

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
AUTOMOTRÍZ

**“ANÁLISIS ESTÁTICO DE FRECUENCIAS NATURALES DEL
CIGÜEÑAL Y VOLANTE DE INERCIA DEL VEHÍCULO HYUNDAI
ACCENT”.**

**TESIS DE GRADO PREVIA
A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO AUTOMOTRIZ**

AUTORES:

**LUIS MIGUEL BARAHONA RIVERA
DIEGO ESTEBAN LLIVISACA MUÑOZ**

DIRECTOR:

ING. WILMER CONTRERAS

CUENCA, FEBRERO 2015

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Luis Miguel Barahona Rivera, Diego Esteban Llivisaca Muñoz, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.



Luis Miguel Barahona Rivera



Diego Esteban Llivisaca Muñoz

CERTIFICACIÓN

Que el siguiente trabajo de tesis: “**Análisis estático de frecuencias naturales del cigüeñal y volante de inercia del vehículo Hyundai Accent**”, para la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, realizada por los estudiantes Luis Miguel Barahona Rivera, Diego Esteban Llivisaca Muñoz, fue dirigido por mi persona.



ING. WILMER CONTRERAS.

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a Dios y a mi familia por haberme apoyado incondicionalmente durante mis estudios universitarios.

Agradezco de manera especial al director de tesis Ing. Wilmer Contreras por todos sus conocimientos brindados, por su tiempo y por ser una guía fundamental para el desarrollo del proyecto.

Luis Miguel Barahona Rivera

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a Dios por haber sido mi guía durante mis estudios universitarios, a mi familia por haberme siempre apoyado durante toda la etapa de la universidad.

Agradezco inmensamente a nuestro director de tesis Ing. Wilmer Contreras quien nos supo guiar con todos sus conocimientos y enseñanzas para lograr exitosamente el proyecto de tesis.

Diego Esteban LLivisaca Muñoz

DEDICATORIA

Al finalizar esta etapa de mi vida quiero dedicar el presente proyecto a mi padre Luis y a mi madre Mónica.

Luis Miguel Barahona Rivera

DEDICATORIA

Al finalizar mis estudios universitarios quiero dedicar este proyecto de tesis a mi padre Ángel y a mi madre Eulalia por brindarme todo su apoyo y comprensión.

A mi hermana por todo su apoyo.

Diego Esteban Llivisaca Muñoz

RESUMEN

En el presente proyecto se realiza el análisis estático de frecuencias naturales del volante de inercia y el cigüeñal del vehículo Hyundai Accent con el fin de obtener los modos de vibración de las seis primeras frecuencias, para tener conocimientos de los posibles problemas que se puedan generar en el volante de inercia o cigüeñal.

En el primer capítulo se presenta una fundamentación teórica acerca del análisis de vibraciones y formas modales, para la realización del estudio de frecuencias naturales en el volante y cigüeñal.

En el segundo capítulo se muestra los procedimientos para la obtención de frecuencias naturales del volante de inercia y el cigüeñal del vehículo Hyundai Accent de forma experimental (método de impacto) y con el software computacional ANSYS (análisis por elementos finitos).

En el tercer capítulo se presentan los datos obtenidos por la prueba experimental y por el software ANSYS mediante la clasificación por tablas de resultados para tener una visión clara y detallada de las seis primeras frecuencias naturales.

En el cuarto capítulo se realiza el análisis de las seis primeras frecuencias naturales determinando formas de deflexión y torsión, el análisis de las formas de modos hace referencia a las formas que puede tomar el volante de inercia y cigüeñal en su funcionamiento al coincidir con una de sus frecuencias naturales producto de la resonancia.

LISTA DE SÍMBOLOS

FFT	Fast Fourier Transform
MAS	Movimiento Armónico Simple
CPM	Ciclos por minuto
RMS	Raíz media cuadrática
TDF	Transformada Discreta de Fourier
TRF	Transformada Rápida de Fourier
F_e	Fuerza de empuje
DOF	<i>(degree of freedom)</i> Grado de libertad
DOFs	<i>(degrees of freedom)</i> Grados de libertad
FRF	Función de respuesta de frecuencia
SISO	<i>(Single input – Single output)</i> entrada individual – salida individual
SIMO	<i>(Single input – Multi output)</i> entrada individual – multiples salidas
dB	Decibel
DCA	Diseño completamente al azar
ANOVA	Análisis de varianza
SAE	<i>(Society Automotive Engineering)</i> Sociedad de ingeniería automovilística
AISI	<i>(American Iron and Steel Institute)</i> Instituto Americano de Hierro y Acero
EMA	<i>(Experimental Modal Analysis)</i> Análisis modal experimental
FEM	Finite Element Modeling
RPM	Revoluciones por minuto
PMS	Punto muerto superior
PSD	Densidad espectral de potencia

CONTENIDO

CAPÍTULO I. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES	1
1.1. Análisis de vibraciones.....	1
1.2. Vibración.....	1
1.3. Movimiento periódico	2
1.4. Movimiento oscilatorio y movimiento armónico simple (MAS)	2
1.4.1. Términos relacionados con el MAS.....	2
1.4.1.1. Frecuencia	2
1.4.1.1.1. Frecuencia angular.....	3
1.4.1.2. Periodo	3
1.5. Ecuación del MAS.....	4
1.6. Tipos de amplitud de vibración	5
1.6.1. Amplitud pico a pico.....	5
1.6.2. Amplitud pico	5
1.6.3. Raíz media cuadrática(RMS).....	5
1.7. Unidades de las vibraciones.....	6
1.7.1. Desplazamiento.....	6
1.7.2. Velocidad.....	7
1.7.3. Aceleración.....	7
1.8. Energía presente en la vibración	8
1.9. Tipos de señales generadas en análisis de vibraciones.....	8
1.9.1. Señales estacionarias	9
1.9.1.1. Señal determinista.....	9
1.9.1.2. Señal aleatoria	10
1.9.2. Señal no estacionaria.....	10
1.9.2.2. Señal transiente.....	11
1.10. Clasificación de las vibraciones.....	12
1.10.1. Vibración libre	13
1.10.2. Vibración forzada.....	14
1.10.2.1. Vibración forzada sin amortiguamiento	15
1.10.2.2. Vibración forzada con amortiguamiento	15
1.10.3. Vibración amortiguada y Vibración no amortiguada.....	16
1.10.4. Vibración lineal y Vibración no lineal	16
1.10.5. Vibración torsional.....	17
1.11. Análisis de frecuencia.....	17
1.11.1. Transformada de Fourier:	18
1.11.2. Transformada discreta de Fourier (TDF)	19

1.11.3.	Transformada rápida de Fourier (TRF).....	19
1.12.	Analizador de señales	20
1.12.1.	Tipos de analizadores de señales:	20
1.13.	Análisis modal.....	23
1.13.1.	Aplicaciones más frecuentes del análisis modal.....	23
1.13.1.1.	Diagnóstico de problemas	23
1.13.1.2.	Identificación de fuerzas	23
1.13.1.3.	Fuerzas que actúan en el volante de inercia y cigüeñal	24
1.13.1.3.1.	Fuerza centrífuga	24
1.13.1.3.2.	Fuerza de empuje (Fe).....	25
1.13.1.3.3.	Fuerzas perpendiculares	25
1.13.1.3.4.	Fuerza de fricción	26
1.13.1.4.	Detección de daños estructurales	26
1.13.2.	Martillo de impacto.....	26
1.13.3.	Análisis modal prueba de impacto.....	29
1.13.3.1.	Puntos de medición de las pruebas	30
1.13.3.2.	Prueba de Martillo errante (Roving Hammer Test).....	31
1.13.3.3.	Prueba de Acelerómetro Tri-axial (Roving Tri-axial Accelerometer Test).....	31
1.13.3.4.	Sistemas de pruebas modales	31
1.13.3.4.1.	Función de respuesta de frecuencia (FRF)	32
1.13.4.	Modos de vibración.....	33
1.13.4.1.	La vibración en términos de modos.....	33
1.13.4.2.	Modos Peligrosos	34
1.13.4.3.	Formas de Modos del Cigüeñal.....	35
1.14.	Frecuencia natural	35
1.15.	Velocidad crítica.....	36
1.16.	Resonancia	37
1.16.1.	Resonancia de equilibrio	37
1.16.2.	Eliminación de la resonancia	37
1.17.	Transductores de vibración.....	38
1.17.1.	Acelerómetro	38
1.17.1.1.	Tipos de acelerómetros	38
1.17.1.1.1.	Especificaciones técnicas de acelerómetros uniaxiales	39
1.17.1.1.2.	Especificaciones técnicas de los sensores de vibración tri-axiales.....	41
1.17.2.	Criterios de elección de sensores de vibración	42
1.17.2.1.	Rango de Frecuencia.....	43
1.17.2.2.	Sensibilidad Típica	43
1.17.2.3.	Temperatura	44
1.18.	Frecuencia de Muestreo.....	44
1.18.1.	Aliasing	44
1.18.2.	Teorema de Nyquist	44
1.19.	Escalas Lineales y Logarítmicas de Amplitud	45
1.19.1.	Escalas Lineales de Amplitud.....	45

1.19.2.	Escalas Logarítmicas de Amplitud	45
1.19.2.1.	Decibel	46
1.20.	Ventanas	46
1.20.1.	Ventana hanning	48
1.21.	Diagnóstico de fallas	48
1.21.1.	Resonancia como tipo de falla detectada en vibraciones	48
CAPÍTULO II. ANÁLISIS ESTÁTICO DE FRECUENCIAS NATURALES		50
2.1.	Introducción	50
2.2.	Proceso experimental para la obtención de frecuencias naturales del cigüeñal y volante	51
2.2.1.	Diagrama de flujo del análisis modal experimental.....	51
2.2.2.	Suspender el volante de inercia y cigüeñal.....	52
2.2.3.	Nivelación del volante de inercia y cigüeñal.....	52
2.2.4.	Selección de puntos de prueba.....	53
2.2.5.	Selección de punta de impacto	54
2.2.6.	Conexión de transductores de vibración	54
2.2.7.	Uso del analizador de vibraciones ADASH módulo A3716.....	55
2.2.8.	Proyecto de muestreo	55
2.2.9.	Configuración del proyecto “REGISTRADOR”	56
2.2.10.	Configuración de sensibilidad del acelerómetro y martillo de impacto.....	56
2.2.11.	Obtención de las señales de impacto y respuesta del análisis experimental	57
2.2.12.	Exportar señales de impacto y respuesta.....	58
2.2.13.	Procesamiento de las señales en Matlab	58
2.3.	Prueba Experimental	60
2.3.1.	Montaje del cigüeñal y volante de inercia	60
2.3.2.	Equipos e instrumentos para la realización del análisis modal experimental	60
2.3.2.1.	Analizador de vibraciones.....	60
2.3.2.2.	Sensor de aceleración.....	61
2.3.2.3.	Sensor de impacto.....	62
2.3.3.	Metodología para la obtención de frecuencias naturales	63
2.3.3.1.	Diseño completamente al azar (DCA)	64
2.3.3.2.	Aplicación del DCA en el análisis de frecuencias naturales	65
2.3.4.	Frecuencia de muestreo (teorema de Nyquist)	65
2.3.5.	Ubicación de los puntos de excitación y respuesta para pruebas experimentales	66
2.3.5.1.	Puntos para determinar el efecto de la posición de los transductores en respuesta a las frecuencias naturales.....	67
2.3.5.1.1.	Pruebas con el giro del cigüeñal y volante de inercia suspendidos	67
2.3.6.	Procesamiento de señales en Matlab.....	75
2.3.6.1.	Métodos de estimación de la densidad espectral de potencia (PSD).....	76
2.3.6.1.1.	Periodograma.....	76
2.3.6.1.2.	Estimación de la densidad espectral de potencia de Welch.....	77
2.3.6.2.	Filtros para procesamiento de señales.....	78
2.3.6.2.1.	Filtrado en el dominio de la frecuencia.....	79
2.3.6.2.2.	Filtro digital.....	79
2.3.6.3.	Señales en el dominio del tiempo	80

2.3.6.4.	Señales en el dominio de frecuencia	81
2.3.6.5.	Función de respuesta de frecuencia FRF	83
2.4.	Descripción del proceso para la obtención de los modos de vibración por elementos finitos	85
2.4.1.	Diagrama de flujo del análisis por elementos finitos	85
2.4.2.	Modelado de los sólidos	86
2.4.3.	Configuración Modal en ANSYS	86
2.4.3.1.	Selección del material	87
2.4.3.2.	Geometría	88
2.4.3.3.	Modal	88
2.5.	Determinación de los modos de vibración en software	90
2.5.1.	Material isotrópico y homogéneo	90
2.5.2.	Material del cigüeñal	91
	Los materiales más empleados para la construcción de cigüeñales son: Hierro fundido, acero fundido, acero forjado, acero al vanadio, acero al carbono.	91
2.5.2.1.	Barras de acero carbono AISI / SAE 1045	91
2.5.2.1.1.	Características	91
2.5.2.1.2.	Aplicaciones	91
2.5.2.1.3.	Propiedades	91
2.5.3.	Material del volante de inercia	92
2.5.3.1.	Propiedades del Acero AISI 4130	92
2.5.4.	Modelado del volante y el cigüeñal	93
2.5.5.	Modos de vibración mediante el software ANSYS	93
2.5.5.1.	Propiedades de materiales ingresados en ANSYS	94
2.5.5.2.	Características de la malla	95
2.5.5.3.	Modos de vibración del volante de inercia y el cigüeñal	98
CAPÍTULO III: TABULACIÓN Y CLASIFICACIÓN DE RESULTADOS		99
3.1.	Introducción	99
3.2.	Efecto de la posición de los transductores en respuesta a las frecuencias naturales	99
3.2.1.	Frecuencias naturales girando el cigüeñal y volante de inercia suspendidos	99
3.2.1.1.	Frecuencias naturales con el acelerómetro fijo en el punto A	100
3.2.1.1.1.	Resultados a cero grados	100
3.2.1.1.2.	Resultados a noventa grados	101
3.2.1.1.3.	Resultados a ciento ochenta grados	102
3.2.1.1.4.	Resultados a doscientos setenta grados	104
3.2.1.2.	Frecuencias naturales con el acelerómetro fijo en el punto B	105
3.2.1.2.1.	Resultados a cero grados	105
3.2.1.2.2.	Resultados a noventa grados	107
3.2.1.2.3.	Resultados a ciento ochenta grados	108
3.2.1.2.4.	Resultados a doscientos setenta grados	110
3.3.	Modos de vibración del volante de inercia y cigüeñal en ANSYS	111
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS		113
4.1.	Introducción	113

4.2.	ANOVA para el diseño completamente al azar (DCA)	114
4.3.	ANOVA un solo factor.....	114
4.3.1.	Elección del valor de significancia (α).....	115
4.3.2.	Planteamiento de una hipótesis estadística	115
4.3.3.	Gráficas de caja.....	115
4.4.	Análisis de respuestas a las frecuencias naturales con respecto a la posición del acelerómetro en el punto A y giro graduado del cigüeñal y volante de inercia	116
4.4.1.	Análisis del valor de respuesta experimental a la primera frecuencia (F1).....	116
4.4.1.1.	Análisis a cero grados	116
4.4.1.2.	Análisis a noventa grados.....	117
4.4.1.3.	Análisis a ciento ochenta grados	118
4.4.1.4.	Análisis a doscientos setenta grados	119
4.4.2.	Análisis del valor de respuesta experimental a la segunda frecuencia (F2)	120
4.4.2.1.	Análisis a cero grados	120
4.4.2.2.	Análisis a ciento ochenta grados	122
4.4.3.	Análisis del valor de respuesta experimental a la tercera frecuencia (F3)	123
4.4.3.1.	Análisis a noventa grados.....	123
4.4.3.2.	Análisis a ciento ochenta grados	124
4.4.3.3.	Análisis a doscientos setenta grados.....	125
4.4.4.	Análisis del valor de respuesta experimental a la cuarta frecuencia (F4)	126
4.4.4.1.	Análisis a cero grados	126
4.4.4.2.	Análisis a ciento ochenta grados	127
4.4.5.	Análisis del valor de respuesta experimental a la quinta frecuencia (F5)	128
4.4.5.1.	Análisis a noventa grados.....	128
4.4.6.	Análisis del valor de respuesta experimental a la sexta frecuencia (F6).....	129
4.4.6.1.	Análisis a noventa grados.....	129
4.4.6.2.	Análisis a ciento ochenta grados	130
4.4.6.3.	Análisis a doscientos setenta grados.....	131
4.5.	Análisis de respuestas a las frecuencias naturales con respecto a la posición del acelerómetro en el punto B y giro graduado del cigüeñal y volante de inercia	132
4.5.1.	Análisis del valor de respuesta experimental a la primera frecuencia (F1).....	132
4.5.1.1.	Análisis a cero grados	132
4.5.1.2.	Análisis a noventa grados.....	133
4.5.1.3.	Análisis a ciento ochenta grados	134
4.5.1.4.	Análisis a doscientos setenta grados.....	135
4.5.2.	Análisis del valor de respuesta experimental a la segunda frecuencia (F2)	136
4.5.2.1.	Análisis a cero grados	136
4.5.2.2.	Análisis a ciento ochenta grados	137
4.5.3.	Análisis del valor de respuesta experimental a la tercera frecuencia (F3)	138
4.5.3.1.	Análisis a noventa grados.....	138
4.5.3.2.	Análisis a doscientos setenta grados.....	139
4.5.4.	Análisis del valor de respuesta experimental a la cuarta frecuencia (F4)	140
4.5.4.1.	Análisis a cero grados	140
4.5.4.2.	Análisis a ciento ochenta grados	141
4.5.5.	Análisis del valor de respuesta experimental a la sexta frecuencia (F6).....	142
4.5.5.1.	Análisis a noventa grados.....	142

4.5.5.2. Análisis a doscientos setenta grados.....	143
4.6. Selección de los mejores puntos de prueba.....	144
4.7. Análisis de modos de vibración que se obtuvo en ANSYS.....	146
4.8. Comparación de la prueba experimental y analítica	147
4.8.1. Análisis modos de vibración 1 y 6.....	148
4.8.2. Análisis modos de vibración 2, 3, 4 y 5.	149
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	150
5.1. Conclusiones	150
5.2. Recomendaciones.....	152
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	153
A ANEXO 1 PLANOS DEL CIGÜEÑAL Y VOLANTE DE INERCIA	156
B ANEXO 2 IMÁGENES DE LAS DEFORMACIONES TOTALES DEL CIGÜEÑAL Y VOLANTE DE INERCIA.....	159

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1.1: Representación del MAS.	5
Figura 1.2: Tipos de amplitudes de vibración.....	6
Figura 1.3: Señales de vibraciones.	8
Figura 1.4: Señal estacionaria.....	9
Figura 1.5: Señal determinista.	9
Figura 1.6: Señal aleatoria.....	10
Figura 1.7: Señal no estacionaria.....	11
Figura 1.8: Señal continua.....	11
Figura 1.9: Señal transiente.....	12
Figura 1.10: Sistema masa resorte.....	13
Figura 1.11: Vibración forzada en un sistema masa resorte.	14
Figura 1.12: Vibración torsional incrementa su amplitud al alejarse del volante de inercia.	17
Figura 1.13: Señales en el dominio del tiempo y frecuencia.	18
Figura 1.14: Señal del acelerómetro en dominio del tiempo y el espectro.....	20
Figura 1.15: Fuerza centrífuga en motor con dos cilindros.....	24
Figura 1.16: Fuerza de empuje sobre el cigüeñal.....	25
Figura 1.17: Flexión del cigüeñal.....	26

Figura 1.18: Puntas de impacto 100gr.	27
Figura 1.19: Ejemplo de rango de frecuencias de puntas de impacto.	28
Figura 1.20: Prueba de impacto.	29
Figura 1.21: Diagrama de bloques de FRF.	32
Figura 1.22: Formas alternativas de FRF.	33
Figura 1.23: Respuesta como suma de respuestas modales.	34
Figura 1.24: FRF con picos de frecuencias de resonancia.	34
Figura 1.25: Formas de modos del cigüeñal.	35
Figura 1.26: Deformación de un eje en la primera velocidad crítica.	36
Figura 1.27: Escala lineal de amplitud.	45
Figura 1.28: Escala logarítmica de amplitud.	46
Figura 1.29: Aplicación de ventana.	47
Figura 1.30: Ejemplo de ventana Hanning.	48

CAPÍTULO II

Figura 2.1: Diagrama de flujo del análisis modal experimental.....	51
Figura 2.2: Volante de inercia y cigüeñal suspendidos.....	52
Figura 2.3: Volante de inercia y cigüeñal nivelados.....	52
Figura 2.4: Dofs de impacto y de respuesta.....	53
Figura 2.5: Punta de impacto de aluminio.....	54
Figura 2.6: Conexión de los transductores.....	54
Figura 2.7: Módulo registrador.....	55
Figura 2.8: Proyecto de muestreo.....	55
Figura 2.9: Configuración del módulo registrador.....	56
Figura 2.10: Configuración de la sensibilidad de los transductores.....	57
Figura 2.11: Excitación del volante de inercia y cigüeñal durante 1 minuto.....	57
Figura 2.12: Señales de impacto y respuesta.....	58
Figura 2.13: Exportar señales en formato wav.....	58
Figura 2.14: Programa en Matlab para el procesamiento de las señales.....	59
Figura 2.15: Cigüeñal y volante de inercia posición libre-libre.....	60
Figura 2.16: Analizador de vibraciones ADASH módulo A3716.....	61
Figura 2.17: Acelerómetro ADASH A102 – 1A SN 1875.....	62
Figura 2.18: DYTRAN modelo 5800B3, Dynapulse™ Impulse Hammer.....	62
Figura 2.19: Puntas de impacto.....	63
Figura 2.20: Espectro de entrada con la punta de impacto de aluminio.....	63
Figura 2.21: Puntas de impacto.....	66
Figura 2.22: Puntos de impacto y respuesta a cero grados.....	68
Figura 2.23: Puntos de impacto y respuesta a noventa grados.....	70
Figura 2.24: Puntos de impacto y respuesta a ciento ochenta grados.....	71
Figura 2.25: Puntos de impacto y respuesta a doscientos setenta grados.....	72
Figura 2.26: Señal original con ruido y señal con estimación de periodograma.....	76
Figura 2.27: Señal original con ruido y señal con estimación welch.....	78

