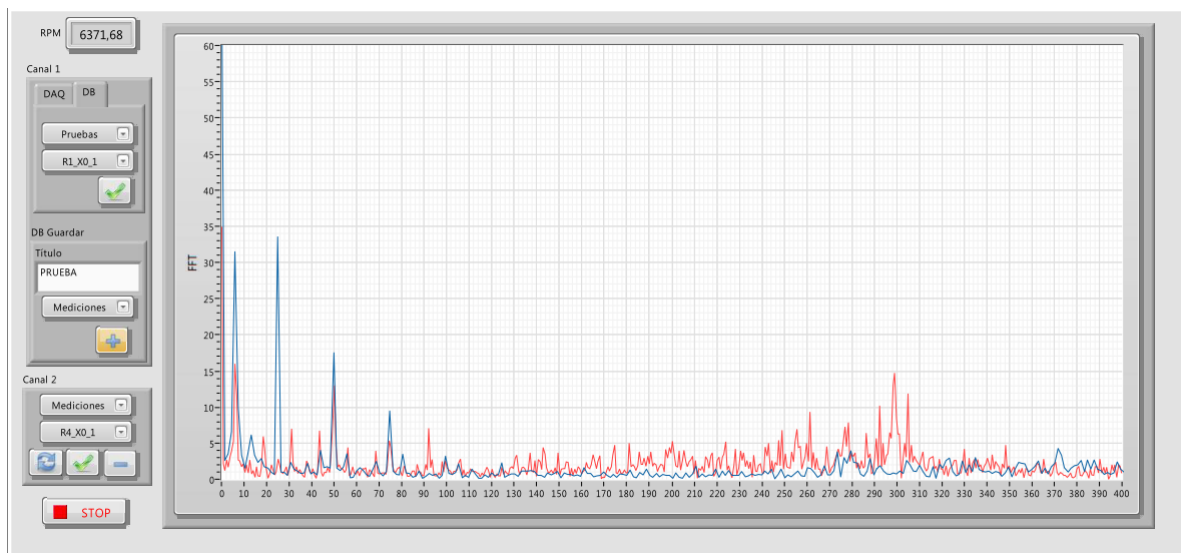
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_1 con R2_X0_1 por medio del software LabVIEW*



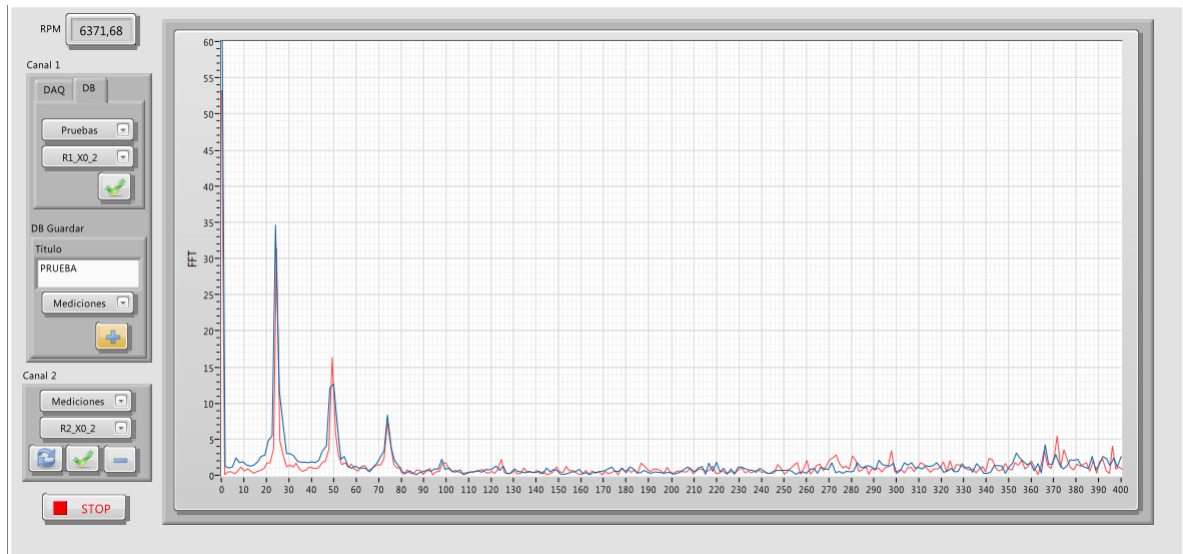
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_1 con R3_X0_1 por medio del software LabVIEW*