Figura 2.28: Funcionamiento de un filtro.	78
Figura 2.29: Amplitud del filtro pasa bajo ideal	79
Figura 2.30: Señal de entrada en el dominio del tiempo.....	80
Figura 2.31: Señal de salida en el dominio del tiempo.	81
Figura 2.32: Señal de entrada y salida ampliadas.	81
Figura 2.33: Señal de entrada en el dominio de frecuencia.	82
Figura 2.34: Señal de salida en el dominio de frecuencia.	82
Figura 2.35: Diagrama de la función de transferencia de las señales.....	83
Figura 2.36: Función de respuesta de frecuencia (FRF).	83
Figura 2.37: Doce frecuencias naturales.....	84
Figura 2.38: Diagrama de flujo del análisis modal por elementos finitos.	85
Figura 2.39: Modelado del cigüeñal y volante de inercia en SolidWorks.....	86
Figura 2.40: Módulo “MODAL” Ansys.....	87
Figura 2.41: Elección del material para los sólidos.	87
Figura 2.42: Geometría “Modal”.....	88
Figura 2.43: Configuración model.....	88
Figura 2.44: Mallado de la geometría.....	89
Figura 2.45: Frecuencias a determinar.....	89
Figura 2.46: Selección de soportes.	90
Figura 2.47: Datos de deformación.	90
Figura 2.48: Modelado del cigüeñal y volante de inercia.	93
Figura 2.49: ANSYS “MODAL”.	94
Figura 2.50: Propiedades del material utilizado para el cigüeñal.....	94
Figura 2.51: Propiedades del material utilizado para el volante de inercia.	95
Figura 2.52: Gráfico de convergencia de la frecuencia uno.....	96
Figura 2.53: Gráfico de convergencia de la frecuencia dos.	97
Figura 2.54: Mallado del volante de inercia y cigüeñal.	97
Figura 2.55: Modos de vibración del volante de inercia y cigüeñal.....	98

CAPÍTULO III

Figura 3.1: Cigüeñal y volante a cero grados con el acelerómetro en el punto A.	101
Figura 3.2: Cigüeñal y volante a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.	102
Figura 3.3: Cigüeñal y volante a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	104
Figura 3.4: Cigüeñal y volante a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.	105
Figura 3.5: Cigüeñal y volante a cero grados con el acelerómetro en el punto B.	107
Figura 3.6: Cigüeñal y volante a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.....	108
Figura 3.7: Cigüeñal y volante a doscientos ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.	110
Figura 3.8: Cigüeñal y volante a doscientos setenta con el acelerómetro en el punto B.	111

CAPÍTULO IV

Figura 4.1: Partiendo la variación total en sus componentes en un DCA.	114
Figura 4.2: Partes de las graficas de caja.	116
Figura 4.3: Gráficas de caja de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.	117
Figura 4.4: Gráficas de caja de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.	118
Figura 4.5: Gráficas de caja de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	119
Figura 4.6: Gráficas de caja de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.	120
Figura 4.7: Gráficas de caja de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.	121
Figura 4.8: Gráficas de caja de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	122
Figura 4.9: Gráficas de caja de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.	123
Figura 4.10: Gráficas de caja F3 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	124
Figura 4.11: Gráficas de caja de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A. ..	125
Figura 4.12: Gráficas de caja de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.	126
Figura 4.13: Gráficas de caja de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	127
Figura 4.14: Gráficas de caja de F5 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.	128
Figura 4.15: Gráficas de caja de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.	129
Figura 4.16: Gráficas de caja de F6 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.	130
Figura 4.17: Gráficas de caja de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A. ..	131
Figura 4.18: Gráficas de caja de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.	132
Figura 4.19: Gráficas de caja de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.	133
Figura 4.20: Gráficas de caja de la F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.	134
Figura 4.21: Gráficas de caja de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B. ..	135
Figura 4.22: Gráficas de caja de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.	136
Figura 4.23: Gráficas de caja de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.	137
Figura 4.24: Gráficas de caja de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.	138
Figura 4.25: Gráficas de caja de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B. ..	139
Figura 4.26: Gráficas de caja de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.	140
Figura 4.27: Gráficas de caja de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.	141
Figura 4.28: Gráficas de caja de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.	142
Figura 4.29: Gráficas de caja de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B. ..	143
Figura 4.30: Punto 3A90 para obtención de las frecuencias 1-3-5 y 6.	145
Figura 4.31: Punto 6B180 para obtención de frecuencias 2y 4.	145

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla 1.1: Datos técnicos de analizador Adash 3716.	21
Tabla 1.2: Datos técnicos de analizador AdashVA4Pro.	21
Tabla 1.3: Datos técnicos de Vibrómetro PCE-VT 250.....	22
Tabla 1.4: Datos técnicos de Vibrómetro PCE-VT 200.....	22
Tabla 1.5: Sensor de vibración AdashAC102.....	39
Tabla 1.6: Sensor de vibración AdashAC102-3C.....	39
Tabla 1.7: Sensor de vibración 786A.	40
Tabla 1.8: Sensor de vibración Adash AC104-1A.....	40
Tabla 1.9: Sensor de vibración tri-axial 1203.....	41
Tabla 1.10: Sensor de vibración tri-axial 7530.....	42
Tabla 1.11: Sensor de vibración tri-axial 606M2.	42
Tabla 1.12: Rango de frecuencias de transductores de vibración típicos.	43
Tabla 1.13: Sensibilidad recomendada en acelerómetros.	43
Tabla 1.14: Ejemplos señal – ventana.	47

CAPÍTULO II

Tabla 2.1: Características DYTRANDynapulse™ Impulse Hammer.	62
Tabla 2.2: Coordenadas de impacto a cero grados.....	69
Tabla 2.3: Coordenadas de los puntos de respuesta con variación de ángulo del cigüeñal y volante.	69
Tabla 2.4: Coordenadas de impacto a noventa grados.	70
Tabla 2.5: Coordenadas de impacto a ciento ochenta grados.	71
Tabla 2.6: Coordenadas de impacto a doscientos setenta grados.....	73
Tabla 2.7: DCA para determinar el efecto de posición sobre las frecuencias naturales.	73
Tabla 2.8: Doce frecuencias naturales 84	84
Tabla 2.9: Seis primeras frecuencias naturales 85	85
Tabla 2.10: Propiedades del acero AISI / SAE 1045.....	92
Tabla 2.11: Propiedades del acero AISI 4130.	92
Tabla 2.12: Número de elementos para la frecuencia uno.	95
Tabla 2.13: Número de elementos para la frecuencia dos.....	96

CAPÍTULO III

Tabla 3.1: Frecuencias naturales a cero grados, el acelerómetro fijo en el punto A 100	100
Tabla 3.2: Frecuencias naturales a noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto A..... 101	101
Tabla 3.3: Frecuencias naturales a ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A 103	103
Tabla 3.4: Frecuencias naturales a doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A..... 104	104

Tabla 3.5: Frecuencias naturales a cero grados, el acelerómetro fijo en el punto B.....	106
Tabla 3.6: Frecuencias naturales a noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto B.....	107
Tabla 3.7: Frecuencias naturales a ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B.....	109
Tabla 3.8: Frecuencias naturales a doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B.....	110
Tabla 3.9: Modos de vibración.....	112

CAPÍTULO IV

Tabla 4.1: ANOVA de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.....	117
Tabla 4.2: ANOVA de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.....	118
Tabla 4.3: ANOVA de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	119
Tabla 4.4: ANOVA de F1 a doscientos grados con el acelerómetro en el punto A.....	120
Tabla 4.5: ANOVA de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.....	121
Tabla 4.6: ANOVA de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	122
Tabla 4.7: ANOVA de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.....	123
Tabla 4.8: ANOVA de F3 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	124
Tabla 4.9: ANOVA de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	125
Tabla 4.10: ANOVA de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.....	126
Tabla 4.11: ANOVA de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	127
Tabla 4.12: ANOVA de F5 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.....	128
Tabla 4.13: ANOVA de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.....	129
Tabla 4.14: ANOVA de F6 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	130
Tabla 4.15: ANOVA de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.....	131
Tabla 4.16: ANOVA de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.....	132
Tabla 4.17: ANOVA de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.....	133
Tabla 4.18: ANOVA de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	134
Tabla 4.19: ANOVA de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	135
Tabla 4.20: ANOVA de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.....	137
Tabla 4.21: ANOVA de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	138
Tabla 4.22: ANOVA de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.....	139
Tabla 4.23: ANOVA de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	140
Tabla 4.24: ANOVA de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.....	141
Tabla 4.25: ANOVA de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	142
Tabla 4.26: ANOVA de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.....	143
Tabla 4.27: ANOVA de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.....	144
Tabla 4.28: Puntos seleccionados para la obtención de las primeras seis frecuencias naturales.....	146
Tabla 4.29: Análisis de los modos de vibración.....	146
Tabla 4.30: Frecuencias de ambos métodos AME y MEF.....	148

CAPÍTULO I. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES

1.1. Análisis de vibraciones

El análisis de vibraciones en los últimos tiempos se ha convertido en una herramienta muy importante para la detección de fallos o dar un mantenimiento predictivo al volante de inercia y cigüeñal, mediante este análisis se puede prolongar la vida útil de los elementos mecánicos que conforman el sistema, para este análisis se debe tener en cuenta las rpm de funcionamiento del volante de inercia y cigüeñal.

Toda elemento rotativo como es el caso del volante de inercia y cigüeñal está sometido a vibraciones, hoy en día existen todo tipo de analizadores de vibraciones que utilizan la transformada rápida de Fourier (FFT), para pasar de la forma de onda en el dominio del tiempo que es muy compleja y difícil de analizar al dominio de la frecuencia haciéndola fácil de interpretar, ya que se toma como referencia la amplitud del espectro ya sea en velocidad o aceleración de acuerdo a un rango de frecuencia que se requiera analizar.

Con el análisis de vibraciones se puede lograr la detección de fallos en los elementos del motor de combustión interna como son: desalineación, desequilibrio dinámico y marcha irregular.

1.2. Vibración

La vibración es el movimiento periódico de un cuerpo o de un sistema de cuerpos conectados desplazados desde una posición de equilibrio. La vibración libre se produce cuando el movimiento se mantiene por fuerzas restauradoras gravitatorias o elásticas y la vibración forzada cuando se aplica al sistema una fuerza externa periódica o intermitentes.[1] La

vibración puede ser periódica, es decir, repetitiva o no. El movimiento armónico es la forma de vibración más simple.[2]

1.3. Movimiento periódico

Un sistema tiene un movimiento periódico cuando a intervalos regulares de tiempo se repiten los valores del desplazamiento, velocidad y aceleración. [3]

$$f(t) = f(t + T)$$

Dónde:

t = tiempo en segundos (s)

T = periodo en segundos (s)

1.4. Movimiento oscilatorio y movimiento armónico simple (MAS)

Movimiento oscilatorio es un movimiento periódico el cual se produce cuando un sistema físico oscila alrededor de una posición de equilibrio estable. El sistema realiza la misma trayectoria, primero en un sentido y después en el sentido opuesto, invirtiendo el sentido de su movimiento en los dos extremos de la trayectoria.

Uno de los movimientos más importantes observados en la naturaleza es el movimiento oscilatorio. De todos los movimientos oscilatorios el más importante es el MAS y se produce cuando la fuerza resultante que actúa sobre el sistema es una fuerza restauradora lineal.[4]

1.4.1. Términos relacionados con el MAS

1.4.1.1. Frecuencia

La frecuencia es el número de ciclos por unidad de tiempo, es decir las veces en cual se repite el movimiento en un determinado tiempo. Esta viene dada en Hertz (Hz) o ciclos por minuto(CPM).[5] La frecuencia viene expresada mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$$

Dónde:

f = frecuencia en (Hz)

T = periodo en segundos (s)

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

1.4.1.1.1. Frecuencia angular

La frecuencia angular es una magnitud vectorial cuyo módulo o longitud del vector da a conocer cuál es el ángulo que puede realizar un cuerpo en cada unidad de tiempo (t). Esta viene expresada en radianes por segundo (rad/s).

La frecuencia angular relacionándola con la frecuencia se la expresa de la siguiente manera, tomando en consideración que una revolución completa representa 2π radianes: $\omega = 2\pi f$

Dónde:

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

f = frecuencia en ciclos por minuto o Hertz (CPM o Hz)

1.4.1.2. Periodo

El periodo (T) del movimiento es el intervalo de tiempo requerido que le toma a la partícula dar un ciclo completo. El periodo se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Dónde:

T = periodo en segundos (s)

ω = frecuencia en radianes por segundo (rad/s)

1.4.1.3. Desplazamiento

El desplazamiento es la separación de la partícula de la posición de equilibrio, este desplazamiento es $x(t)$, el cual se mide en metros (m).

1.4.1.4. Amplitud (A)

Amplitud representa el valor máximo de desplazamiento. La amplitud tiene un valor máximo positivo y negativo. Se mide en metros (m).

1.4.1.5. Fase inicial

La fase inicial permite calcular la posición inicial del cuerpo y se mide en radianes (rad).

1.5. Ecuación del MAS

El sistema mecánico que sea objeto de análisis va a ser representado por tres factores: masa, resorte y amortiguador. Esta ecuación expresa el desplazamiento en función del tiempo o la distancia entre cualquier posición instantánea de la masa durante su movimiento y la posición de equilibrio.[6]

La ecuación general del MAS es la siguiente:

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi_0)$$

Donde:

$x(t)$ = desplazamiento en metros (m)

A = amplitud en metros (m)

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

t = tiempo en segundos (s)

φ_0 = Fase inicial en radianes (rad)

En la figura 1.1 se indica una representación gráfica del MAS, en esta se encuentra los siguientes términos: periodo (T), la Amplitud (A) y el desplazamiento $x(t)$.

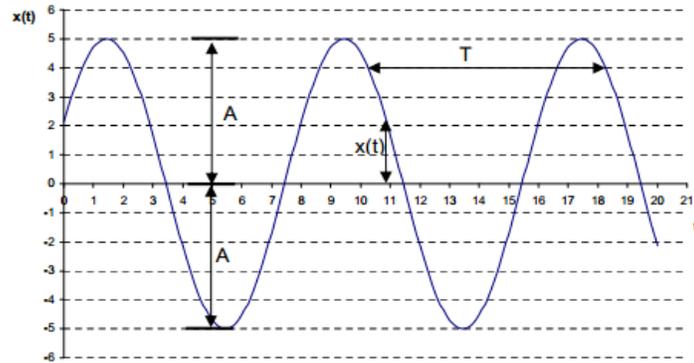


Figura 1.1: Representación del MAS.
Fuente:[3]

1.6. Tipos de amplitud de vibración

1.6.1. Amplitud pico a pico

La amplitud pico a pico es la cantidad medida entre la parte más baja y el máximo valor que alcanza el pico. Esta amplitud se indica en la figura 1.2 [7]

1.6.2. Amplitud pico

La amplitud pico es aquella medida desde el cero hasta el valor máximo del pico que se genera. Este valor se lo calcula dividiendo el valor RMS para 0.707, esto es únicamente válido para una onda senoidal [8]. Esta amplitud se indica en la figura 1.2

1.6.3. Raíz media cuadrática(RMS)

RMS es la raíz cuadrada del promedio aritmético de los valores instantáneos al cuadrado de la onda, se utiliza ampliamente para saber la severidad de las máquinas. Este valor se indica en la

figura 1.2. El valor "RMS" se calcula simplemente multiplicando la amplitud de pico por 0.707, esto es válido únicamente para una onda senoidal [8]:

$$\text{RMS} = \text{Amplitud pico} \times 0.707$$

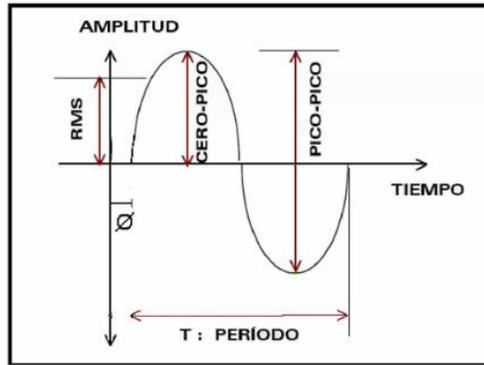


Figura 1.2: Tipos de amplitudes de vibración.

Fuente:[8]

1.7. Unidades de las vibraciones

1.7.1. Desplazamiento

El desplazamiento es la distancia que existe desde la posición de equilibrio a la partícula de masa m , este puede venir dado en metros, milímetros, micrómetros o pulgadas. Como se indicó anteriormente la ecuación del desplazamiento del MAS viene expresada de la siguiente manera:

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi_0)$$

Donde:

$x(t)$ = desplazamiento en metros (m)

A = amplitud en metros (m)

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

t = tiempo en segundos (s)

φ_0 = fase inicial en radianes (rad)

1.7.2. Velocidad

La velocidad es la derivada del desplazamiento, esta viene dada en metros por segundo (m/s) o milímetros por segundo (mm/s). Se conoce que la velocidad de cualquier cuerpo se puede calcular mediante la derivada del desplazamiento, esta se expresa de la siguiente manera:

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt}$$

Sustituyendo y operando se obtiene:

$$v(t) = A w \cos(\omega t + \varphi_0)$$

Donde:

$v(t)$ = velocidad en metros por segundo (m/s)

A = amplitud en metros (m)

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

t = tiempo en segundos (s)

φ_0 = Fase inicial en radianes (rad)

1.7.3. Aceleración

La aceleración es la segunda derivada del desplazamiento o dicho de otra manera es la derivada de la velocidad, esta viene dada en unidades G (gravedad) o m/s^2 . La aceleración viene expresada de la siguiente manera:

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt}$$

Sustituyendo y operando se obtiene:

$$a(t) = -A w^2 \sin(\omega t + \varphi_0)$$

Donde:

$a(t)$ = aceleración en metros por segundo al cuadrado (m/s^2)

A= amplitud en metros (m)

ω = frecuencia angular en radianes por segundo (rad/s)

t = tiempo en segundos (s)

φ_0 =Fase inicial en radianes (rad)

1.8. Energía presente en la vibración

Energía es el resultado de multiplicar la fuerza por la distancia, la unidad es el Julio. La cantidad de energía que se encuentra en la vibración del volante de inercia y cigüeñal generalmente no es tan grande en comparación con la energía que se requiere para activarlos. La energía vibratoria en un sistema mecánico desaparecerá al final en forma de calor.

La vibración requiere de energía para existir, esta viene de una fuente de energía, esta fuente es un motor de combustión interna, esto en el campo automotriz.[9]

1.9. Tipos de señales generadas en análisis de vibraciones

Las señales en el dominio del tiempo se pueden clasificar como se muestra en la figura 1.3.

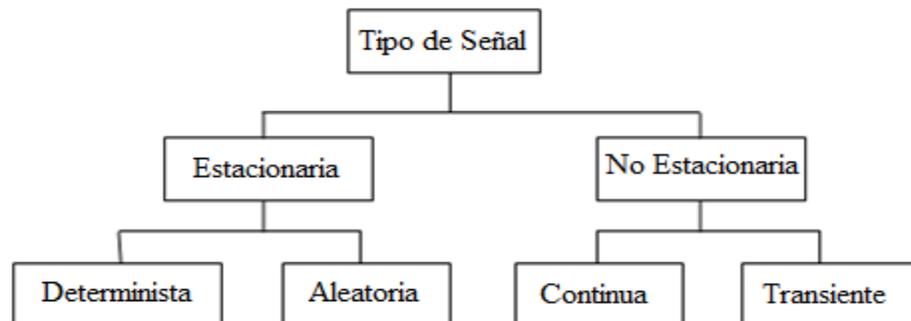


Figura 1.3: Señales de vibraciones.
Fuente:[9]

1.9.1. Señales estacionarias

Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estadísticos sobre el tiempo, es decir que la frecuencia se encuentra presente en todo instante de tiempo, como se indica en la figura 1.4.[9]

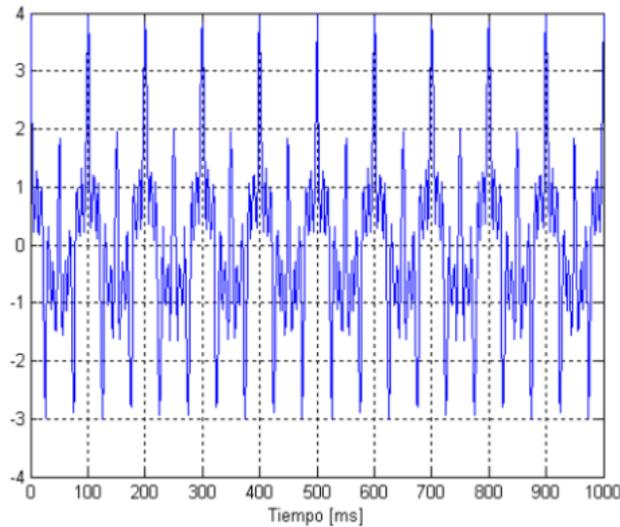


Figura 1.4: Señal estacionaria.
Fuente:[10]

1.9.1.1. Señal determinista

Una señal determinista es aquella que sus valores son conocidos previamente, es decir su evolución es perfectamente predecible por un modelo matemático o dicho de otra manera los próximos valores de una señal pueden ser determinados si son conocidos todas las condiciones anteriores de la señal.[11] En la figura 1.5 se indica una señal determinista.

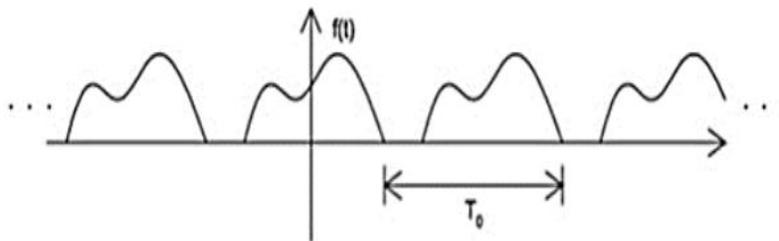


Figura 1.5: Señal determinista.
Fuente:[9]

1.9.1.2. Señal aleatoria

Señal aleatoria es aquella en la que existe dificultad de predecir los valores que pueda tomar en los siguientes instantes y puede ser descrita solamente desde un punto de vista estadístico. Las señales aleatorias son más complejas debido a su gran variación en cuanto a su comportamiento y son más difíciles de manejar que las deterministas.

El comportamiento de mecanismos aleatorios, puede ser predecible sobre la base de valores medios, pero sin embargo se desconocerá sobre su comportamiento completo.[11]

La señal aleatoria es necesaria en cuanto a su contenido de frecuencia y a su nivel de amplitud, pero todavía tienen características estadísticas relativamente uniformes sobre el tiempo[9]. En la figura 1.6 se indica una señal aleatoria

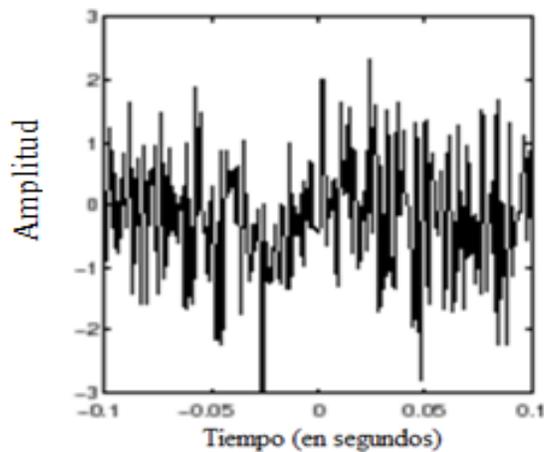


Figura 1.6: Señal aleatoria.
Fuente:[11]

1.9.2. Señal no estacionaria

Señal no estacionaria es aquella que no se mantiene constante en el tiempo, es decir su frecuencia varía de forma impredecible, esto se observa en la figura 1.7.

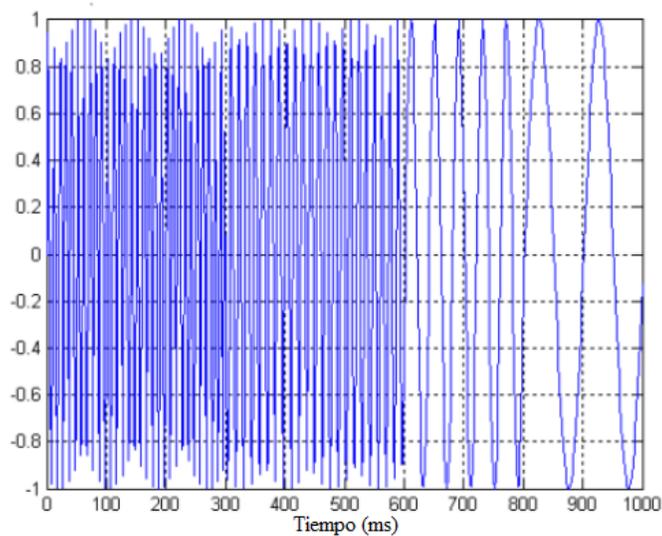


Figura 1.7: Señal no estacionaria.
Fuente:[10]

1.9.2.1. Señal Continua

Una señal continua es aquella que depende de una variable está definida para todos los puntos de un intervalo determinado del conjunto de los números reales. En la figura 1.8 se indica una señal continua.

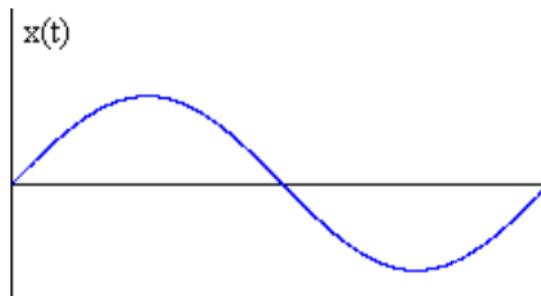


Figura 1.8: Señal continua.
Fuente:[9]

1.9.2.2. Señal transiente

La señal transiente se define como una señal que empieza y termina al nivel cero y dura una cantidad de tiempo finita. Esta señal puede ser breve o bastante larga. En la figura 1.9 se observa una señal transiente.

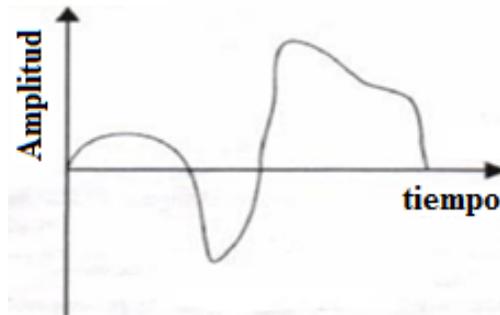


Figura 1.9: Señal transiente.
Fuente:[10]

1.10. Clasificación de las vibraciones

Existen algunos aspectos que se deben tomar en consideración para la clasificación de las vibraciones mecánicas estos son los siguientes:[5]

- La excitación
- La disipación de energía
- Linealidad de los elementos

Entonces tomando en consideración los aspectos anteriores tenemos la siguiente clasificación:

- Vibración libre
- Vibración forzada
- Vibración amortiguada
- Vibración no amortiguada
- Vibración lineal
- Vibración no lineal
- Vibración torsional

1.10.1. Vibración libre

La vibración libre se genera cuando el sistema mecánico comienza a vibrar debido a las fuerzas restauradoras gravitatorias o elásticas del propio sistema[1]. En este tipo de vibración no existe la aplicación de ninguna fuerza de excitación externa[12]. Las vibraciones libres solo dependen de la posición y movimiento del sistema o elemento mecánico.[13]

Para este tipo de vibración, se considera un sistema masa resorte, el cual presenta una vibración libre sin amortiguamiento, que se indica en la figura 1.10.

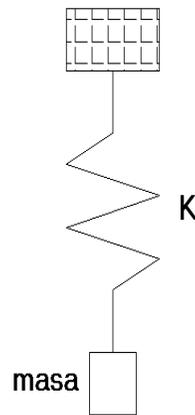


Figura 1.10: Sistema masa resorte.
Fuente: [16]

Realizando una sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum Fy = m.a$$

$$-kx = m.a$$

Dónde:

m = masa en Kilogramos (Kg)

k = rigidez del resorte en Newton por metro (N/m)

$x(t)$ = desplazamiento en metros (m)

Expresando de otra manera la ecuación:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0$$

1.10.2. Vibración forzada

La vibración forzada se genera cuando se aplica al sistema o elemento mecánico fuerzas externas y se genera en el mismo una respuesta.[14]

A continuación en la figura 1.11 se indica un cuerpo de masa “m” suspendido de un resorte y sujeto a una fuerza F(N) con una magnitud:

$$F_0 \text{sen} \omega t.$$

Donde:

F_0 = amplitud en metros (m)

ω = frecuencia de la fuerza excitadora en radianes por segundo (rad/s)

t = tiempo en segundos (s)

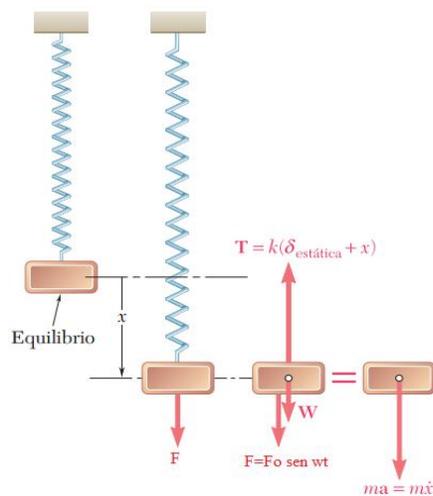


Figura 1.11: Vibración forzada en un sistema masa resorte.

Fuente: [1]

1.10.2.1. Vibración forzada sin amortiguamiento

Vibración forzada se genera al introducir energía al sistema, la amplitud del movimiento va a verse afectada de dos maneras:

- Aumenta la amplitud al ingresar energía en el sistema a un ritmo mayor del que se disipa.
- Amplitud permanece constante con el tiempo al ingresar energía en el sistema a un ritmo similar del que se disipa.

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = F = F_0 \text{sen} \omega t$$

Dónde:

m = masa en Kilogramos (Kg)

k = rigidez en Newton por metro (N/m)

F = fuerza en Newton (N)

F_0 = amplitud en metros (m)

ω = frecuencia de la fuerza excitadora en radianes por segundo (rad/s)

1.10.2.2. Vibración forzada con amortiguamiento

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico,

$F = F_0 \text{sen} \omega t$, es de la forma:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F$$

Dónde:

m = masa en Kilogramos (Kg)

k = rigidez en Newton por metro (N/m)

F = fuerza en Newton (N)

F_0 = es la amplitud en metros (m)

ω = es la frecuencia de la fuerza excitadora en radianes por segundo (rad/s)

c = coeficiente de amortiguamiento viscoso en Newton por segundo sobre metro $\left(\frac{N \cdot s}{m}\right)$

1.10.3. Vibración amortiguada y Vibración no amortiguada

En la vibración amortiguada se produce la disipación de energía, esta se da por fricción o rozamiento. En la aplicación práctica todo sistema mecánico tiene amortiguamiento es decir hay pérdidas de esa energía que ocasiona la vibración.[15]

La vibración no amortiguada puede continuar indefinidamente, ya que en esta se desprecia los efectos de la fricción en el análisis.[1]

1.10.4. Vibración lineal y Vibración no lineal

Una vibración es lineal cuando la trayectoria de vibración de un punto tiene lugar según una línea recta[16]. La característica de este tipo de vibración es que para una entrada esta tiene una salida, es decir cuando aplicamos al sistema mecánico una fuerza de excitación, se obtendrá una salida en desplazamiento, velocidad o aceleración de acuerdo con el análisis que se realice.[9]

Una vibración no lineal es cuando en su salida produce frecuencias que no existen en su entrada. Los sistemas pasan a ser no lineales cuando las entradas son grandes.[9]

1.10.5. Vibración torsional

La vibración torsional en el cigüeñal se genera cuando se aplica una fuerza, esta fuerza se da en el tiempo de combustión, el eje se tiende a torcer.

Hay que considerar que todo cigüeñal tiene frecuencia natural de torsión, y se puede generar un efecto de resonancia cuando esta frecuencia propia del cigüeñal se iguala a la frecuencia de excitación, esto causa graves problemas como la rotura del cigüeñal.[17] Este tipo de vibración torsional aumenta al alejarse del volante de inercia, como se indica en la figura 1.12.

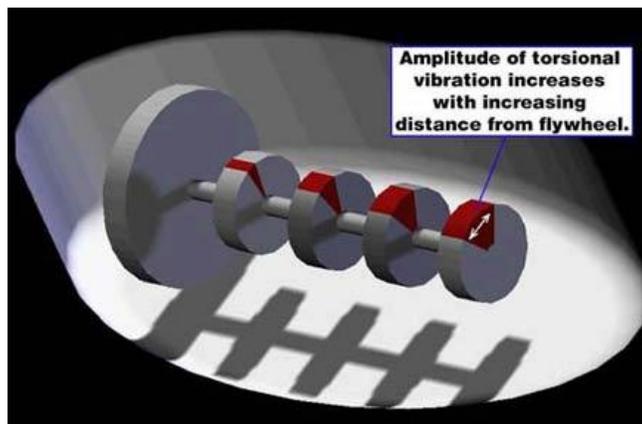


Figura 1.12: Vibración torsional incrementa su amplitud al alejarse del volante de inercia.
Fuente:[17]

1.11. Análisis de frecuencia

El análisis de frecuencia, conocido como análisis de espectro de la señal de vibración. El espectro se obtiene al aplicar la transformada de Fourier a la función en el dominio del tiempo.

Las siguientes expresiones muestran que el tiempo y la frecuencia son inversamente proporcionales:

$$\text{Tiempo} = \frac{1}{\text{Frecuencia}}$$

$$\text{Frecuencia} = \frac{1}{\text{Tiempo}}$$

1.11.1. Transformada de Fourier:

El matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830), halló la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos, como se indica en la figura 1.13.[18]

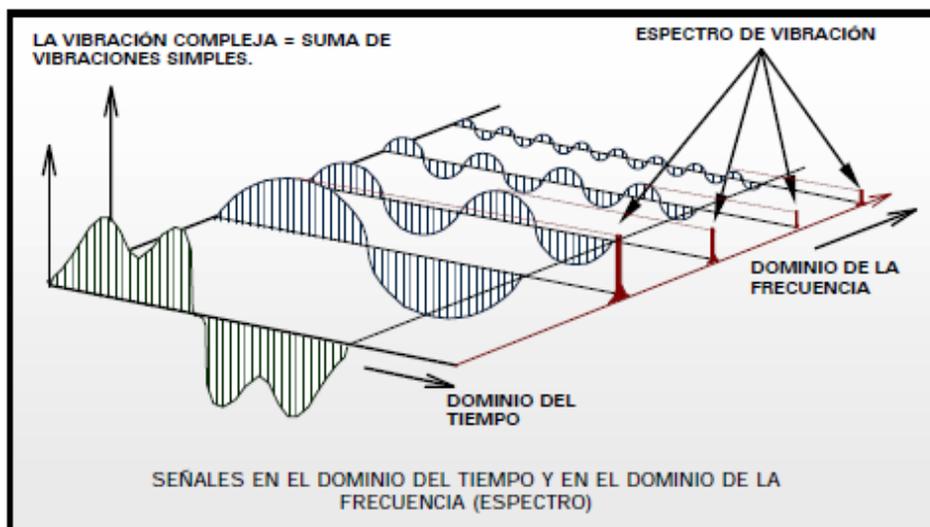


Figura 1.13: Señales en el dominio del tiempo y frecuencia.
Fuente:[18]

Las señales de vibración en el dominio del tiempo, son señales que contienen toda la información pertinente al sistema o elemento mecánico que está sometido al análisis de vibraciones. Estas señales son muy complejas de analizar y por lo tanto establecer un diagnóstico del comportamiento de la misma resulta difícil.

Para realizar un análisis y diagnóstico del sistema o elemento mecánico se requiere que la señal en el dominio del tiempo, se encuentre en el dominio de frecuencia, esta señal es conocida como espectro.

La transformada de Fourier se define de la siguiente manera:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (1)$$

Dónde:

$F(\omega)$ = función en dominio de la frecuencia

$f(t)$ = función en dominio del tiempo

$e^{-i\omega t}$ = conjugada compleja

Esta expresión nos permite calcular $F(\omega)$, esta expresión esta en el dominio de la frecuencia a partir de la $f(t)$ que está en el dominio del tiempo.

Además se puede calcular la $f(t)$ a partir de la $F(\omega)$ aplicando la transformada inversa de Fourier, la cual se muestra a continuación:

$$F(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (2)$$

1.11.2. Transformada discreta de Fourier (TDF)

La Transforma de Fourier está representada mediante las expresiones (1) y (2), estas presentan el problema al realizar su cálculo mediante ayuda computacional ya que estas son ecuaciones en el dominio continuo de frecuencia y tiempo respectivamente, es decir, toman infinitos valores en un intervalo finito de tiempo y frecuencia[19]. Las señales a tratar en una computadora tendrán un numero finito de valores, es decir éstas señales son discretas, por lo que la $F(t)$ con su respectiva $F(\omega)$ serán modificadas hasta alcanzar una representación que pueda ser tratada en una computadora.

1.11.3. Transformada rápida de Fourier (TRF)

La Transformada Rápida de Fourier es un algoritmo el cual ayuda con el cálculo de la Transformada Discreta de Fourier [9] haciendo que sea más eficaz y rápido . La TRF es un

cálculo reiterativo de los coeficientes de la Transformada Discreta de Fourier, el cual minimiza el número de operaciones a realizar, reduciendo el tiempo de cálculo y los errores son menores.

1.12. Analizador de señales

El analizador de señales toma la señal en el dominio de tiempo y aplica la transformada rápida de Fourier para pasar a una señal en el dominio de frecuencia la cual se la conoce como espectro.

En la figura 1.14 se indica una señal periódica y su espectro del tipo discreto que se obtiene al aplicarle la transformada de Fourier.

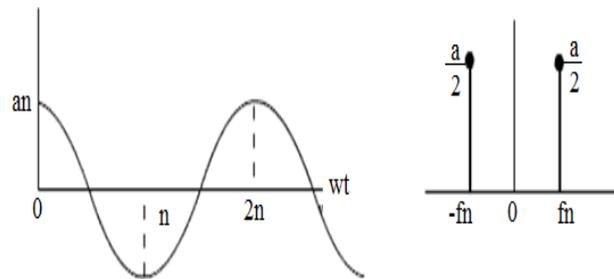


Figura 1.14: Señal del acelerómetro en dominio del tiempo y el espectro.
Fuente: [20]

1.12.1. Tipos de analizadores de señales:

A continuación se indican algunos tipos de analizadores de vibración con sus respectivas especificaciones:

Tabla 1.1: Datos técnicos de analizador Adash 3716.

Fuente: [21]

Analizador de vibraciones	Especificaciones Técnicas
Adash 3716.	
	<p>Canales de entrada AC 16 AC</p> <p>Canales de salida DC 16 DC para procesar valores</p> <p>Alcance dinámico S/N 120 dB</p> <p>Rango de frecuencia Max. 25,6 kHz</p> <p>Resolución FFT min. 100 líneas max. 25 600 líneas</p> <p>Rango de temperatura -10°C a +50°C</p> <p>Fuente de alimentación AC 110 - 240 V, 45 - 65 Hz</p>

Tabla 1.2: Datos técnicos de analizador AdashVA4Pro.

Fuente: [22, p. 4]

Analizador de vibraciones	Especificaciones Técnicas
AdashVA4Pro	
	<p>Canales de entrada AC 4 AC</p> <p>Canales de salida DC 4 DC para procesar valores</p> <p>Alcance dinámico S/N 120 dB</p> <p>Rango de frecuencia 25600 Hz</p> <p>Resolución FFT 25 600 líneas entiendo real</p> <p>Rango de temperatura -10°C a +50°C</p> <p>Fuente de alimentación Batería con horas de operación, AC 230 V</p>

Tabla 1.3: Datos técnicos de Vibrómetro PCE-VT 250.

Fuente: [23]

Analizador de vibraciones	Especificaciones Técnicas
PCE-VT 250.	
 <p>A blue handheld vibration meter with a digital display showing '2.42' and '0.02'. It has several buttons and a small antenna on top.</p>	<p>Canales de entrada AC 4 AC</p> <p>Canales de salida DC 4 DC para procesar valores</p> <p>Memoria 4 MB</p> <p>Salida Señal AC 8Ω / 0,5 W para auricular externo</p> <p>Rango de temperatura 0°C a 380°C</p> <p>Fuente de alimentación 2 x baterías de 1,5 V AA</p>

Tabla 1.4: Datos técnicos de Vibrómetro PCE-VT 200.

Fuente: [23]

Analizador de vibraciones	Especificaciones Técnicas
PCE-VT 200.	
 <p>A yellow handheld vibration meter with a digital display showing '60' and '37'. It has several buttons and two cables with sensors attached to the top.</p>	<p>Tipos de medición Velocidad, aceleración, desplazamiento</p> <p>Humedad operativa Máx. 85 % H.r.</p> <p>Tarjeta de memoria Tarjeta de memoria SD (1 ... 16 GB)</p> <p>Rango de frecuencia 10 Hz -1 kHz</p> <p>Cantidad de canales 4 canales de entrada</p> <p>Rango de temperatura 0°C a +50°C</p> <p>Fuente de alimentación 8 x baterías 1,5 V AA o adaptador de CA 9 V</p>

1.13. Análisis modal

Análisis modal es un proceso para determinar las características dinámicas inherentes de un sistema por medio de frecuencias naturales, factores de amortiguación y formas de modos, se basa en la respuesta de vibración del sistema dinámico que se presentan como un conjunto de movimientos armónicos simples llamados modos naturales de vibración.

Cada modo corresponde a una frecuencia natural q puede ser real o compleja los cuales se determina por completo por sus propiedades físicas masa, rigidez, amortiguación. [24]

El estudio del análisis de frecuencias naturales del volante de inercia y cigüeñal resulta para determinar las condiciones de operación normales.[25]

Análisis modal incluye fases de adquisición y análisis a un sistema dinámico entendiendo su comportamiento para localizar defectos mediante pruebas no destructivas que dan información ventajosa para las tareas de mantenimiento.

1.13.1. Aplicaciones más frecuentes del análisis modal

1.13.1.1. Diagnóstico de problemas

La más frecuente de las aplicaciones del análisis modal es el diagnóstico de problemas mediante la obtención de una visión dinámica de la estructura que se basa en frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y modos de vibración propios, los cuales son datos que describen las características propias del volante de inercia y cigüeñal lo cual facilita la solución de problemas de diseño y funcionamiento. [26]

1.13.1.2. Identificación de fuerzas

Las fuerzas que provocan vibraciones en el cigüeñal y volante de inercia son determinadas mediante la medida de respuesta de análisis a un modelo modal, así se llega a detectar una

incorrecta instalación o daño en los componentes, el cual produce un exceso de vibración del motor de combustión interna aumentando así las probabilidades de daño en todos sus elementos.[26]

1.13.1.3. Fuerzas que actúan en el volante de inercia y cigüeñal

1.13.1.3.1. Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga pasa por el centro de giro del cigüeñal de manera constante hacia el volante el cual acumula inercia para regularizar el giro del motor en todo su funcionamiento. En la figura 1.15. Se indica un ejemplo de como se encuentran las fuerzas centrífugas en un motor de dos cilindros. [27]

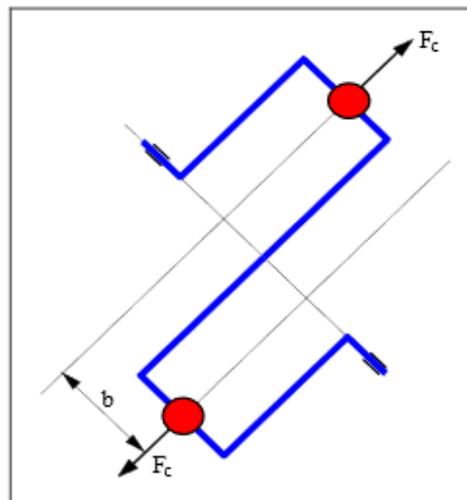


Figura 1.15: Fuerza centrífuga en motor con dos cilindros.

Fuente: [28]

Los brazos que unen las muñequillas se prolongan en unas contrapesas, cuya misión es equilibrar el momento de giro y compensar los efectos de la fuerza centrífuga, para evitar las vibraciones producidas en el giro y las deformaciones torsionales.

1.13.1.3.2. Fuerza de empuje (F_e)

Cuando el pistón se halla en el punto muerto superior (PMS), la biela y el codo del cigüeñal forman una línea recta como se indica en la figura 1.16 a), en esta posición la F_e actúa de forma radial sobre la muñequilla del cigüeñal y, por tanto, no produce momento de giro.

Al seguir girando el cigüeñal como se indica en la figura 1.16 b), aparece un momento de giro cuando la biela toma un cierto ángulo y actúa la fuerza de empuje en el brazo de palanca que impulsa el cigüeñal.