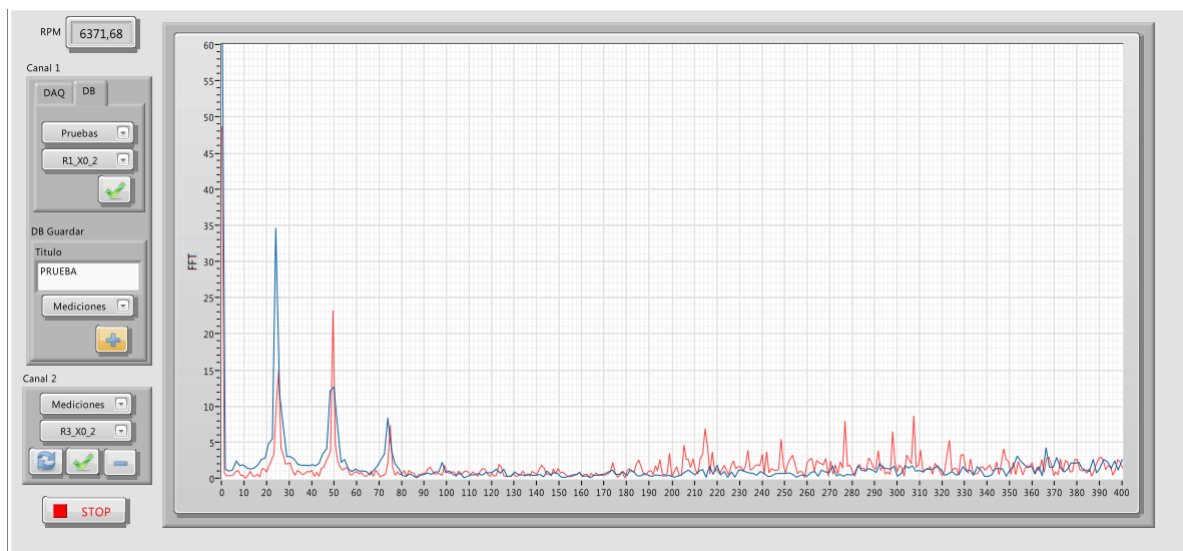
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_1 con R4_X0_1 por medio del software LabVIEW*



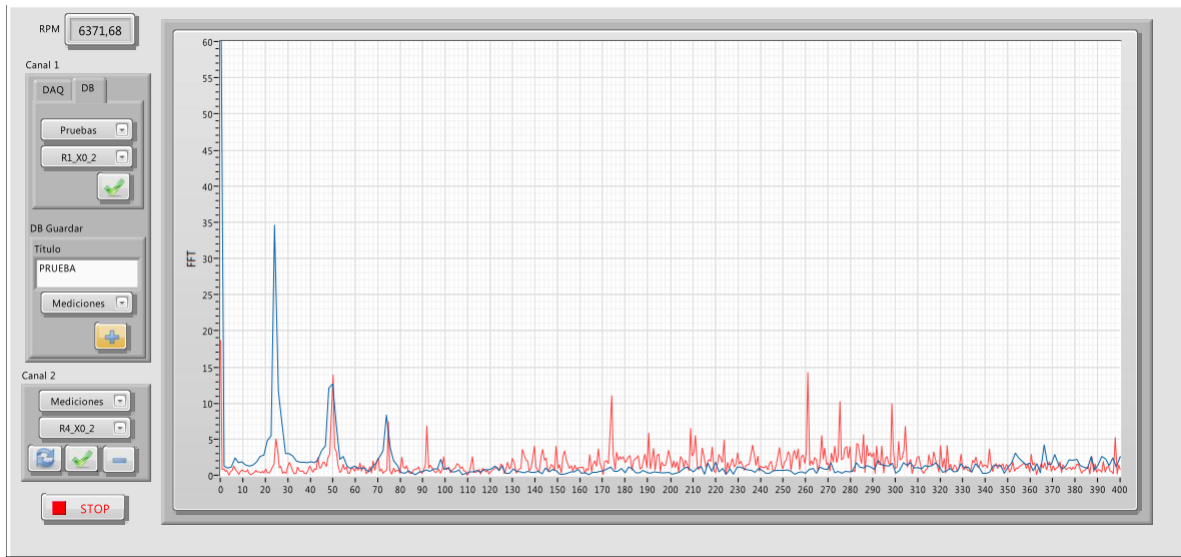
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_2 con R2_X0_2 por medio del software LabVIEW*



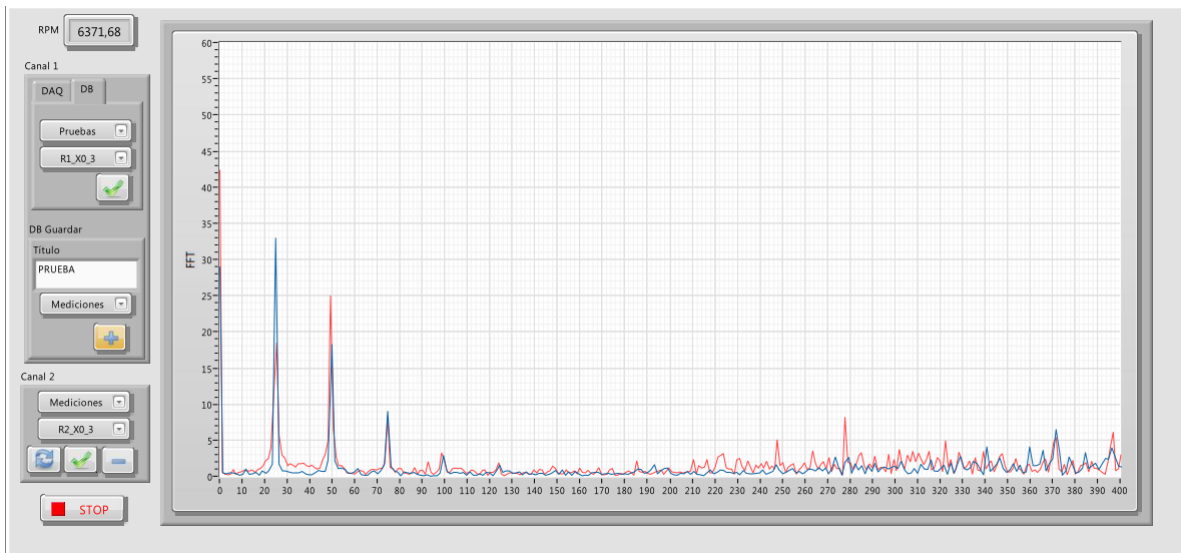
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_2 con R3_X0_2 por medio del software LabVIEW*