La F_e que actúa sobre la muñequilla del cigüeñal se descompone en otras dos que forman entre sí, un ángulo recto y que actúan como se observa en la figura 1.16 d), La fuerza F_1 , tangencial a la sección de la muñequilla, proporciona el trabajo de giro, mientras que la otra fuerza radial F_2 actúa como presión sobre el cojinete y consume una parte de la fuerza de empuje que recibe del émbolo. [27]

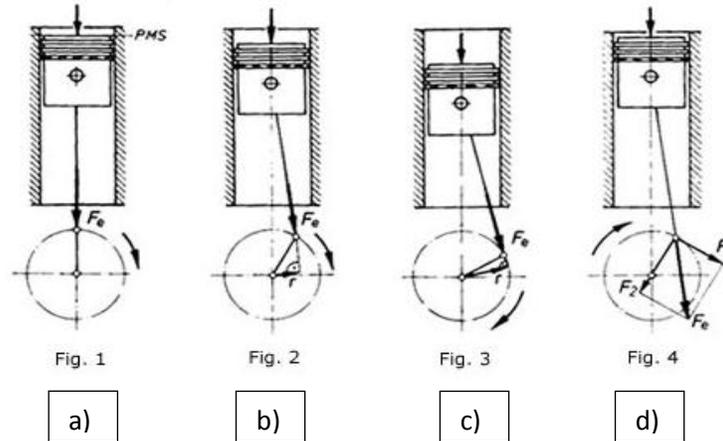


Figura 1.16: Fuerza de empuje sobre el cigüeñal.

Fuente: [27]

1.13.1.3.3. Fuerzas perpendiculares

La fuerza perpendicular se produce durante la combustión esta actúa sobre el cigüeñal y hace que se flexione hacia abajo, pero las fuerzas de inercia actúan rápidamente en sentido contrario y restablecen el equilibrio. Figura 1.17.

Estas fuerzas se producen en cada una de las muñequillas del cigüeñal y se generan vibraciones relativamente importantes que repercuten negativamente en todos los órganos del motor.

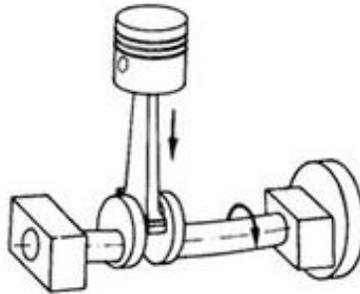


Figura 1.17: Flexión del cigüeñal.

Fuente: [27]

1.13.1.3.4. Fuerza de fricción

Cuando el plato del embrague presiona contra el volante al disco para transmisión de la potencia a las ruedas motrices.

1.13.1.4. Detección de daños estructurales

Con la obtención de parámetros modales de una estructura en perfectas condiciones se pueden usar para investigar daños cuando las señales varíen a dichos parámetros. La detección de daños internos produce cambios en las respuestas dinámicas que varían según la función del daño dando la posibilidad de identificación a partir de la respuesta antes y después del fallo.

1.13.2. Martillo de impacto

Es el equipo que se utiliza para excitar estructuras por medio de una fuerza de impulso definible, sirve para identificar resonancias necesarias para el estudio del comportamiento dinámico.

El funcionamiento del transductor de fuerza, llamada también célula de carga, extiende el elemento cristal del sensor piezoeléctrico por tensión o compresión genera una carga proporcional a la fuerza aplicada.

La especificación a tener en consideración para el martillo de impacto es la sensibilidad que viene dado en mV/lb o mV/N.

La frecuencia está en función de la rigidez de la superficie de contacto de la muestra. La rigidez produce una forma de impulso de fuerza y con ella una cantidad de frecuencia.

Para controlar la frecuencia se usa la variación de rigidez de las puntas que presenta el martillo figura 1.18. [29]



Figura 1.18: Puntas de impacto 100gr.
Fuente: Autores

La variación de fuerza aplicada por el martillo de impacto a la estructura si cambia el resultado de las muestras tomadas, con las puntas blandas se da cambios en la forma de impulso de fuerza en función del tiempo y con esto influye en la frecuencia.

El impulso de fuerza medido en el dominio de tiempo, mientras más amplio sea este, el rango de frecuencias son bajos lo que ocurre con puntas de impacto blandas y para un impulso de fuerza que dura menor tiempo, las frecuencias para el análisis son mucho más altas lo que ocurre con las puntas de impacto duras.

La selección de las puntas se realiza dependiendo de la rigidez del material a excitar y de la frecuencia aplicada a la estructura a analizar ya que existen puntas que permiten mejor

análisis y observación de parámetros modales de frecuencias bajas y otras más rígidas aplicadas a parámetros modales de altas frecuencias. [30]

El rango de frecuencia de análisis de las puntas de impacto para una prueba modal se puede observar en la figura 1.19, que hace referencia a las puntas de impacto de la figura 1.18.

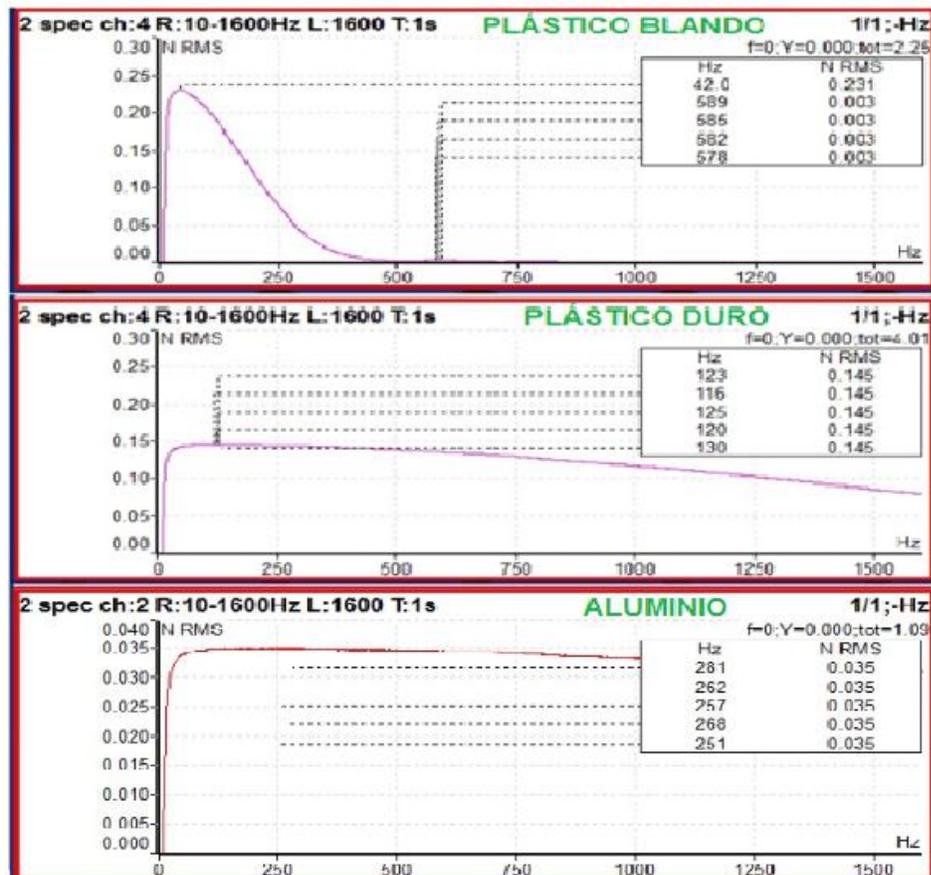


Figura 1.19: Ejemplo de rango de frecuencias de puntas de impacto.

Fuente: Autores

La punta con dureza seleccionada para el análisis experimental debe garantizar que el rango de frecuencia de estudio provoque que todas se exciten por igual, para ello el espectro deberá ser lo más plano posible dentro del rango de muestreo.

La verificación de la planitud del espectro dentro del rango de frecuencia de estudio se realiza mediante el criterio de 3db, este criterio indica que la señal del espectro no debe tener variación de 3db dentro del entorno local. [31]

1.13.3. Análisis modal prueba de impacto

Esta prueba es la más se utiliza para el análisis modal, fácil de implementar pero complejo al momento de la obtención de datos de resultados firmes.

Esta técnica de análisis se conforma por transductores de fuerza y movimiento que son el martillo de impacto y acelerómetro; además de una masa a analizar suspendida, figura 1.20. [29]

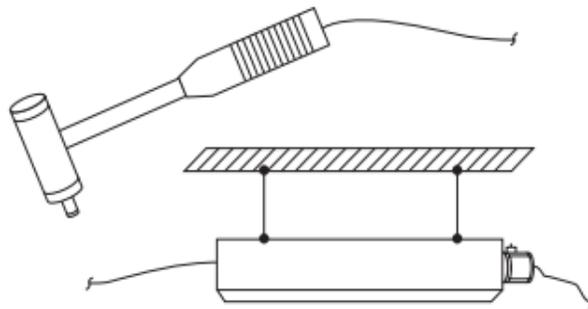


Figura 1.20: Prueba de impacto.
Fuente: [29]

Los problemas presentes en este tipo de análisis son ruidos en señales de entrada (martillo de impacto) como también en señales de salida (acelerómetro). El problema del ruido en señales puede ser causa de las condiciones que se encuentren los transductores o por un intervalo pequeño de tiempo de registro de muestra que produce fugas.

Para eliminar estos problemas en las señales se procede a aumentar el tiempo de registro de la muestra en un tiempo más largo, así se amplifica la señal resultante.

1.13.3.1. Puntos de medición de las pruebas

Para tener una buena representación global de la estructura se realiza mediciones en puntos en donde nos permitan obtener un modelo dinámico adecuado para el sistema. Para describir estos puntos de pruebas DOF (grado de libertad) se debe tener en cuenta lo siguiente:

- DoFs donde se aplican fuerzas al sistema.
- DoFs donde la respuesta tiene que ser medida.
- DoFs que se examinan las modificaciones estructurales.

Cualquier punto adicional a estos se usa para visualizar mejor las formas características del sistema.[25]

Con los datos obtenidos se procede a realizar índices globales, es decir, a identificar los puntos de la estructura accesibles que den mayor información para la evaluación rápida de las propiedades dinámicas e integridad estructural.

Existen dos configuraciones a tener presente al momento de realizar las pruebas de impacto para la obtención de los modos en las que se referencia a la ubicación de transductores. [27]

- Prueba de Martillo Errante (*Roving Hammer Test*)
- Prueba de Acelerómetro Tri-axial Errante (*Roving Tri-axial Accelerometer Test*)

Para la ubicación de los transductores el proceso experimental usa sistemas coordenados que permiten definir la posición de cualquier punto de prueba por medio de un origen de coordenadas que es el punto de referencia. [33]

1.13.3.2. Prueba de Martillo errante (Roving Hammer Test)

Tipo de configuración más común en la que consiste mantener el acelerómetro en un único DOF y varios grados de libertad para la excitación del volante de inercia y cigüeñal como se desee para definir la forma de sus modos.

Para la obtención de la FRF (respuesta a la función de frecuencia) la configuración de la prueba de impacto se define como SISO (single input – single output) que consiste en la obtención de respuestas una a una de cada prueba, entre cada punto de impacto (entrada) y la respuesta del punto fijo (salida). Para esto se usa un analizador de dos canales.

1.13.3.3. Prueba de Acelerómetro Tri-axial (Roving Tri-axial Accelerometer Test)

El DOF fijo es para el martillo de impacto y los puntos móviles para el acelerómetro, en el caso del acelerómetro tri-axial que capta la señal en tres direcciones a la vez o se puede utilizar acelerómetros en varios grados de libertad para determinar formas modales.

Para la obtención de la FRF con un acelerómetro tri-axial se usa un analizador de cuatro canales y para los acelerómetros en varios grados de libertad el número de canales debe ser igual al número de transductores utilizados a la vez. La configuración es SIMO (single input – múltiple output).

1.13.3.4. Sistemas de pruebas modales

La prueba modal consiste en obtener la función de respuesta de frecuencia FRF a partir de la señal de entrada producida por el martillo de impacto y la señal de salida del acelerómetro.

1.13.3.4.1. Función de respuesta de frecuencia (FRF)

La FRF se obtiene para conocer las características de vibración del volante de inercia y cigüeñal, se relaciona entre dos puntos en función de la frecuencia una señal de entrada (excitación) y una señal de salida (respuesta) las cuales son necesarias conocer.

A partir de FRF se obtienen parámetros modales, frecuencias, amplitud, forma del modo.

LA FRF define un solo DOF de entrada (punto y dirección) y un DOF de salida. [32]

La FRF no es más que un filtro de paso de banda que amplifica y atenúa la fuerza de entrada de excitación como una función de frecuencia.

Para determinar la FRF se parte de la relación de la transformada de Fourier de la señal de salida $X(\omega)$ sobre la transformada de Fourier de la señal de entrada $F(\omega)$ como se muestra en la figura 1.21.

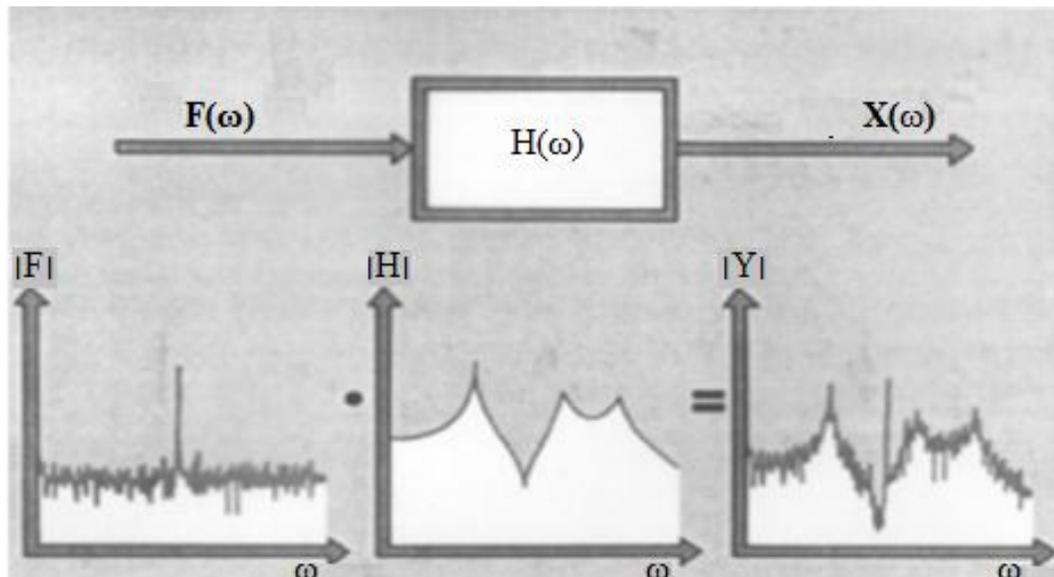


Figura 1.21: Diagrama de bloques de FRF.

Fuente: [34]

La FRF está en función de la frecuencia y viene dado en alternativas formas que se observan en la figura 1.22.

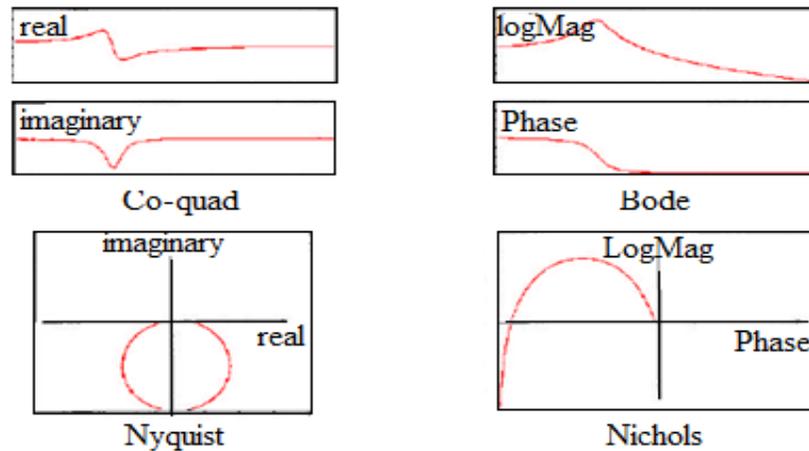


Figura 1.22: Formas alternativas de FRF.
Fuente: [32]

1.13.4. Modos de vibración

Un modo de vibración es la forma en la que vibra un sistema al ser sometido a una excitación. Un cuerpo al vibrar combina todos los modos pero no todos están excitados al mismo grado.

Los modos de vibración es la forma característica en la que vibra el volante y cigüeñal, se los puede obtener a partir de sus frecuencias naturales. [9]

1.13.4.1. La vibración en términos de modos

En la respuesta FRF se presenta la gráfica de magnitud en la que se muestran curvas de resonancias que son la respuesta a un único modo de vibración.

La suma de resonancias da la respuesta del estado general del volante y cigüeñal, figura 1.23. Cerca de la frecuencia de resonancia la respuesta del modo dominará la frecuencia. [27]

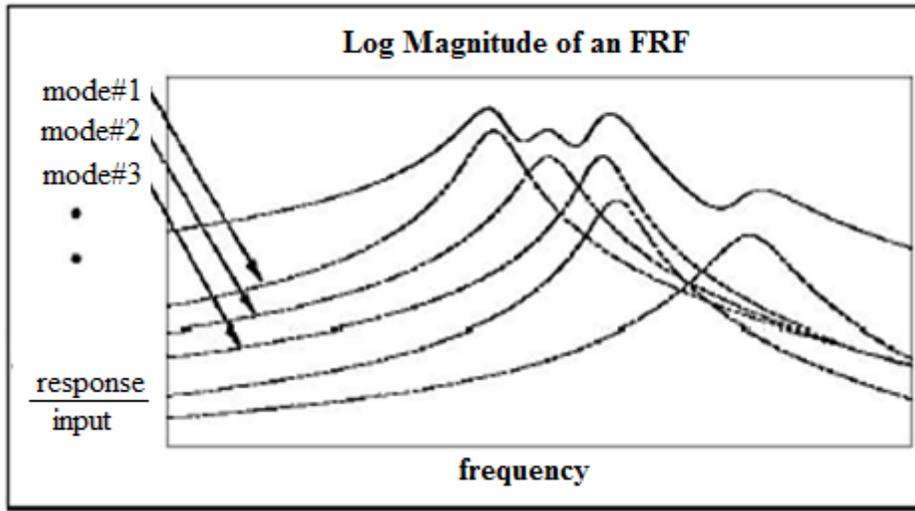


Figura 1.23: Respuesta como suma de respuestas modales.
Fuente:[27]

1.13.4.2. Modos Peligrosos

Debido a los picos altos que se encuentran en la respuesta de frecuencia FRF que se determina como frecuencias naturales (frecuencias modales), cualquier fuerza entrante de excitación cerca de las frecuencias de resonancia provoca amplitudes grandes y lejos de ellas darán respuestas como amplitudes pequeñas, figura 1.24.[27]

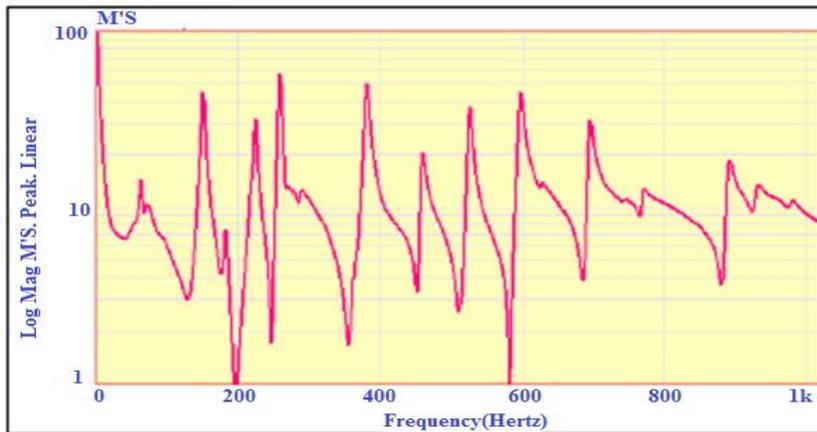


Figura 1.24: FRF con picos de frecuencias de resonancia.
Fuente:[27]

1.13.4.3. Formas de Modos del Cigüeñal

Las formas de los modos de vibración se muestran a partir de un ejemplo por medio del análisis por elementos finitos, figura 1.25.

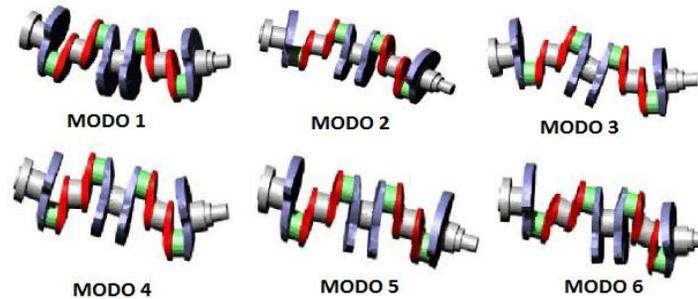


Figura 1.25: Formas de modos del cigüeñal.
Fuente: [31]

1.14. Frecuencia natural

La frecuencia natural es la frecuencia a la que un sistema tiende a oscilar en ausencia de cualquier fuerza de conducción o de amortiguación. [35]

Vibraciones libres de cualquier cuerpo elástico se llama vibración natural y ocurre a una frecuencia llamada frecuencia natural. Vibraciones naturales son diferentes de vibración forzada que ocurre a la frecuencia de la fuerza aplicada (frecuencia forzada). Si la frecuencia forzada es igual a la frecuencia natural, la amplitud de vibración aumenta la variedad. Este fenómeno se conoce como resonancia. [36]

La frecuencia natural está determinada por dos factores: la cantidad de masa y la rigidez. [6]

La fórmula matemática para determinar la frecuencia natural está dada por:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Dónde:

k = rigidez en Newton por metro (N/m)

m = masa en Kilogramos (Kg)

Si aumenta la rigidez aumenta la frecuencia natural y si aumenta la masa la frecuencia natural se reduce. [20]

La frecuencia natural es la frecuencia propia del sistema mecánico cuando está sometido a vibración sin fricción. [5]

1.15. Velocidad crítica

La deformación que se encuentra en función de la velocidad presenta sus valores máximos en las conocidas velocidades críticas.

Siempre se busca no coincidir con la velocidad crítica (frecuencia natural) o si se coincide con esta sea lo más rápido posible, para que así las amplitudes de vibraciones sean bajas o moderadas en el caso de coincidir y pasar lo más rápido por dicha frecuencia natural. [37]

Se considera para un análisis de diseño estructural la velocidad más baja (frecuencia natural), es decir la primera frecuencia natural ya que esta se encuentra cerca de la velocidad de operación del cigüeñal. [38]

Como ejemplo se indica la deformación de un eje con dos masas m_1 y m_2 cuando pasa por la primera velocidad crítica. Figura 1.26.



Figura 1.26: Deformación de un eje en la primera velocidad crítica.
Fuente: Autores.

1.16. Resonancia

Se produce cuando la frecuencia de excitación se iguala a la frecuencia natural del cigüeñal y volante de inercia.

La resonancia puede provocar daños ya que los niveles de vibración son altos y tienen la facilidad para hacerlo, por lo que es necesario el estudio de frecuencias para evitar que existan frecuencias forzadas cercanas a la frecuencia natural.

Esta se puede generar incluso cuando al sistema se le aplica una o varias fuerzas de excitación muy pequeñas ya que depende de las características del material del sistema o elemento mecánico que está sometido a vibración. [14]

1.16.1. Resonancia de equilibrio

Esto hace referencia a las resonancias presentes en rotores por medio de velocidades críticas. Este análisis se hace en función de la velocidad que tomen las estructuras, la velocidad crítica es la frecuencia natural o resonancia y es la velocidad en que tanto el cigüeñal y volante de inercia no deben trabajar o deberían pasar rápido para evitar que se generen niveles de vibraciones altos que podrían ser catastróficas. En rangos diferentes a la velocidad crítica los niveles de vibraciones se encuentran bajos. [25]

1.16.2. Eliminación de la resonancia

Las frecuencias naturales no pueden ser eliminadas, lo que se debe hacer es evitar que el cigüeñal y volante trabajen a velocidades críticas ya que aumentan los niveles de vibración provocando daños. Las frecuencias aceptables de operación como mínimas para el funcionamiento están en un $\pm 20\%$ de la frecuencia natural.

1.17. Transductores de vibración

En la excitación de estructuras para las pruebas modales se usan los transductores para determinar fuerzas aplicadas y el movimiento resultante. Los traductores más utilizados son de tipo piezoeléctricos que son sensores que cuando se someten a vibraciones generan una señal eléctrica. [29]

1.17.1. Acelerómetro

El acelerómetro mide la fuerza de inercia de una masa cuando se encuentra afectada por un cambio en su velocidad. La fuerza varía la frecuencia de vibración de la masa.

El funcionamiento del transductor aplica a la ley de newton: fuerza es igual a masa por aceleración. Una masa aplica una fuerza al cristal piezoeléctrico que es proporcional a la aceleración.

El acelerómetro tiene alta sensibilidad y rango amplio de frecuencia, su sensibilidad es medida en mV / G. [29]

1.17.1.1. Tipos de acelerómetros

Se indican dos tipos de sensores de vibración, estos son del tipo uniaxial y tri-axial, con algunas de sus especificaciones técnicas.

1.17.1.1.1. Especificaciones técnicas de acelerómetros uniaxiales

Tabla 1.5: Sensor de vibración AdashAC102.

Fuente: [39]

Acelerómetro	Especificaciones Técnicas
Adash AC102.	<p>Sensibilidad ($\pm 10\%$) 100mV/g</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 3\%$) 0,5-15000 Hz</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 10\%$) 2,0-10000 Hz</p> <p>Tiempo de ajuste < 2,5 segundos</p> <p>Constante de excitación de corriente 2-10 mA</p> <p>Rango de temperatura -50°C a +121°C</p> <p>Fuente de alimentación 18-30 VDC</p>
	

Tabla 1.6: Sensor de vibración AdashAC102-3C.

Fuente: [39]

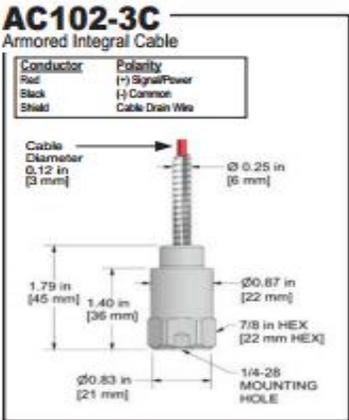
Acelerómetro	Especificaciones Técnicas
Adash AC102-3C	<p>Sensibilidad electromagnética CE</p> <p>Rango de temperatura -50°C a +121°C</p> <p>Elemento de detección Cerámico PZT</p> <p>Frecuencia de resonancia 23000 Hz</p>
	

Tabla 1.7: Sensor de vibración 786A.

Fuente: [40]

Acelerómetro	Especificaciones Técnicas
786 ^a	
 <p>A cylindrical metal vibration sensor with a threaded top and a hexagonal base. The top part has a smaller diameter and a threaded section. The base is wider and has a hexagonal shape. There is some text on the side of the sensor, including 'WILHELM FRIEDRICH' and 'MODEL 786A'.</p>	<p>Sensibilidad ($\pm 10\%$) 100mV/g</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 3\%$) 0,5-14000 Hz</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 10\%$) 1,0-9000 Hz</p> <p>Tiempo de ajuste < 2,5 segundos</p> <p>Constante de excitación de corriente 2-10 mA</p> <p>Rango de temperatura -25°C a +120°C</p>

Tabla 1.8: Sensor de vibración Adash AC104-1A.

Fuente: [39]

Acelerómetro	Especificaciones Técnicas
Adash AC104-1A	
 <p>A rectangular metal vibration sensor with a threaded port on one side. The top surface has a small circular feature. The front face has the 'ADASH' logo and the text 'AC104-1A' and 'SN: 29092'. A 'CE' mark is also visible.</p>	<p>Sensibilidad ($\pm 10\%$) 100mV/g</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 3\%$) 30-600000 CPM</p> <p>Frecuencia de respuesta ($\pm 10\%$) 120-420,000 CPM</p> <p>Constante de excitación de corriente 2-10 mA</p> <p>Rango de temperatura -58 a 250°F</p>

1.17.1.1.2. Especificaciones técnicas de los sensores de vibración tri-axiales

Los acelerómetros tri-axiales son acelerómetros que permiten obtener medidas de aceleración y vibración en las direcciones X, Y y Z de forma simultánea, en el caso del análisis modal experimental al ejercer la excitación en un punto se obtienen tres respuestas, representando una gran ventaja sobre los acelerómetros uniaxiales que dan la respuesta en un solo eje coordinado.

Los rangos pueden ser diversos, aunque cuentan con la ventaja de poder tener diferentes rangos para los diferentes ejes de medida.

Al igual que los acelerómetros uniaxiales, pueden ser piezoresistivos, piezoeléctricos, capacitivos, etc.

A continuación se indican algunos tipos de acelerómetros tri-axiales que son utilizados para el análisis modal:

Tabla 1.9: Sensor de vibración tri-axial 1203.

Fuente: [39]

Acelerómetro tri-axial	Especificaciones Técnicas
1203	
	<p>Sensibilidad 0.9mV/g</p> <p>Frecuencia natural 0 a 1500Hz</p> <p>Constante de excitación de corriente 2-10 mA</p> <p>Rango de temperatura 0°C a +50°C</p> <p>Respuesta en frecuencia 3000 Hz</p> <p>Rango dinámico ±50g a ±1000 g</p>

Tabla 1.10: Sensor de vibración tri-axial 7530.

Fuente: [39]

Acelerómetro tri-axial	Especificaciones Técnicas
7530	
	<p>Sensibilidad 5.6 pC/g</p> <p>Frecuencia natural 32000Hz</p> <p>Rango de temperatura -73°C hasta 200°C</p> <p>Respuesta en frecuencia 0-6000 Hz</p> <p>Rango dinámico ±400g</p>

Tabla 1.11: Sensor de vibración tri-axial 606M2.

Fuente: [39]

Acelerómetro tri-axial	Especificaciones Técnicas
606M2	
	<p>Sensibilidad 100mV/g</p> <p>Frecuencia natural > 25000 Hz</p> <p>Rango de temperatura -73°C hasta 200°C</p> <p>Respuesta en frecuencia 0.5-1000 Hz</p> <p>Rango dinámico ±50g</p>

1.17.2. Criterios de elección de sensores de vibración

Para realizar un estudio de vibraciones es necesario conocer las características de los sensores necesarios para la óptima lectura de datos.

Los criterios a tener presentes son: no debe ser mayor del 10% de la masa de la estructura, rango de frecuencia, sensibilidad típica, sensibilidad magnética, temperatura. Además se tiene en consideración la facilidad de accesibilidad a este tipo de sensores. [41]

1.17.2.1. Rango de Frecuencia

Es el rango mínimo y máximo de la frecuencia que puede medir, una medición fuera del rango dará resultados equivocados fuera de la realidad.

Tabla 1.12: Rango de frecuencias de transductores de vibración típicos.

Fuente: [42]

TIPOS DE TRANSDUCTORES	RANGO TÍPICO DE FRECUENCIA (Hz)
Desplazamiento sin contacto	0 – 10.000
Desplazamiento con contacto	0 – 150
Velocímetro sísmico	10 – 1.000
Acelerómetro de uso general	2 – 7.000
Acelerómetro de baja frecuencia	0.2 - 2.000

1.17.2.2. Sensibilidad Típica

Es la relación del voltaje de salida y la vibración que provoca.

Tabla 1.13: Sensibilidad recomendada en acelerómetros.

Fuente: [43]

VELOCIDAD	SENSIBILIDAD	RUIDO/FRECUENCIA
Menos de 10 Hz	500 mV/g	Ruido Bajo/ Baja Frecuencia
10 – 30 Hz	100 mV/g	Bajo ruido
Más de 300 Hz	10 mV/g	Alta Frecuencia

1.17.2.3. Temperatura

Hace referencia a las condiciones de temperatura admisibles para el transductor, tiene una mínima y máxima a la cual no afecta el registro de señales. [37]

1.18. Frecuencia de Muestreo

Son las muestras tomadas por unidad de tiempo de una señal continua para convertirla en señal discreta dentro de los márgenes de interés. La frecuencia de muestreo es importante para la reproducción correcta de una señal, tiene que seleccionarse la frecuencia correcta de muestreo ya que puede producirse el aliasing por una frecuencia insuficiente afectando a frecuencias altas que se pierden. [44]

1.18.1. Aliasing

Aliasing es el efecto que causa que señales continuas distintas se tornen indistinguibles cuando se muestrean digitalmente.

Cuando sucede este fenómeno, la señal original parece ser de una onda de baja frecuencia y no puede ser reconstruida de forma unívoca a partir de la señal digital. Para evitar este fenómeno se usan filtros pasa bajo.

1.18.2. Teorema de Nyquist

Hace referencia a la frecuencia de muestreo que debe ser igual o superior al doble de la frecuencia de la señal a muestrear para poder replicar con exactitud la forma de la onda.

$$f_s \geq 2f_{max}$$

Dónde:

f_s = frecuencia de muestreo (Hz)

f_{max} = frecuencia máxima a muestrear (Hz)

1.19. Escalas Lineales y Logarítmicas de Amplitud

1.19.1. Escalas Lineales de Amplitud

Es la escala de amplitud de la señal medida en la realidad. Este tipo de escala muestra fácilmente los componentes más largos de los espectros y difícilmente o imposible a los componentes mucho más pequeños, ver figura 1.27. El rango del ojo es capaz de ver componentes de un mismo espectro de 50 a 1 de los más grandes, cualquier componente menor se pierde o no se encuentra disponible.

Es adecuado usar este tipo de escala cuando todos los componentes de un mismo espectro se encuentran casi todos por las mismas amplitudes. [9]

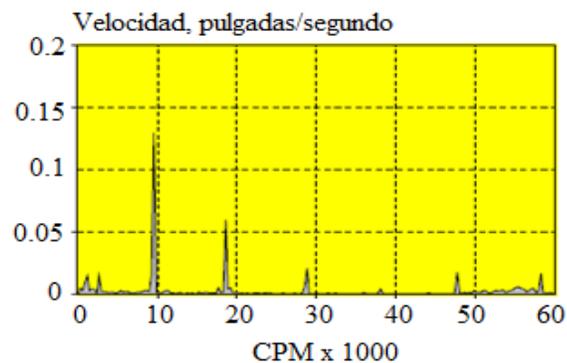


Figura 1.27: Escala lineal de amplitud.
Fuente:[6]

1.19.2. Escalas Logarítmicas de Amplitud

En este tipo de escala se muestra la misma señal real del espectro pero amplificada que resulta de la multiplicación por un valor constante, ver figura 1.28. Este tipo de escala no afecta el espectro real y se usa para un análisis de vibraciones en los componentes más pequeños que requieren ser analizados, el rango de amplificación de la visión del ojo se incrementa al menos de 5000 a 1. [9]

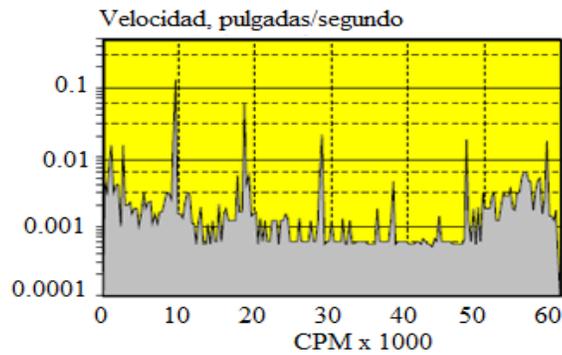


Figura 1.28: Escala logarítmica de amplitud.
Fuente: [9]

1.19.2.1. Decibel

El decibel se utiliza en la medición de vibraciones y acústica, el decibel (dB) viene expresado de la siguiente manera: [9]

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

Donde:

L_{dB} = nivel de la señal en dB

L_1 = nivel de Vibración en aceleración, velocidad o Desplazamiento

L_{ref} = nivel de referencia equivalente a 0 dB

1.20. Ventanas

Las ventanas son funciones que se usan como filtros para mejorar la señal reduciendo las fugas, esto se logra provocando que la señal en sus extremos esté en cero, ver figura 1.29.

Existen diferentes tipos de ventanas utilizadas que dan diferentes resultados en el dominio de frecuencia, la elección de la ventana dependen del análisis que se va a realizar.

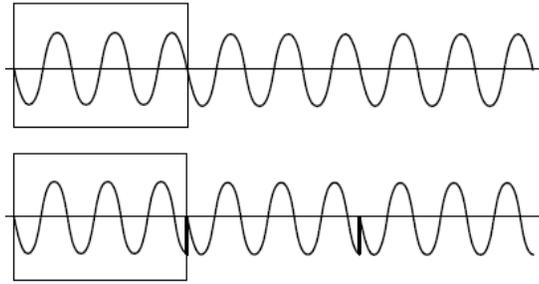


Figura 1.29: Aplicación de ventana.
Fuente: [9]

Algunos ejemplos de ventanas para diferentes tipos de señales se muestran en la tabla 1.14.

Tabla 1.14: Ejemplos señal – ventana.
Fuente: [45]

TIPO DE SEÑAL	VENTANA
Transiciones con menor duración que la largura de la ventana	Rectangular
Transiciones con mayor duración que la largura de la ventana	Hanning
Aplicaciones de propósito general	Hanning
Seguimientos de orden	Rectangular
Análisis de sistemas (medidas de la respuesta de frecuencia)	Hanning (para una alimentación aleatoria) Rectangular (alimentación pseudoaleatoria)
Separaciones de dos tonos con frecuencias muy juntas pero diferentes amplitudes.	Kaiser - Bessel
Separaciones de dos tonos con frecuencias muy juntas y con amplitudes iguales	Rectangular

La ventana aceptable para disminuir fugas laterales en el análisis de vibraciones es la ventana hanning ya que comparada con las otros da un rango de error aceptable en amplitud y en la frecuencia.

1.20.1. Ventana hanning

Esta ventana tiene la forma de un ciclo de onda cosenoidal agregada para hacerla que sea siempre positiva, ver figura 1.30, además de forzar los extremos de la señal a cero también se presentan distorsiones en la variación de la amplitud de la señal para la onda analizada bajo la forma de modulación de amplitud que resultan en bandas laterales en su espectro. [9]

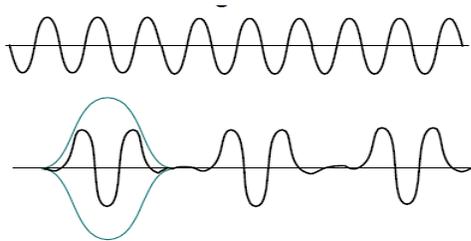


Figura 1.30: Ejemplo de ventana Hanning.
Fuente: [9]

1.21. Diagnóstico de fallas

El principal motivo de porque se realizan análisis de vibraciones en estructuras o máquinas es para el diagnóstico de su estado general a partir del análisis de sus amplitudes predominantes de la vibración y con esto seguir un proceso correctivo para eliminar o reducir el problema.

1.21.1. Resonancia como tipo de falla detectada en vibraciones

La resonancia es el 12% de los problemas que causan altas vibraciones. Frecuentemente causa problemas a maquinas rotativas, cuando algún componente estimule a sus frecuencias naturales provocando grandes amplitudes de vibración y con esto catástrofes.

Para la detección y control de este fenómeno de resonancias se procede a realizar un análisis de frecuencias a través del análisis modal para detectar las frecuencias propias de resonancia que consiste en la medición con transductores (acelerómetro – martillo de impacto) y con un analizador de espectros para localizar sus frecuencias naturales.

CAPÍTULO II. ANÁLISIS ESTÁTICO DE FRECUENCIAS NATURALES

2.1. Introducción

La gran mayoría de estructuras están sometidas a fuerzas dinámicas que producen vibraciones las cuales deben ser estudiadas ya que pueden causar problemas. El estudio de vibraciones determina factores de rendimientos estructurales.

Determinar las técnicas de análisis de señales como obtención de frecuencias de resonancias propias de cada estructura, obtención de características modales, en base a la función de respuesta de frecuencia FRF, dan como respuesta las características inherentes propias de cada estructura o máquina.

La obtención de frecuencias naturales del cigüeñal y volante de inercia para el presente estudio se realiza mediante el análisis modal experimental, para esto se requiere de un analizador de vibraciones, un acelerómetro y un martillo de impacto.

Para el análisis modal experimental libre-libre del cigüeñal y volante de inercia consta de varios puntos de medición para la obtención de muestras, dando así una representación global óptima de la estructura.

Con el analizador de vibraciones se obtienen señales necesarias para el análisis, la señal del martillo de impacto (señal de entrada) y la señal del acelerómetro (señal de salida). Con la señal de entrada y salida se realiza la FFT para obtención de espectros y la FRF para la obtención de la función de transferencia, para ello se usó el programa computacional MATLAB, dando así una fácil visualización de resonancias para la determinación de frecuencias naturales. [23]

2.2. Proceso experimental para la obtención de frecuencias naturales del cigüeñal y volante

2.2.1. Diagrama de flujo del análisis modal experimental

El diagrama de flujo con respecto al análisis modal experimental se muestra en la figura 2.1.

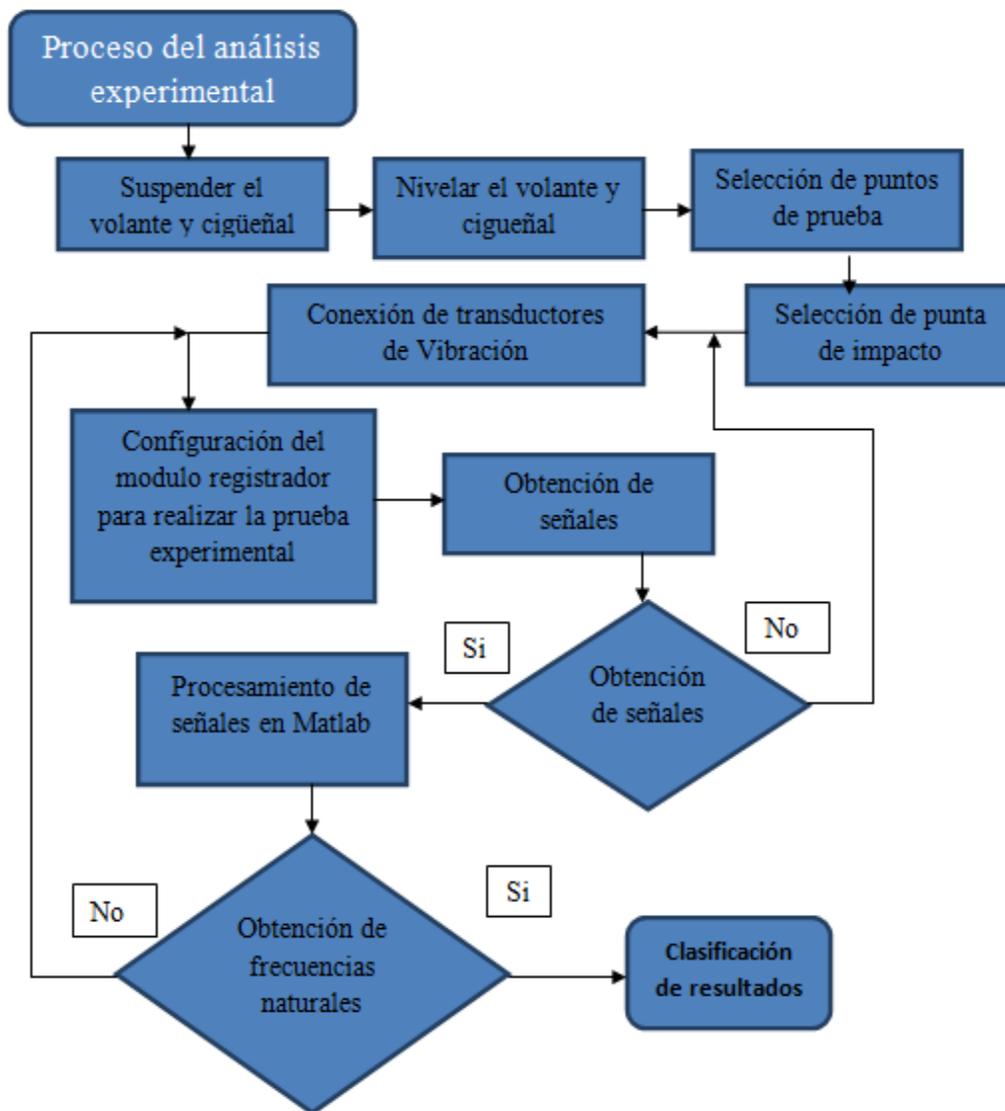


Figura 2. 1: Diagrama de flujo del análisis modal experimental

Fuente: Autores

2.2.2. Suspender el volante de inercia y cigüeñal

Debe suspender el volante y cigüeñal por medio de elástico con el fin de aislarlos de masas externas que puedan alterar las respuestas, figura 2.2.