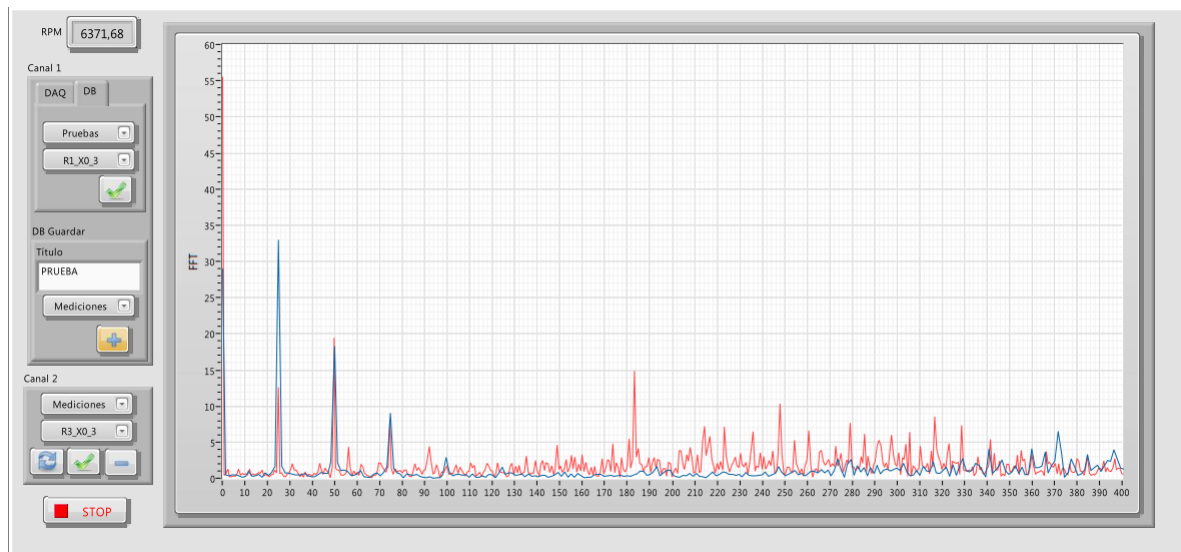
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_2 con R4_X0_2 por medio del software LabVIEW*



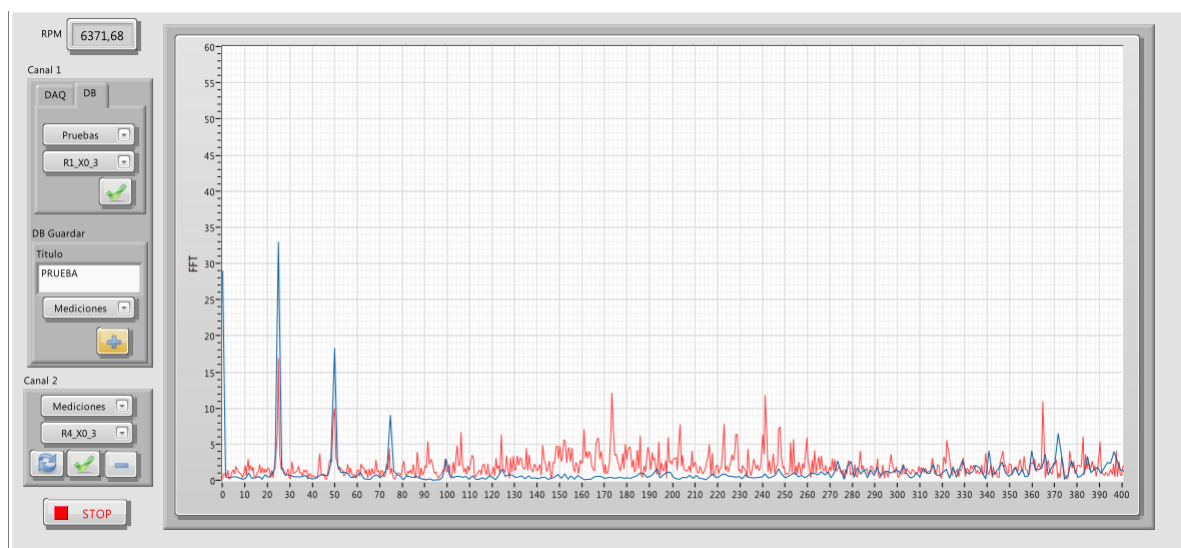
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_3 con R2_X0_3 por medio del software LabVIEW*



- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_3 con R3_X0_3 por medio del software LabVIEW*



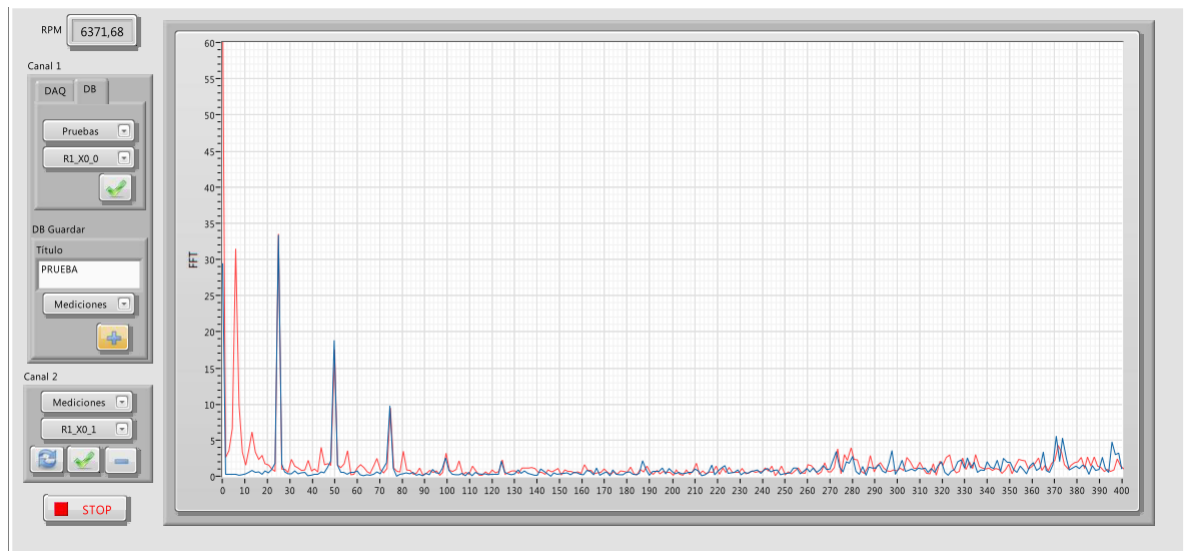
- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_3 con R4_X0_3 por medio del software LabVIEW*



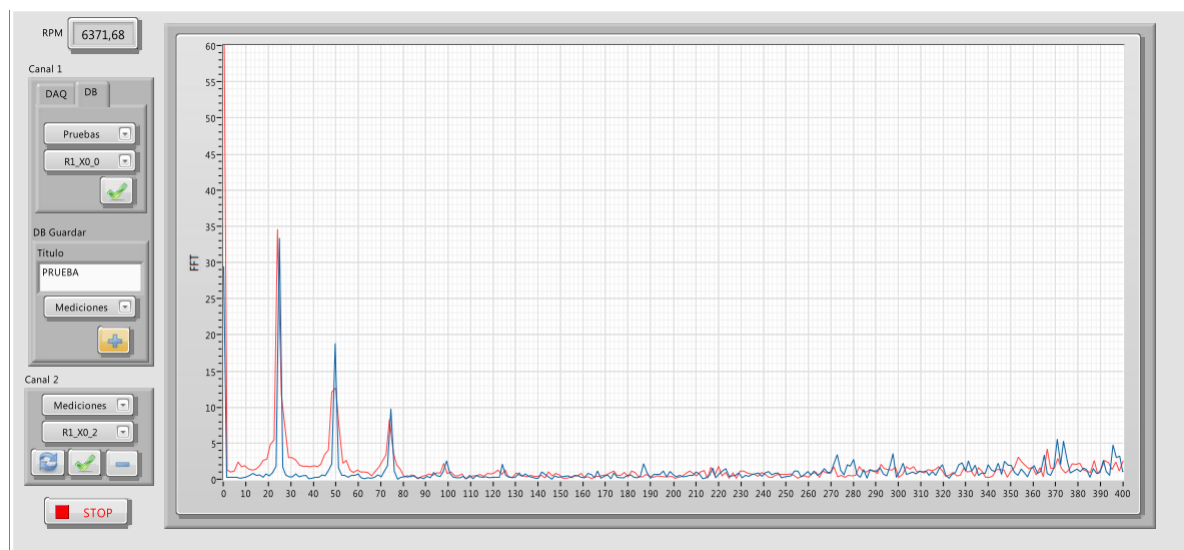
Base de datos para los diferentes fallos en cada uno de los regímenes de giro