Figura 2. 2: Volante de inercia y cigüeñal suspendidos
Fuente: Autores

2.2.3. Nivelacion del volante de inercia y cigüeñal

Se nivela el volante de inercia y cigüeñal, como se observa en las figuras 2.3, para que esten equilibrados horizontalmente.



Figura 2. 3: Volante de inercia y cigüeñal nivelados
Fuente: Autores

2.2.4. Selección de puntos de prueba

Para la elección de los puntos se toma en cuenta el método del martillo errante (roving hammer test), es decir, la posición fija del acelerómetro y los puntos de impacto con el martillo serán determinados por varios puntos en la estructura.

Para describir estos puntos de pruebas DOF se debe tener en cuenta lo siguiente:

- DoFs donde se aplican fuerzas al sistema.
- DoFs donde la respuesta tiene que ser medida.
- DoFs que se examinan las modificaciones estructurales.

Cualquier punto adicional a estos se usa para visualizar mejor las formas características del sistema.

Tomando en consideración como elegir los DOFs, estos se observan en la figura 2.4 en la cual los DoFs de impacto se encuentran con números y los de respuesta con letras.

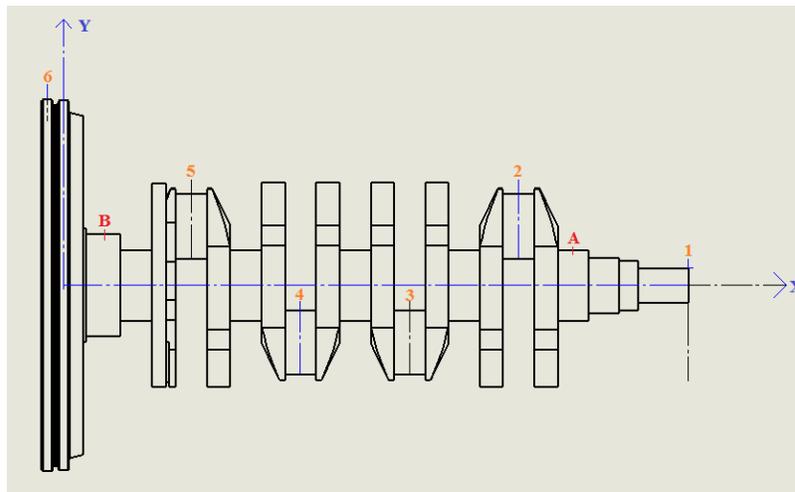


Figura 2. 4: Dofs de impacto y de respuesta

Fuente: Autores

2.2.5. Selección de punta de impacto

La punta con dureza seleccionada para el análisis experimental debe garantizar que el rango de frecuencia de estudio provoque que todas se exciten por igual, para ello el espectro deberá ser lo más plano posible dentro del rango de muestreo que se requiere analizar. La punta de impacto que cumple con esto, es la punta de aluminio esta se indica en la figura 2.5.



Figura 2. 5: Punta de impacto de aluminio

Fuente: Autores

2.2.6. Conexión de transductores de vibración

La conexión de los transductores pueden ser conectados en cualquiera de los canales del analizador que se encuentren disponibles, pero para ejemplificar el proceso se toma para conexión del martillo de impacto en el canal dos y el acelerómetro en el canal cuatro del grupo A del analizador de vibraciones ADASH módulo A3716 como se observa en la figura 2.6.



Figura 2. 6: Conexionado de los transductores

Fuente: Autores

2.2.7. Uso del analizador de vibraciones ADASH módulo A3716.

Se va utilizar el módulo “registrador” que se encuentra en la pantalla principal del analizador de vibraciones como se indica en la figura 2.7.

El módulo registrados permite guardar las señales de entrada (martillo de impacto) y salida (acelerómetro) en el dominio de tiempo en formato wav.



Figura 2. 7: Modulo registrador.

Fuente: Autores

2.2.8. Proyecto de muestreo

Se ingresa en el módulo registrador, se selecciona en Proyecto - Nuevo y se da un nombre a la prueba de análisis modal experimental que se va a realizar, en este caso se lo llama IMPACTO como se indica en la figura 2.8.

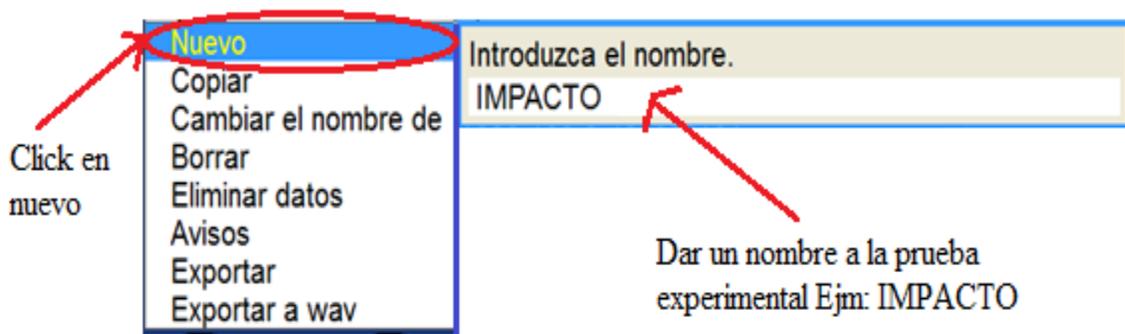


Figura 2. 8: Proyecto de muestreo.

Fuente: Autores

2.2.9. Configuración del proyecto “REGISTRADOR”

Una vez colocado el nombre de la prueba se la selecciona de la lista de proyectos para la configuración del registrador. Aquí se selecciona la frecuencia de muestreo que en este caso es de 4096 Hz con un rango máximo a muestrear de 1600 Hz, los canales de transductor a utilizar (2-4) que se colocarán de estar en ON y el tiempo de muestreo en minutos que será elegido por el usuario (ejemplo 1 min) y seleccionar GUARDAR. La configuración del registrador se muestra en la figura 2.9.

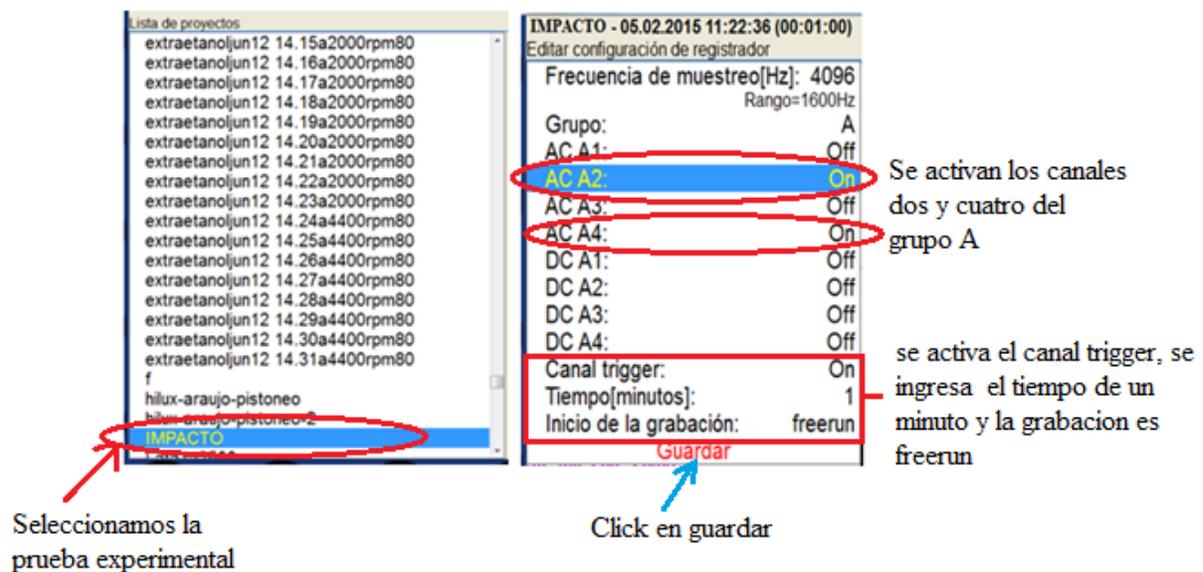


Figura 2. 9: Configuración del módulo registrador.

Fuente: Autores

2.2.10. Configuración de sensibilidad del acelerómetro y martillo de impacto

Para la configuración individual de cada transductor se selecciona en “SENSORES” de la parte inferior de la pantalla y se escogen los canales en los que se encuentran conectados los transductores (en este caso 2-4). La sensibilidad del acelerómetro es de 102 g y del martillo de impacto de 11.23 mV/N, estos datos características propias de cada transductor y seleccionar GUARDAR, esta configuración se indica en la figura 2.10.

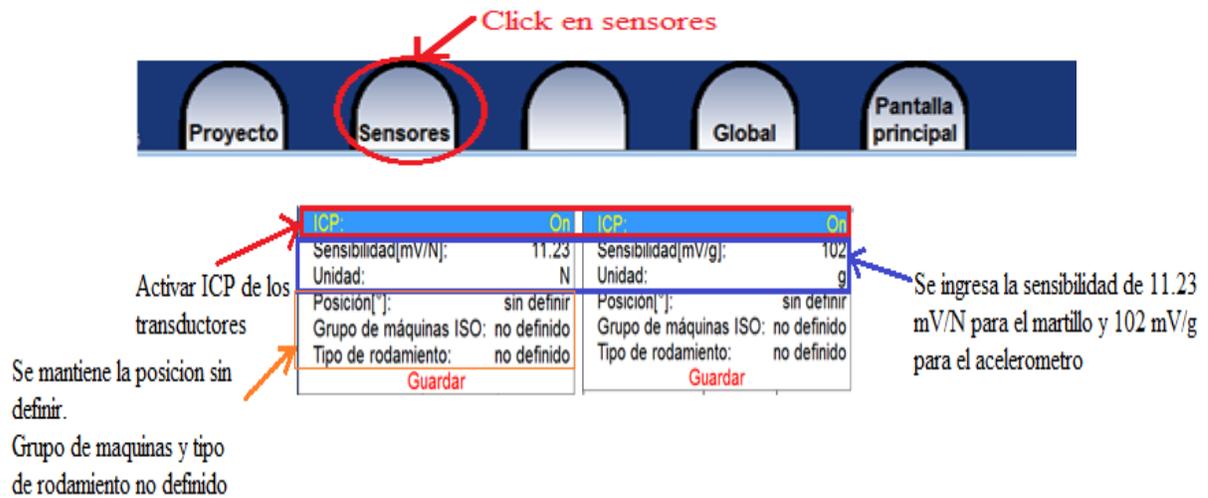


Figura 2. 10: Configuración de la sensibilidad de los transductores.
Fuente: Autores

2.2.11. Obtención de las señales de impacto y respuesta del análisis experimental

De la parte inferior se selecciona MEDIR para que comience el tiempo de muestreo y se procede con la excitación a la estructura con el martillo de impacto, figura 2.11. Al aplicar el impacto en el punto respectivo durante un minuto y el acelerómetro ubicado en el punto de referencia se obtiene las siguientes señales de impacto (rojo) y respuesta (rosa) en el dominio de tiempo como se indica en la figura 2.12.



Figura 2. 11: Excitación del volante de inercia y cigüeñal durante 1 minuto.
Fuente: Autores

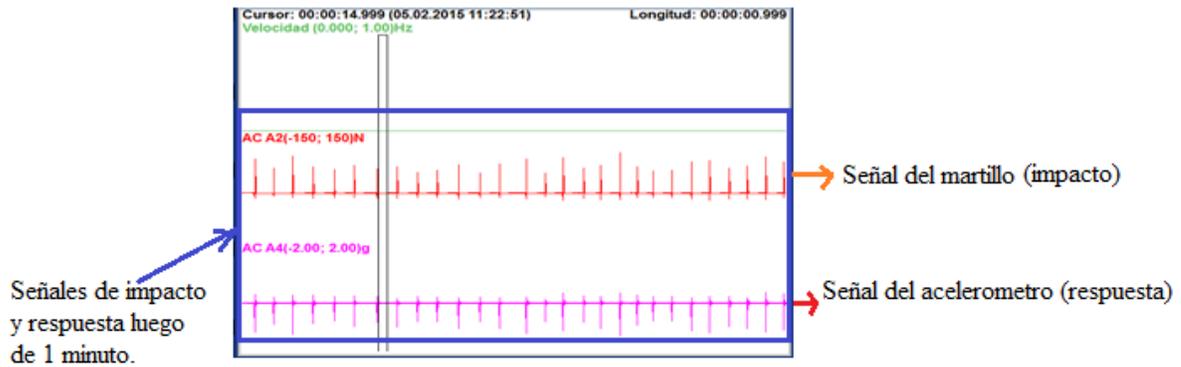


Figura 2. 12: Señales de impacto y respuesta.
Fuente: Autores

2.2.12. Exportar señales de impacto y respuesta

Cuando ya se obtiene las señales se selecciona en CERRAR EL PROYECTO y luego en la opción PROYECTO – EXPORTAR A WAV como se indica en la figura 2.13.

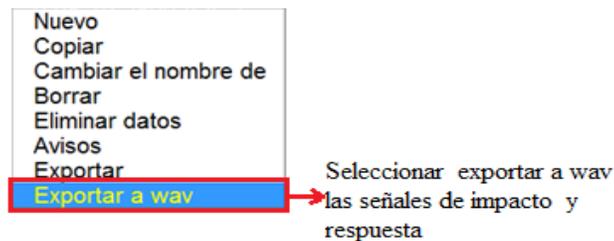


Figura 2. 13: Exportar señales en formato wav.
Fuente: Autores

2.2.13. Procesamiento de las señales en Matlab

Para la obtención de las frecuencias naturales (frecuencias de resonancia) se procesa las señales de impacto y respuesta mediante el programa realizado en Matlab como se indica en la figura 2.14.

Mediante este programa se indica las señales de impacto y respuesta en el dominio de tiempo, dominio de frecuencia y la FRF para la obtención de las frecuencias naturales.

```

1   % GRAFICA DE LAS SEÑALES DEL TIEMPO DEL MARTILLO Y ACELEROMETRO
2   %
3   %
4   - close all;
5   - clear all;
6   - clc;
7   - input(' Presione Enter para Seleccionar el archivo (SEÑAL) .wav ');
8   - [filename, pathname] = uigetfile('*.wav');
9   - filename = fullfile(pathname, filename);
10  - [xsig, Fs] = audioread(filename);
11  - out1=sprintf(' Frecuecia de Muestreo = %d \n',Fs);
12  - disp(out1);
13  - fuerza=xsig(:,1);
14  - vibra=xsig(:,2);
15  - M=input('dar el largo del filtro ==>');
16  - num=ones(1,M);
17  - vibra=filter(num,1,vibra);
18  - fuerza=filter(num,1,fuerza);
19  - subplot(4,1,1)
20  - plot(fuerza)
21  - subplot(4,1,2)
22  - plot(vibra)
23  - %
24  - L=length(vibra);
25  - NFFT = 2^nextpow2(L); % Next power of 2 from length of y
26  - Xfuerza = fft(fuerza,NFFT)/L;
27  - Xvibra=fft(vibra,NFFT)/L;
28  - f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1);
29  - % Espectro martillo.
30  - subplot(4,1,3)
31  - plot(f,2*abs(Xfuerza(1:NFFT/2+1)))
32  - title('Espectro Martillo')
33  - xlabel('Frequency (Hz)')
34  - ylabel('|Y(f)|')
35  - subplot(4,1,4)
36  - plot(f,2*abs(Xvibra(1:NFFT/2+1)))
37  - title('Espectro Acelerómetro')
38  - xlabel('Frequency (Hz)')
39  - ylabel('|Y(f)|')
40  - figure
41  - resonancia=Xvibra./Xfuerza;
42  - subplot(4,1,1)
43  - plot(f,10*log(abs(resonancia(1:NFFT/2+1))));
44  - xlabel('Frequency (Hz)')
45  - ylabel('|Y(f)|')
46  - subplot(4,1,2)
47  - [pfuerza,f1]=pwelch(fuerza,500,300,500,Fs);
48  - plot(f1,abs(pfuerza))
49  - xlabel('Frequency (Hz)')
50  - ylabel('|Y(f)|')
51  - subplot(4,1,3)
52  - [pvibra,f1]=pwelch(vibra,500,300,500,Fs);
53  - plot(f1,abs(pvibra));
54  - xlabel('Frequency (Hz)')
55  - ylabel('|Y(f)|')
56  - resonancia2=pvibra./pfuerza;
57  - subplot(4,1,4)
58  - plot(f1,10*log(abs(resonancia2))); %%
59  - xlabel('Frequency (Hz)')
60  - ylabel('|Y(f)|')
61

```

Figura 2. 14: Programa en Matlab para el procesamiento de las señales.

Fuente: Autores

2.3. Prueba Experimental

2.3.1. Montaje del cigüeñal y volante de inercia

Para el análisis modal experimental (EMA) se analiza el cigüeñal y volante de inercia en posición libre-libre suspendidos mediante elástico en los extremos del cigüeñal. Figura 2.15.



Figura 2. 15: Cigüeñal y volante de inercia posición libre-libre.
Fuente: Autores.

2.3.2. Equipos e instrumentos para la realización del análisis modal experimental

Para la realización de la prueba modal se utiliza los equipos e instrumentos con los que cuenta el laboratorio de mecánica automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana detallados a continuación.

2.3.2.1. Analizador de vibraciones

El analizador de vibraciones que se utiliza para el registro de señales, fue de la marca ADASHA3716, figura 2.16. Las pruebas se realiza en el módulo “registrador” que posee el analizador para la obtención de las señales de impacto y aceleración en el dominio de tiempo, este módulo permite grabar las señales en formato de reproducción wav.



Figura 2. 16: Analizador de vibraciones ADASH módulo A3716.
Fuente: Autores.

El módulo A3716 contiene:

- 16 entradas AC, 16 entradas DC y 4 entradas TACHO
- Todos los canales pueden medirse simultáneamente
- Parámetros de medición y procesamiento de datos idénticos a los del A4400-VA4 Pro

2.3.2.2. Sensor de aceleración

Adash AC102 uniaxial con adhesión magnética fue el acelerómetro que se usa para captar la señal de aceleración de la estructura cuando esta vibra libremente. La masa del acelerómetro (178 gramos) no supera el 10% de la masa de la estructura por lo que resulta adecuado para el análisis, lo ideal es trabajar con un acelerómetro tri-axial que da respuestas en tres direcciones simultáneamente, pero al no tener la posibilidad de conseguir uno de este tipo, se utiliza el acelerómetro uniaxial. Figura 2.17.

Tiene una sensibilidad de 102 mV / G. Por cada G de aceleración el acelerómetro entrega 102 mV en la salida.



Figura 2. 17: Acelerómetro ADASH A102 – 1A SN 1875.
Fuente: Autores

2.3.2.3. Sensor de impacto

DYTRAN modelo 5800B3, Dynapulse™ Impulse Hammer, figura 2.18, se utiliza para excitar el cigüeñal y volante de inercia, tiene un transductor de fuerza que permite medir la fuerza aplicada.

Las especificaciones del martillo de impacto se muestran en la tabla 2.1.



Figura 2. 18: DYTRAN modelo 5800B3, Dynapulse™ Impulse Hammer.
Fuente: Autores.

Tabla 2.1: Características DYTRAN Dynapulse™ Impulse Hammer.
Fuente: Autores

Sensibilidad	50mV /lbf (11.23mV /N)
Fuerza mínima	100 lbs (45.35 kg)
Fuerza máxima	1.000 libras (454 kg)
Límite superior del rango de frecuencia	75 kHz

El martillo de impacto DYTRAN modelo 5800B3, incluye 3 puntas de impacto: aluminio, plástico blando, plástico duro, ver figura 2.19.



Figura 2. 19: Puntas de impacto.
Fuente: Autores

2.3.3. Metodología para la obtención de frecuencias naturales

Se determina mediante referencia bibliográfica la punta de impacto a utilizar que tiene como consideración la rigidez del material a excitar y la frecuencia aplicada para el análisis de la estructura.

La punta de aluminio seleccionada garantiza que el rango de frecuencia de estudio provoque que todas las frecuencias se exciten por igual ya que cumple el criterio de planitud de su espectro dentro del rango de muestreo provocando una mejor excitación de la estructura. [31]

El espectro de entrada con la punta de impacto de aluminio se observa en la figura 2.20.

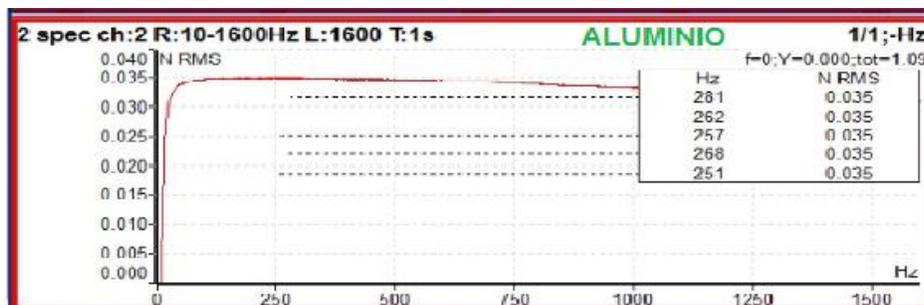


Figura 2. 20: Espectro de entrada con la punta de impacto de aluminio.
Fuente: Autores

Con la punta de aluminio se procede a la realización de las pruebas para la obtención de las frecuencias naturales. Se determina con estas pruebas el efecto de variar la posición del martillo y acelerómetro sobre los valores de las frecuencias naturales.

El ensayo que se utiliza para las pruebas se basa en el ensayo “roving hammer test” con la configuración SISO (single input-single output) para las respuestas de la función de frecuencia.

La distribución de los puntos de pruebas se toma en referencia a los lugares de la estructura donde se aplican fuerzas para el propio sistema y en lugares que examinen las modificaciones estructurales para obtener mejor visualización de las frecuencias naturales, cada punto se determina a partir de coordenadas rectangulares (X, Y, Z) para definir sus posiciones.

El rango de análisis de frecuencias que se utiliza está entre 0 y 2048 Hz con un tiempo de muestreo para cada prueba de 1 minuto, de los cuales se toma las seis primeras frecuencias debido a que se pretende conocer las frecuencias bajas cercanas a la velocidad de operación.[38]

Del conjunto de pruebas se eligió los mejores puntos que me dan toda la información necesaria de todas las frecuencias naturales requeridas.

Con el uso del software computacional ANSYS se determina la forma modal de las frecuencias naturales.

2.3.3.1. Diseño completamente al azar (DCA)

El DCA se encarga en la asignación de los tratamientos en forma completamente aleatoria a las unidades experimentales (valores de frecuencias naturales).

Debido a su aleatorización irrestricta, es conveniente que se utilicen unidades experimentales de lo más homogéneas posibles: como ejemplo vehículos del mismo año de fabricación, del mismo peso, en nuestro caso se sabe que donde se excite la estructura cigüeñal y volante de

inercia las frecuencias van a ser las mismas, entonces, se supone que estos valores obtenidos no deben presentar grandes diferencias entre sí, con esto se disminuirá la magnitud del error experimental.

DCA es el más simple de todos los diseños que se usó para comparar dos o más tratamientos, dado que sólo consideran dos fuentes de variabilidad: los tratamientos y el error aleatorio. [46]

Las pruebas se corren al azar de manera que los diferentes aspectos ambientales y temporales, que pudiera afectar a la prueba de impacto sean repartidos de forma equitativa a cada uno de los tratamientos.

2.3.3.2. Aplicación del DCA en el análisis de frecuencias naturales

Este diseño se utiliza para determinar el efecto de la posición del golpe del martillo y acelerómetro sobre los valores de las frecuencias naturales.

Este diseño se realiza mediante los siguientes aspectos:

- Tres replicas para cada prueba, con el fin de que el diseño sea balanceado.
- Los factores de entrada: la posición del martillo, acelerómetro y los grados a los cuales se realiza la prueba.
- Las respuestas o salida en nuestro caso son los valores de las seis primeras frecuencias naturales.

2.3.4. Frecuencia de muestreo (teorema de Nyquist)

Se determina las primeras seis frecuencias naturales por lo que el rango de frecuencias a muestrear es bajo, la configuración del analizador de vibraciones se colocó en frecuencia de muestreo de 4096 Hz.

$$f_s = 4096 \text{ Hz.}$$

Según el teorema de Nyquist, la señal máxima a medir en el muestreo tendrá una frecuencia máxima a la mitad de la frecuencia de muestreo, de la cual serán obtenidas las primeras seis frecuencias naturales.

$$f_{\max} = 2048 \text{ Hz.}$$

2.3.5. Ubicación de los puntos de excitación y respuesta para pruebas experimentales

El ensayo que se utiliza para la obtención de muestras es “roving hammer test” que consiste en mantener el acelerómetro en un solo punto y los puntos de excitación localizados en varios lugares con el fin de obtener una representación global de la estructura.

La FRF se determina mediante la configuración SISO para cada punto de entrada y cada punto de salida individualmente.

La estructura se define por un sistema coordenado con origen en el centro del volante de inercia usándolo como punto de referencia para la posición de todos los puntos para la prueba experimental. Figura 2.21.

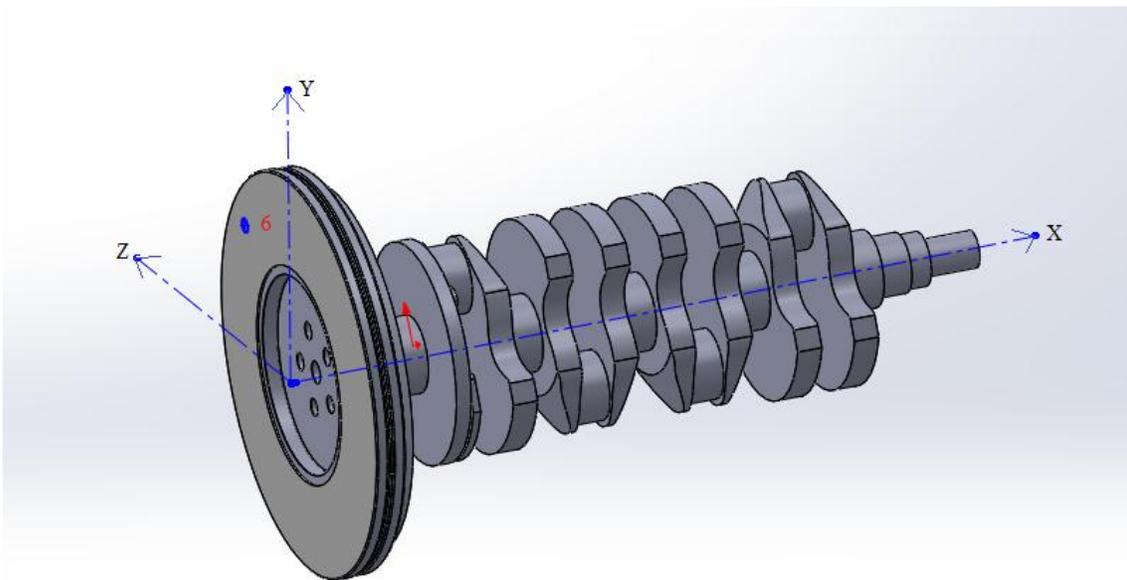


Figura 2. 21: Puntas de impacto.

Fuente: Autores

La ubicación de los puntos para las pruebas se determina en base a los datos a obtener para la prueba experimental el cual es:

- El efecto de la posición de los transductores en respuesta a frecuencias naturales.

2.3.5.1. Puntos para determinar el efecto de la posición de los transductores en respuesta a las frecuencias naturales

Para esta prueba se utiliza la punta de impacto de aluminio para la excitación de la estructura, esta prueba se realiza con el fin de verificar que no existe variación de resultados en sus frecuencias naturales y que siempre son las mismas en una determinada estructura independiente al lugar de posición que se encuentren los transductores de excitación y aceleración.

La prueba experimental consistió en la siguiente aplicación:

- Pruebas con el giro del cigüeñal y volante de inercia suspendidos.

2.3.5.1.1. Pruebas con el giro del cigüeñal y volante de inercia suspendidos

La rotación del eje se realiza con cuatro ángulos de giro en sentido horario para el cual se usa el primero de cero grados como punto de origen, la referencia de la estructura se toma frente al extremo del eje donde se monta la polea, con el fin de constatar de que en cualquier posición en la que se encuentren suspendidos el cigüeñal y volante de inercia para la prueba experimental, las respuestas no alteran a sus frecuencias naturales las cuales son únicas de una estructura.

La primera posición del cigüeñal y volante de inercia se determina en cero grados como se muestra en la figura 2.22, donde se realiza dos ensayos roving, el primero con el acelerómetro en la posición A paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura

individualmente en (1-2-3-4-5-6), es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y, y el segundo con el acelerómetro en la posición B paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y, se realiza el impacto en la misma dirección de la ubicación del acelerómetro para evitar ruidos en las señales.

La posición de cada punto con referencia al sistema coordenado se ilustra en la tabla 2.2.

En la tabla 2.3 se indica las coordenadas de respuesta para el acelerómetro en la posición A y B de respuesta, estas coordenadas se usó para todas las pruebas es decir para los ángulos de cero, noventa, ciento ochenta y doscientos setenta grados.

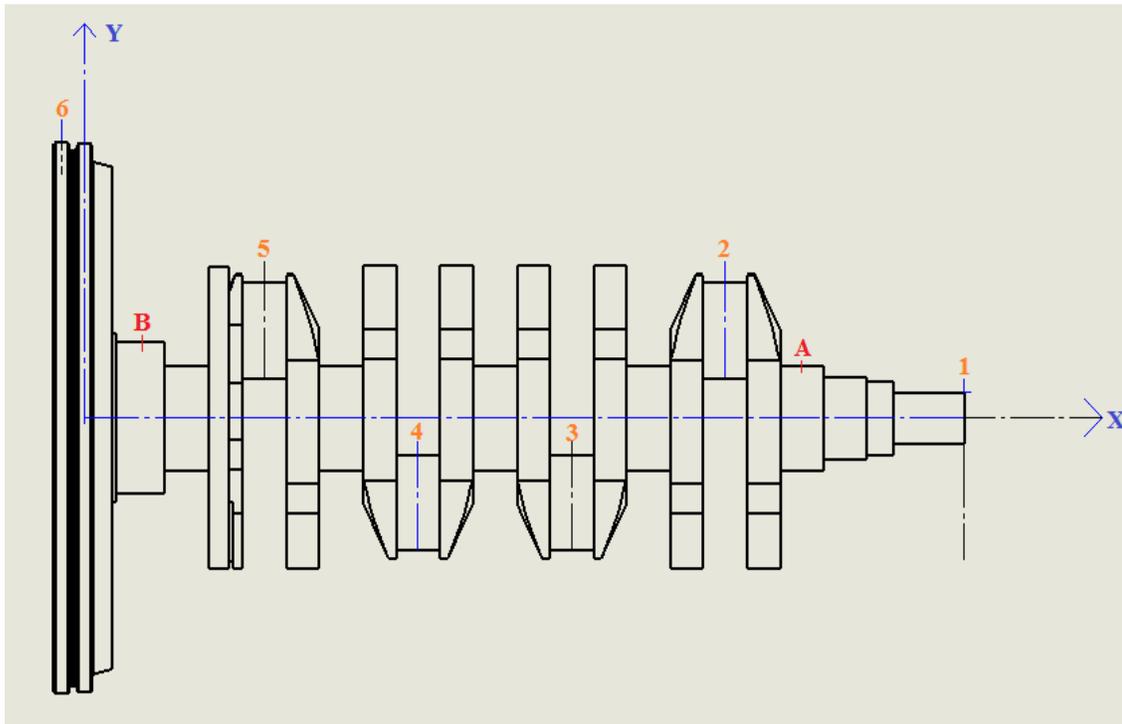


Figura 2. 22: Puntos de impacto y respuesta a cero grados.

Fuente: Autores.

Tabla 2.2: Coordenadas de impacto a cero grados.

Fuente: Autores

Numero de nodo	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Dirección de impacto
1	439.91	12	0	Y
2	320.51	62.66	0	Y
3	243.71	-18.96	0	Y
4	166.91	-18.96	0	Y
5	90.11	62.66	0	Y
6	-11.39	130.50	0	Y

Tabla 2.3: Coordenadas de los puntos de respuesta con variación de ángulo del cigüeñal y volante.

Fuente: Autores

Coordenadas de los puntos de respuesta con variación de ángulo				
Punto de respuesta	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Dirección de respuesta
A	358.80	25	0	Y
B	28	36	0	Y

La segunda posición del cigüeñal y volante de inercia se determina en noventa grados con respecto a la primera muestra determinada por cero grados como se muestra en la figura 2.23, donde se realiza dos ensayos roving, el primero con el acelerómetro en la posición A paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y, y el segundo con el acelerómetro en la posición B paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y.

La posición de cada punto con referencia al sistema coordenado se ilustra en la tabla 2.4.

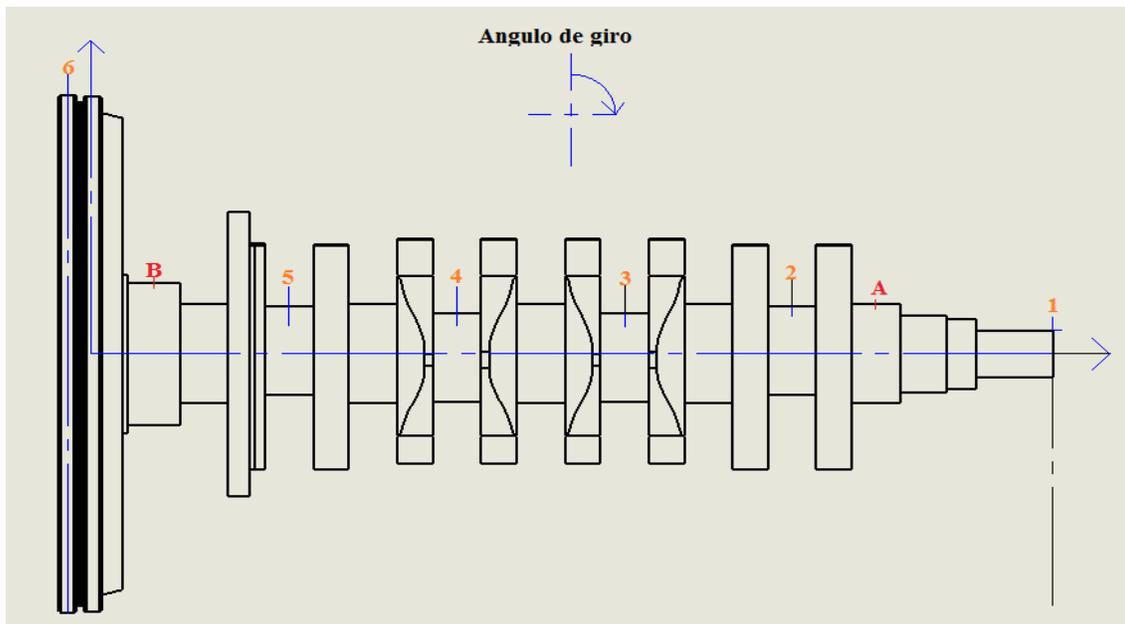


Figura 2. 23: Puntos de impacto y respuesta a noventa grados.
Fuente: Autores.

Tabla 2.4: Coordenadas de impacto a noventa grados.
Fuente: Autores.

Numero de nodo	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Dirección de impacto
1	439.91	12	0	Y
2	320.51	24.18	0	Y
3	243.71	20.77	0	Y
4	166.91	20.77	0	Y
5	90.11	24.18	0	Y
6	-11.39	130.50	0	Y

La tercera posición del cigüeñal y volante de inercia se determina en ciento ochenta grados con respecto a la primera muestra determinada por cero grados como se muestra en la figura 2.24, donde se realizó dos ensayos roving, el primero con el acelerómetro en la posición A paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y, y el segundo con el acelerómetro en la posición B paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la

estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y.

La posición de cada punto con referencia al sistema coordenado se ilustra en la tabla 2.5.

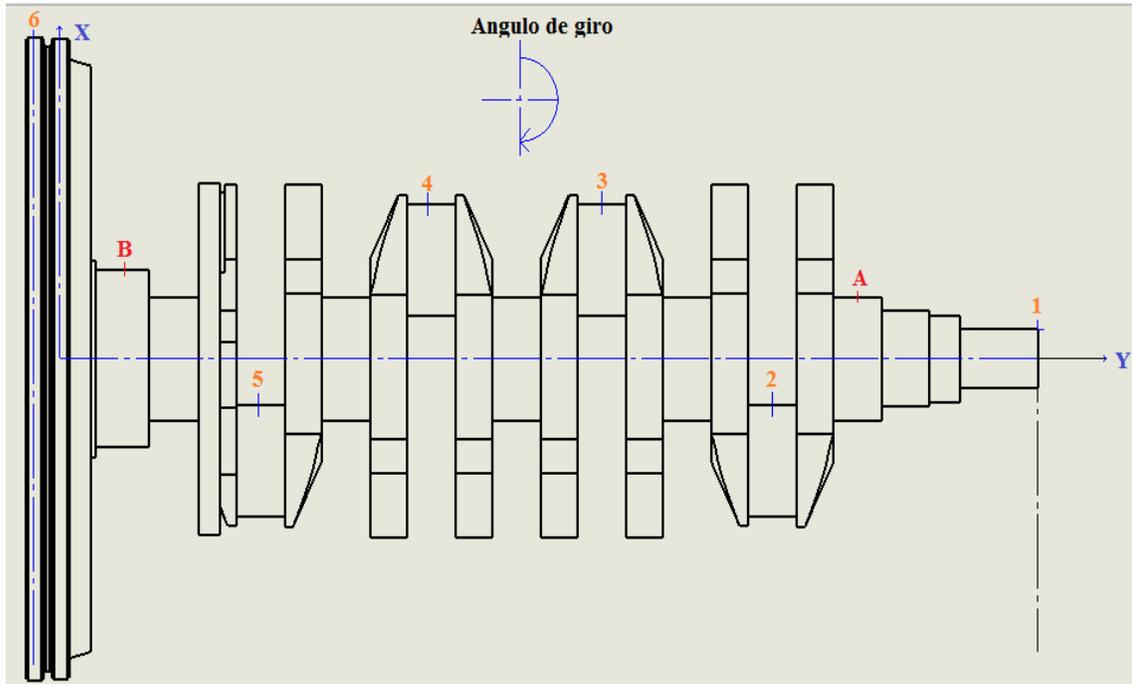


Figura 2. 24: Puntos de impacto y respuesta a ciento ochenta grados.

Fuente: Autores.

Tabla 2.5: Coordenadas de impacto a ciento ochenta grados.

Fuente: Autores.

Numero de nodo	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Dirección de impacto
1	439.91	12	0	Y
2	320.51	-18.96	0	Y
3	243.71	62.66	0	Y
4	166.91	62.66	0	Y
5	90.11	-18.96	0	Y
6	-11.39	130.50	0	Y

La cuarta posición del cigüeñal y volante de inercia se determina en doscientos setenta grados con respecto a la primera muestra determinada por cero grados como se muestra en la figura 2.25, donde se realiza dos ensayos roving, el primero con el acelerómetro en la posición A paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y, y el segundo con el acelerómetro en la posición B paralelo al eje coordenado Y, con puntos de excitación para la estructura individualmente en (1-2-3-4-5-6) es el impacto en la misma dirección paralelo al eje Y.

La posición de cada punto con referencia al sistema coordenado se ilustra en la tabla 2.6.

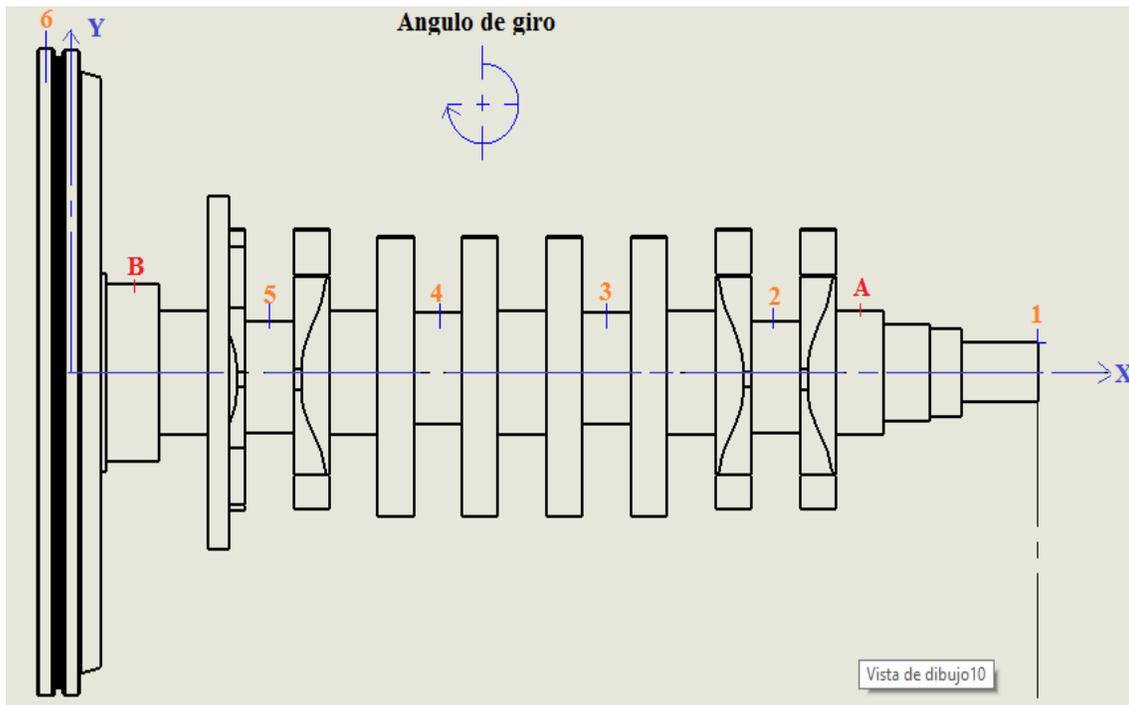


Figura 2. 25: Puntos de impacto y respuesta a doscientos setenta grados.

Fuente: Autores.

Tabla 2.6: Coordenadas de impacto a doscientos setenta grados.

Fuente: Autores.

Numero de nodo	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	Dirección de impacto
1	439.91	12	0	Y
2	320.51	20.77	0	Y
3	243.71	24.18	0	Y
4	166.91	24.18	0	Y
5	90.11	20.77	0	Y
6	-11.39	130.50	0	Y

En la tabla 2.26 se indica el DCA que se realiza en el software minitab, esto se utiliza para realizar las pruebas en busca del efecto de la posición del martillo y acelerómetro al girar el cigüeñal sobre los valores de las frecuencias naturales, en esta tabla se indica que las pruebas se realizan de forma aleatoria y el diseño es balanceado es decir para cada prueba se tiene tres replicas para un posterior análisis de resultados de varianza de los mismos.

Tabla 2.7: DCA para determinar el efecto de posición sobre las frecuencias naturales.

Fuente: Autores

Punto del Acelerómetro	Punto de Impacto	Grados de Giro del Cigüeñal
A	1	0
A	3	180
A	2	180
A	4	270
B	1	90
B	3	270
A	1	270
B	3	180
A	1	270
A	3	90
A	4	90

A	2	270
A	2	90
A	4	180
A	5	90
A	1	180
A	2	90
B	6	180
B	3	270
A	3	90
B	1	270
A	6	270
B	3	90
B	1	180
B	6	180

A	2	0
B	4	180
A	6	0
A	6	0
B	6	90
B	6	90
A	5	0
A	4	180
B	2	180
B	2	0
A	5	90
B	3	90
B	6	180
B	5	90
B	6	270
A	1	180
B	3	270
B	2	90
A	2	180
A	3	270
B	5	270
A	6	270
A	6	0
B	3	180
A	5	180
B	1	270
B	4	270
A	4	270
A	2	270
A	2	0
B	2	180
A	6	90
B	3	90
A	5	0
B	4	180
A	1	90

A	1	0
A	3	270
A	5	270
A	1	180
B	5	180
A	4	270
B	2	270
B	5	180
A	6	180
B	4	270
B	5	0
B	5	0
A	4	0
B	6	0
A	6	270
B	5	90
B	2	270
B	5	270
B	5	270
A	5	270
A	2	270
B	2	0
B	4	180
A	6	180
B	3	0
A	5	0
A	4	180
B	5	0
A	3	90
A	4	0
B	6	0
B	4	0
B	1	0
B	6	90
A	5	180
A	3	0

B	6	270
A	1	270
B	2	180
B	4	0
A	6	90
B	2	270
A	1	0
B	4	270
A	5	90
A	4	90
A	3	0
A	6	180
A	3	180
B	6	270
B	3	0
A	2	0
B	4	90
B	4	90
B	4	90
A	4	90
B	2	0
B	1	0
B	3	180
A	2	90

B	4	0
A	5	180
B	1	270
B	6	0
B	1	0
A	2	180
A	3	0
A	3	270
B	2	90
B	5	90
B	1	90
A	4	0
B	1	180
B	3	0
B	5	180
B	2	90
A	1	90
A	1	90
B	1	90
A	6	90
B	1	180
A	5	270
A	3	180

2.3.6. Procesamiento de señales en Matlab

La razón por la cual se usó este tipo de software computacional porque permite procesar las señales de entrada (martillo de impacto) y salida (acelerómetro) en función del tiempo que se obtienen del analizador de frecuencias Adash en formato wav, Matlab permite mediante comandos de funciones la corrección de ruidos por medio de filtros, obtención de señales en el dominio de frecuencia a través de cálculos de la transformada rápida de Fourier FFT y cálculos de la función de respuesta de frecuencia FRF.