Vibración a ralentí con los diferentes tipos de fallos

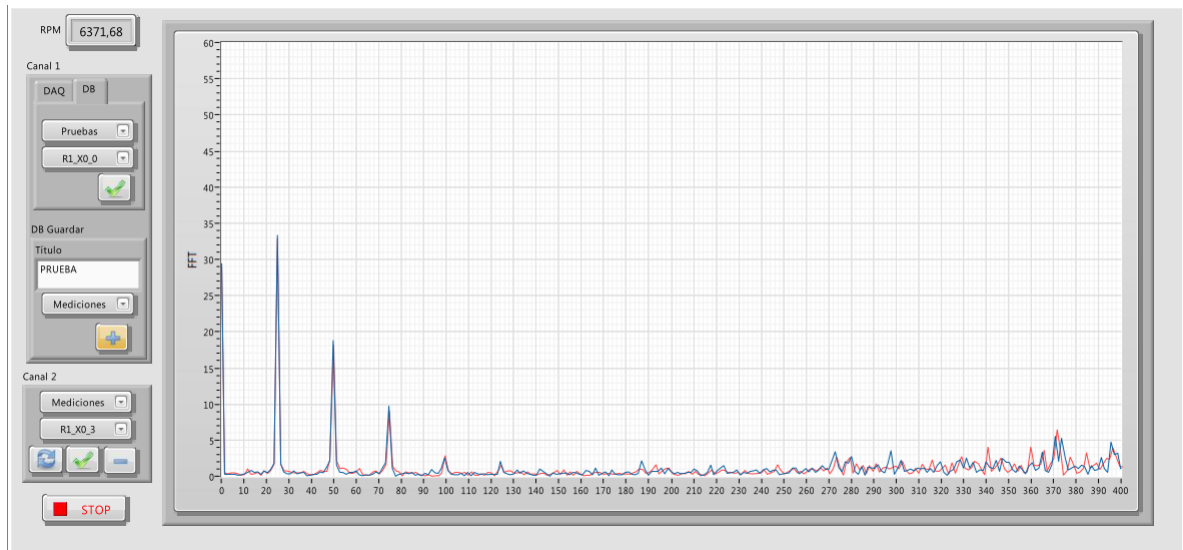
- Comparación espectral de la muestra R1_X0_0 con R1_X0_1 por medio del software LabVIEW



- Comparación espectral de la muestra R1_X0_0 con R1_X0_2 por medio del software LabVIEW

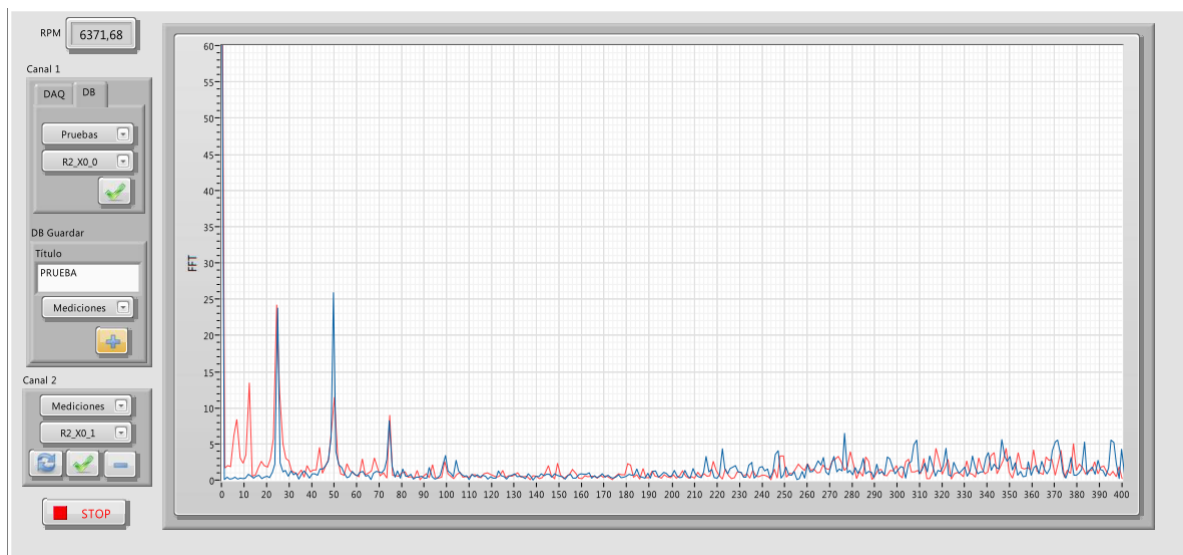


- *Comparación espectral de la muestra R1_X0_0 con R1_X0_3 por medio del software LabVIEW*

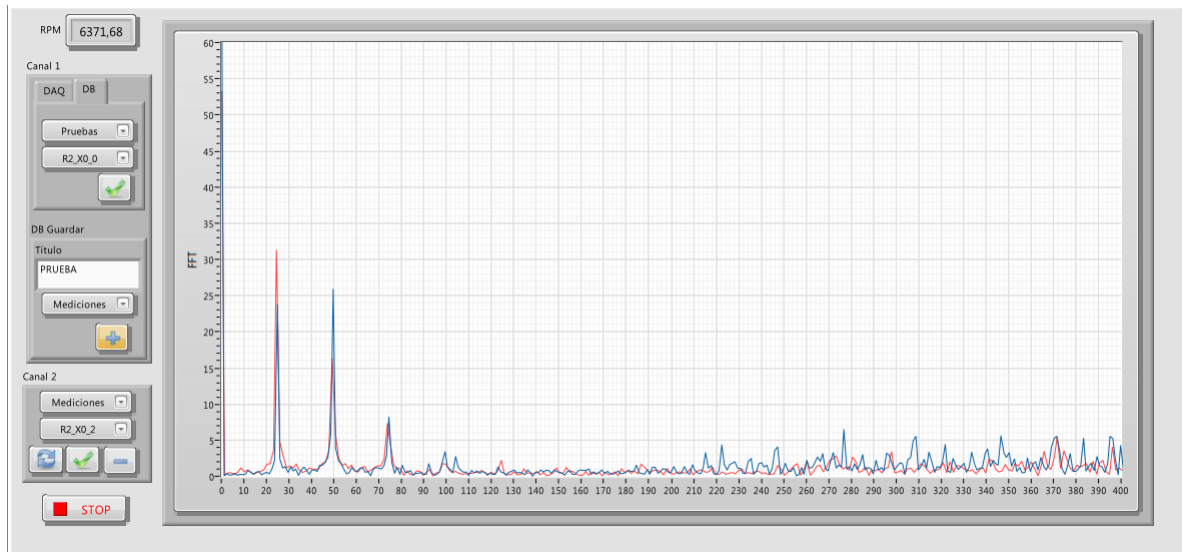


Vibración a 1000 rpm con los diferentes tipos de fallos

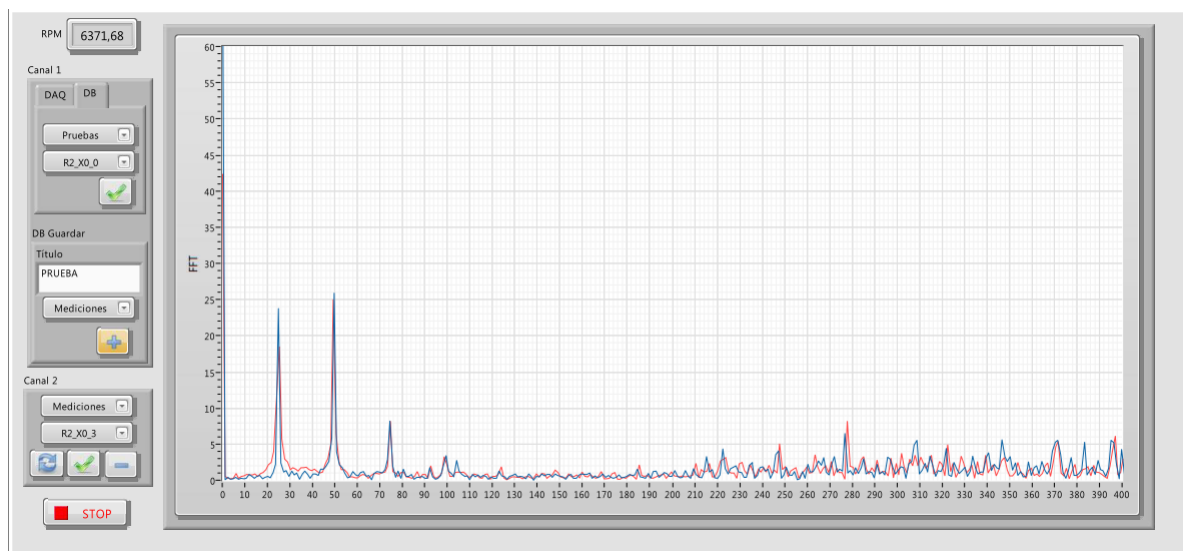
- *Comparación espectral de la muestra R2_X0_0 con R2_X0_1 por medio del software LabVIEW*



- *Comparación espectral de la muestra R2_X0_0 con R2_X0_2 por medio del software LabVIEW*

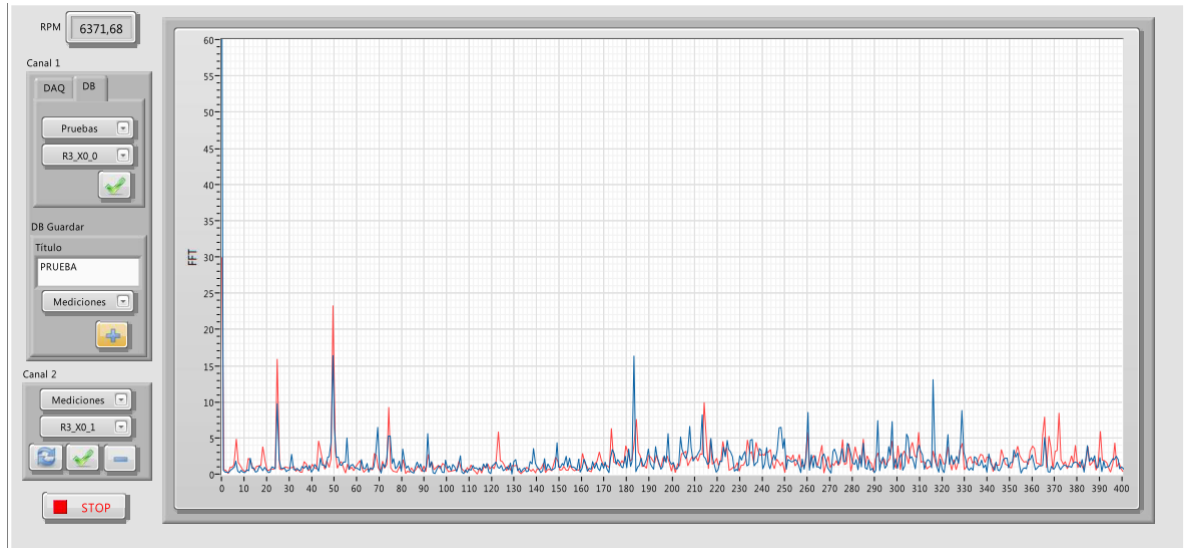


- *Comparación espectral de la muestra R2_X0_0 con R2_X0_3 por medio del software LabVIEW*

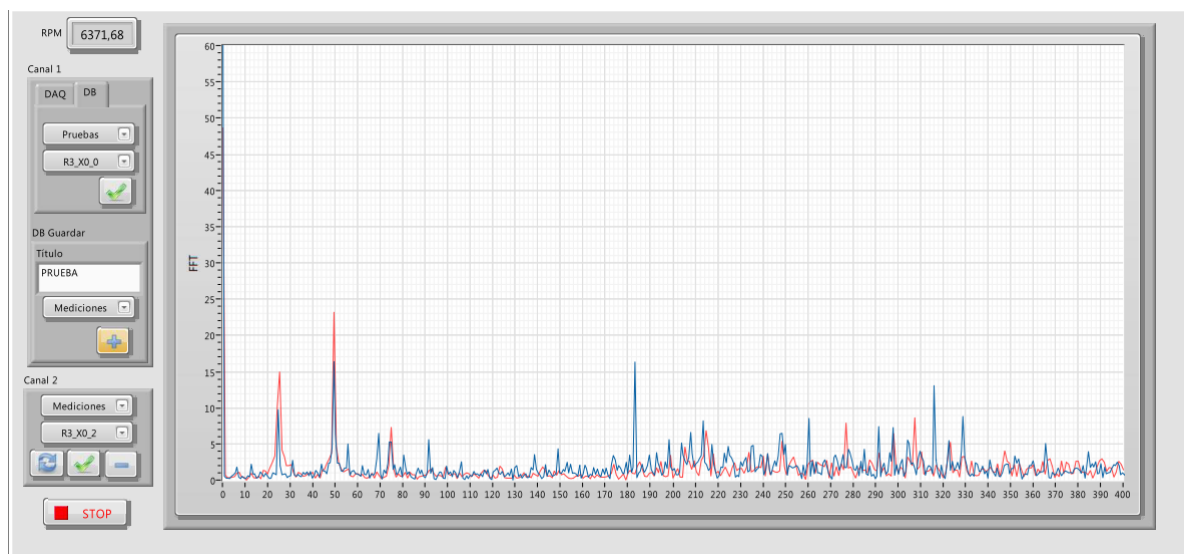


Vibración a 1500 *rpm* con los diferentes tipos de fallos

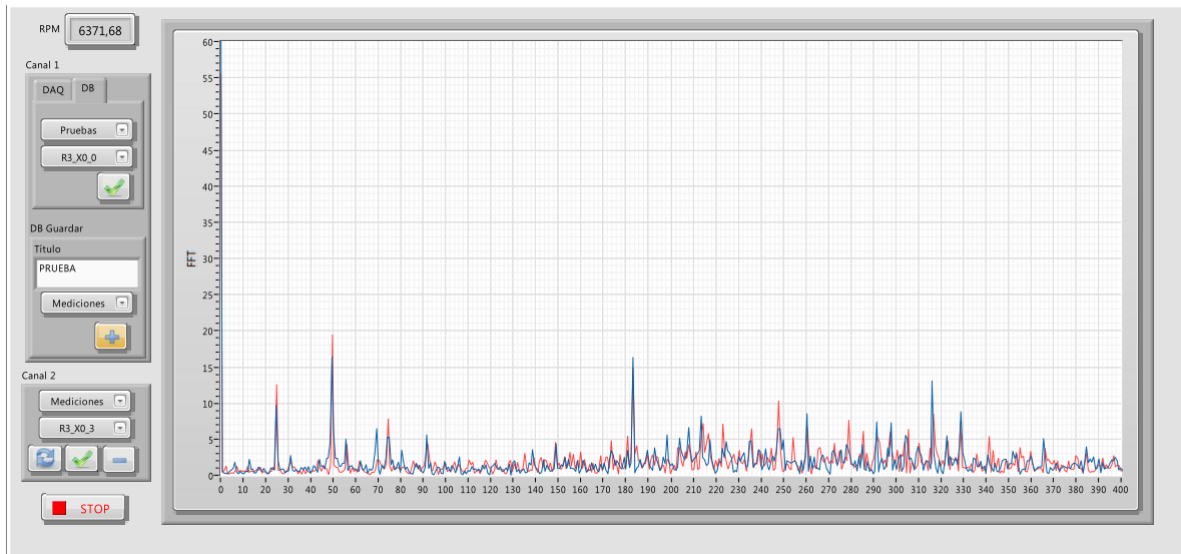
- *Comparación espectral de la muestra R3_X0_0 con R3_X0_1 por medio del software LabVIEW*



- *Comparación espectral de la muestra R3_X0_0 con R3_X0_2 por medio del software LabVIEW*

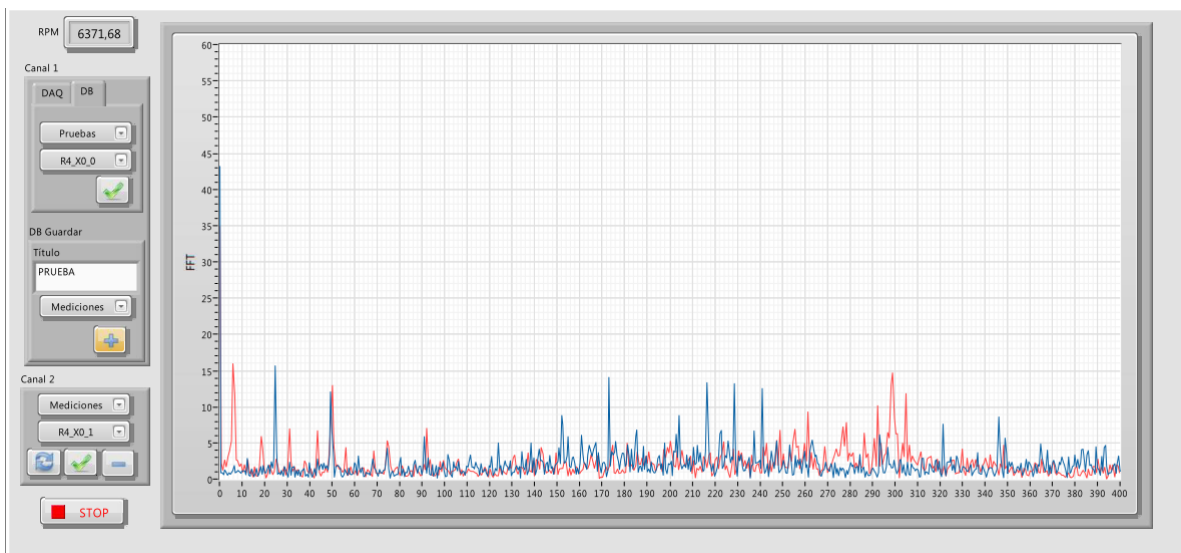


- *Comparación espectral de la muestra R3_X0_0 con R3_X0_3 por medio del software LabVIEW*

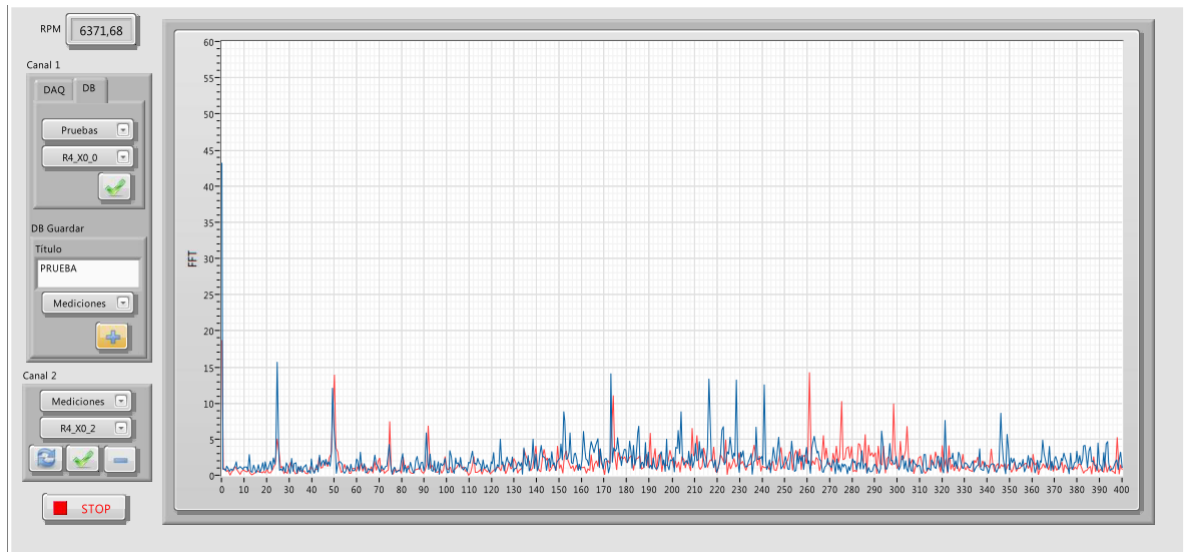


Vibración a 2000 rpm con los diferentes tipos de fallos

- *Comparación espectral de la muestra R4_X0_0 con R4_X0_1 por medio del software LabVIEW*



- *Comparación espectral de la muestra R4_X0_0 con R4_X0_2 por medio del software LabVIEW*



- *Comparación espectral de la muestra R4_X0_0 con 43_X0_3 por medio del software LabVIEW*