2.3.6.1. Métodos de estimación de la densidad espectral de potencia (PSD)

2.3.6.1.1. Periodograma

El periodograma como método para la estimación de la densidad espectral de potencia mejora la señal de origen menos “ruido”, es decir eliminando partes no deseadas de la misma y el ruido que existe. A continuación se indica en la figura 2.26 una señal con ruidos y una señal donde se aplica la estimación de periodograma.

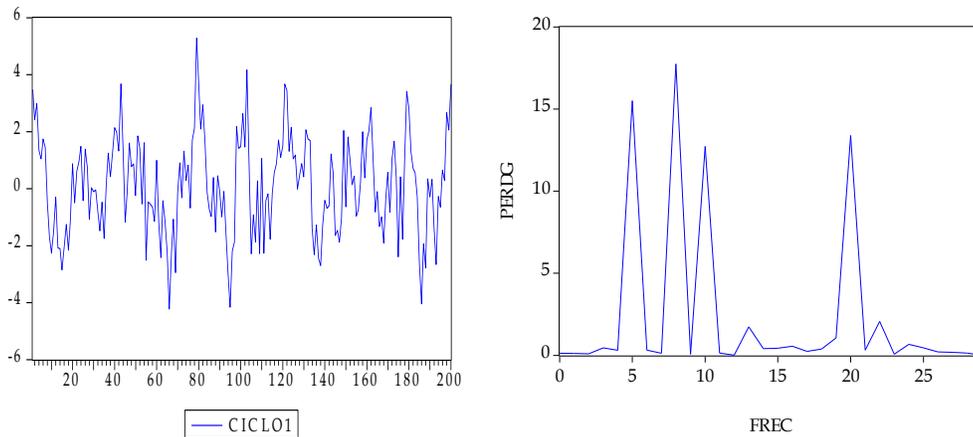


Figura 2. 26: Señal original con ruido y señal con estimación de periodograma.

Fuente: Autores.

El periodograma está basado en una herramienta matemática denominada Transformada de Fourier, según la cual una serie que cumpla determinados requisitos, puede descomponerse como suma de un número finito o infinito de frecuencias. [47]

Si bien la utilización de ventanas espectrales permite eliminar la inconsistencia que surgen al estimar series estocásticas que presentan densidad espectral en un rango continuo de frecuencias.

Por las inconsistencias del método del periodograma, surgieron otros métodos como el de welch que se utiliza para mejorar las señales obtenidas en la prueba de impacto.

2.3.6.1.2. Estimación de la densidad espectral de potencia de Welch.

El componente Welch recibe por su entrada un proceso y a su salida contiene la estimación espectral de potencia de dicho proceso.

$$[pxx , f] = pwelch(x , window , noverlap , f , fs)$$

Devuelve la estimación de la densidad espectral de potencia (PSD), pxx, de la señal de entrada, x, que se encuentra utilizando segmento superpuesto estimador promedio de Welch. Cuando x es un vector, se trata como un solo canal. Cuando x es una matriz, el PSD se calcula independientemente para cada columna y se almacena en la columna correspondiente de pxx. Si x es de valor real, pxx es una estimación PSD de un solo lado. Si x es de valor complejo, pxx es una estimación PSD de dos caras.

Utiliza el vector de entrada o valor entero, window, para dividir la señal en secciones. Si la ventana es un vector, pwelch divide la señal en secciones iguales en longitud a la longitud de la ventana. Los periodogramas modificados se calculan utilizando las secciones de la señal multiplicada por el vector, window. Si la ventana es un número entero, la señal se divide en secciones de longitud ventana.

Utiliza noverlap muestras de solapamiento de sección a sección. Si la ventana es un número entero noverlap debe ser un número entero positivo más pequeño. Noverlap debe ser un número entero positivo menor que la longitud de la ventana si la ventana es un vector. Si no se especifica noverlap, el número predeterminado de muestras solapadas es 50% de la longitud de la ventana.

El vector, f, debe contener al menos 2 elementos. Las frecuencias de f son en ciclos por unidad de tiempo. La frecuencia de muestreo, fs, es el número de muestras por unidad de tiempo. Si la unidad de tiempo es segundo, entonces f es en ciclos / segundo (Hz).

Se puede seleccionar el formato de salida de la estimación (Salida Lineal, Logarítmica o ambas). A continuación se indica en la figura 2.27 una señal con ruidos y una señal donde se aplica la estimación welch.

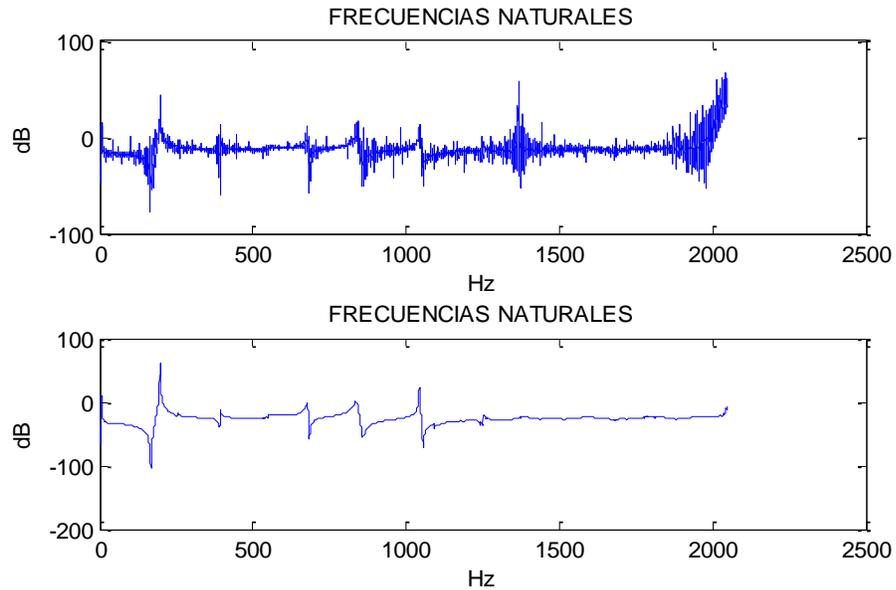


Figura 2. 27: Señal original con ruido y señal con estimación welch.
Fuente: Autores.

2.3.6.2. Filtros para procesamiento de señales

Es un elemento que discrimina una determinada frecuencia o gama de frecuencias de una señal eléctrica que pasa a través de él, pudiendo modificar tanto su amplitud como su fase.

El Filtro da un tratamiento a una señal inicial o de entrada y para así obtener una señal de salida mejorada. Cuando el filtro es lineal, la señal de salida es simplemente una combinación lineal de valores pasados, presentes y futuros de la señal de entrada. En la figura 2.28 se indica el funcionamiento de un filtro. [47]



Figura 2. 28: Funcionamiento de un filtro.
Fuente: Autores.

2.3.6.2.1. Filtrado en el dominio de la frecuencia

La característica más importante del proceso de filtrado es que el valor de la densidad espectral de la señal de salida en una determinada frecuencia es el producto del valor de la función de transferencia y el valor de la densidad espectral de la entrada en dicha frecuencia.

2.3.6.2.2. Filtro digital

Un filtro digital es un sistema que, dependiendo de las variaciones de las señales de entrada en el tiempo y amplitud, se realiza un procesamiento matemático sobre dicha señal; generalmente mediante el uso de la Transformada rápida de Fourier; obteniéndose en la salida el resultado del procesamiento matemático o la señal de salida.

El filtro digital se utiliza en la prueba para eliminar partes no deseadas de las señales de entrada y respuesta, eliminando el ruido presente en las mismas.

Un filtro paso bajo no afecta a las frecuencias bajas pero si rechaza a las altas frecuencias. La función de dar la ganancia de un filtro en cada frecuencia se llama la respuesta de amplitud (o magnitud de la respuesta de frecuencia). La respuesta de amplitud del filtro paso bajo ideal se muestra en la Fig.1.29. Su ganancia es de 1 en la banda de paso, que se extiende por las frecuencias de 0 Hz a la frecuencia de corte F_c Hz, y su ganancia es 0 en la banda de rechazo (todas las frecuencias por encima de F_c).

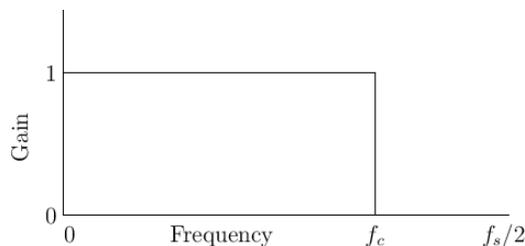


Figura 2. 29: Amplitud del filtro pasa bajo ideal
Fuente: Autores

Finalmente, al diseñar un filtro interesa poder aplicar ese filtro a una señal temporal. Eso se consigue con la función de MATLAB “filter”.

El vector X es la entrada y el vector Y es la salida filtrada. B y A son los coeficientes del filtro digital.

$$y = \text{filter}(B,A,x)$$

Donde:

A= coeficiente de retroalimentación del filtro pasa bajo

B= coeficiente de compensación del filtro pasa bajo

x= señal de entrada, es un vector de cualquier longitud

y= señal de salida filtrada de igual longitud que x.

2.3.6.3. Señales en el dominio del tiempo

Las señales tomadas directamente del analizador de vibraciones en formato wav se leen en el programa computacional Matlab.

Cada golpe de excitación a la estructura del martillo fue efectuó con diferencia de tres segundos aproximadamente por un lapso de 1 minutos. En las figuras 2.30 y 2.31 se ilustra la señal de entrada y la señal de salida en el dominio del tiempo de una de las muestras por un tiempo de muestreo completo.

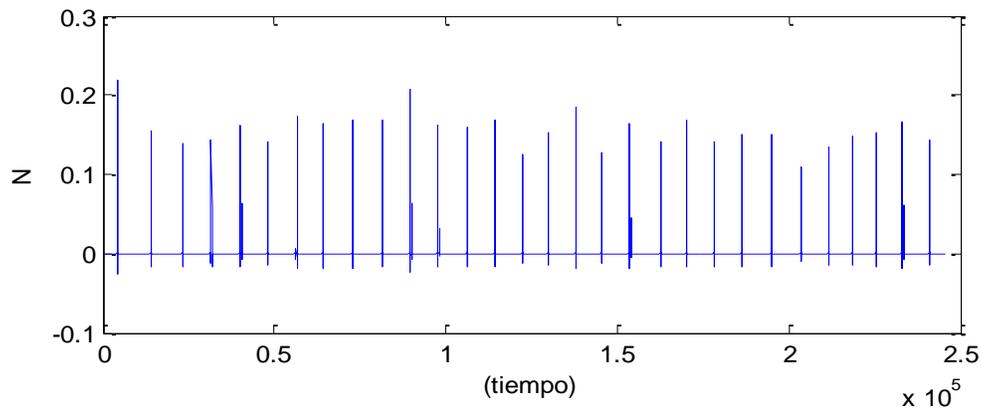


Figura 2. 30: Señal de entrada en el dominio del tiempo.

Fuente: Autores.

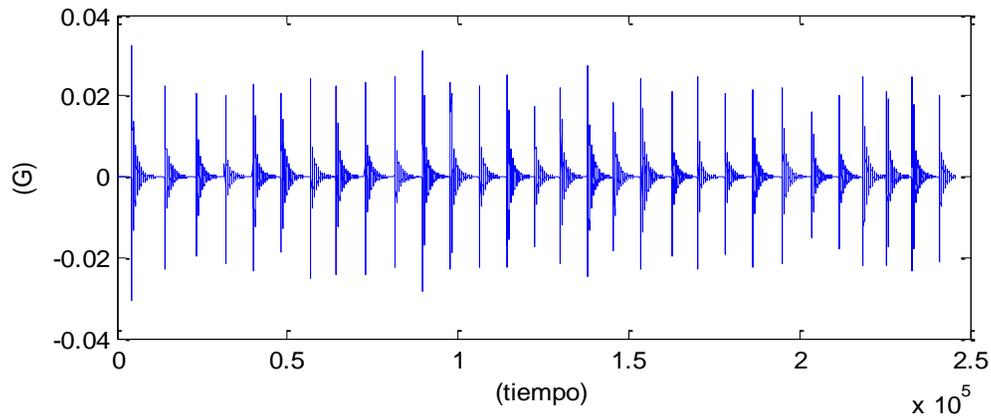


Figura 2. 31: Señal de salida en el dominio del tiempo.

Fuente: Autores.

Para observar la forma de cada señal se realiza una ampliación de las señales del martillo de impacto y del acelerómetro que se ilustran en la figura 2.32.

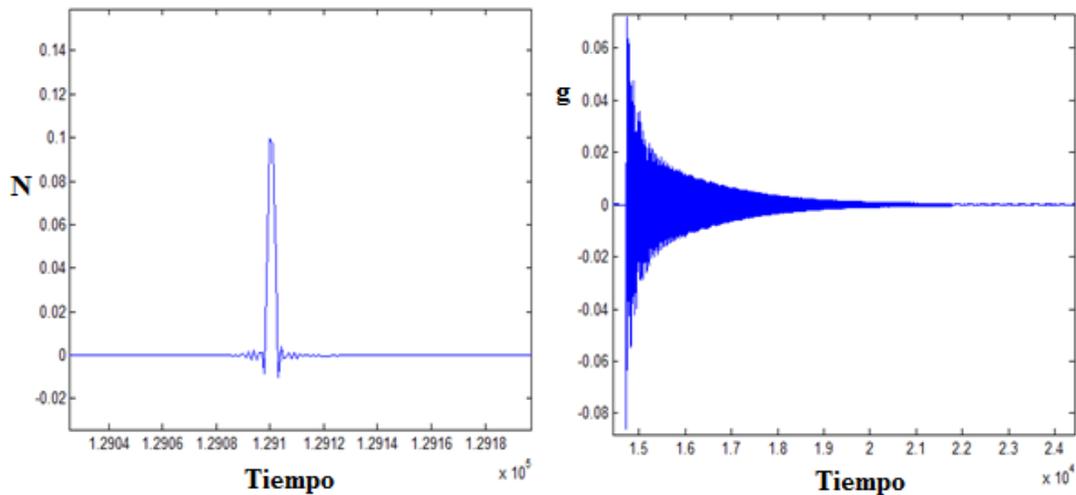


Figura 2. 32: Señal de entrada y salida ampliadas.

Fuente: Autores.

2.3.6.4. Señales en el dominio de frecuencia

Las señales en el dominio de tiempo deben ser transformadas al dominio de frecuencia para facilitar el análisis. La señal en el dominio de frecuencia contiene la misma información presente en una señal en el dominio del tiempo.

En el programa computacional Matlab se realiza la FFT para obtener los espectros de las señales de entrada y salida en el dominio de tiempo. Para mejorar la densidad del espectro se utiliza la función pwelch del programa para mejor visualización de su forma. Las señales de entrada y salida en el dominio de frecuencia se ilustran en la figura 2.33 y 2.34 respectivamente.

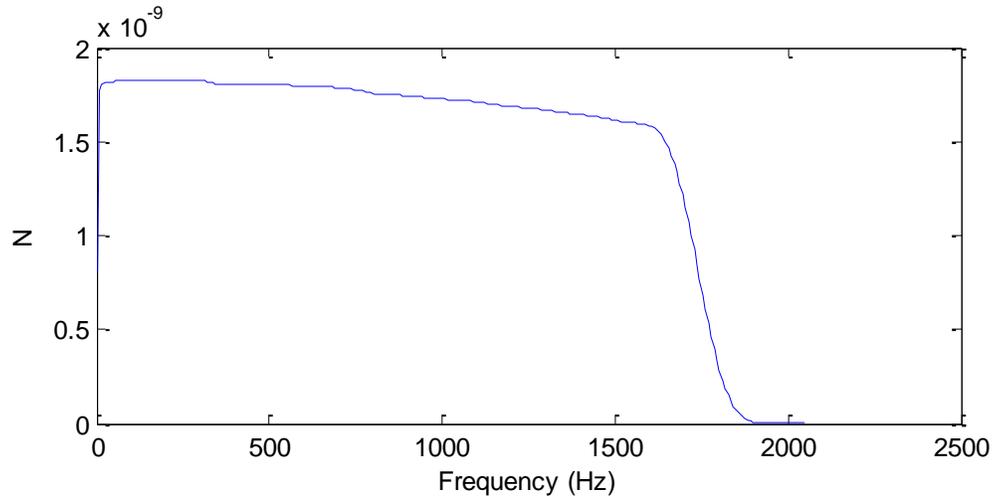


Figura 2. 33: Señal de entrada en el dominio de frecuencia.
Fuente: Autores.

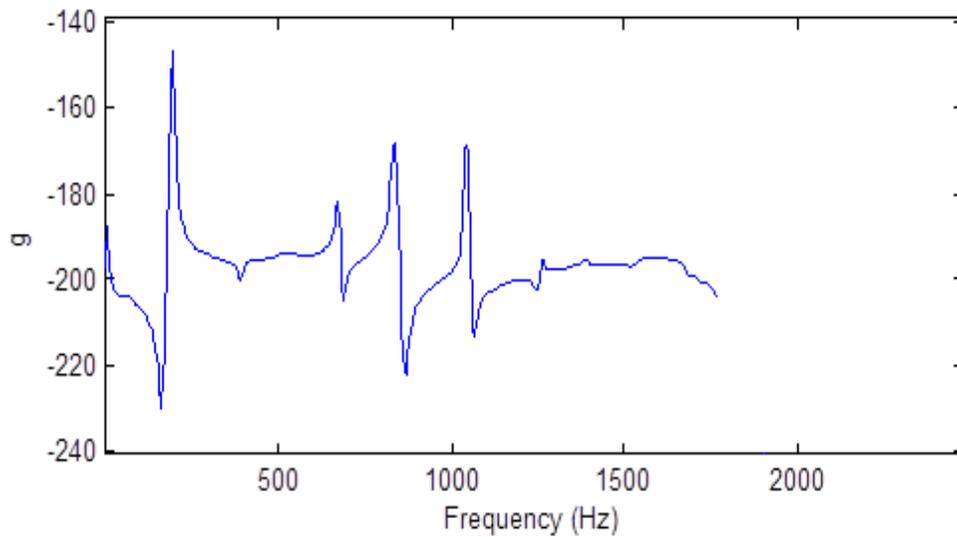


Figura 2. 34: Señal de salida en el dominio de frecuencia.
Fuente: Autores.

2.3.6.5. Función de respuesta de frecuencia FRF

Se realiza la FRF para determinar las características de vibración de la estructura se relacionan dos señales en función de frecuencia.

La función de transferencia se obtiene en Matlab dividiendo la señal del espectro de salida (acelerómetro) sobre la señal del espectro de entrada (martillo de impacto). Figura 2.35.

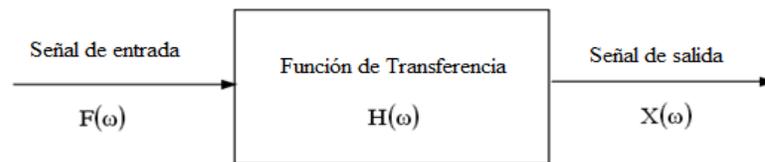


Figura 2. 35: Diagrama de la función de transferencia de las señales.
Fuente: Autores.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Para mejor visualización de la señal se aplicó la función pwelch que mejora la densidad espectral de la señal. Figura 2.36.

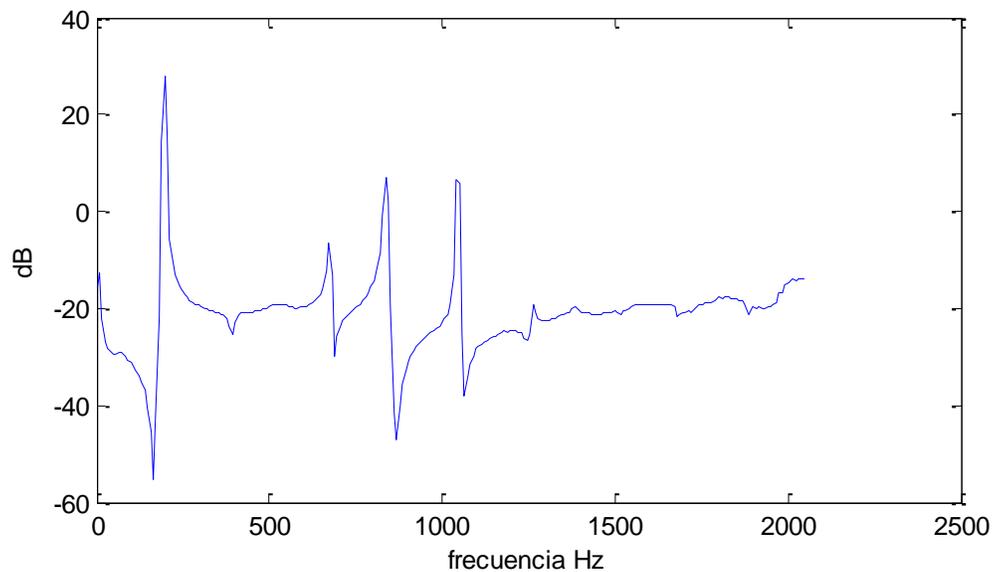


Figura 2. 36: Función de respuesta de frecuencia (FRF).
Fuente: Autores.

Del análisis modal experimental se obtienen 12 frecuencias naturales (tabla 2.8) dentro del rango de frecuencia de muestreo seleccionado ,de los cuales se realiza el análisis modal de las primeras seis frecuencias (tabla 2.9). En la figura 2.37 se muestra la señal de frecuencia en dB de los modos de vibración que se presentan en el cigüeñal y volante de inercia.

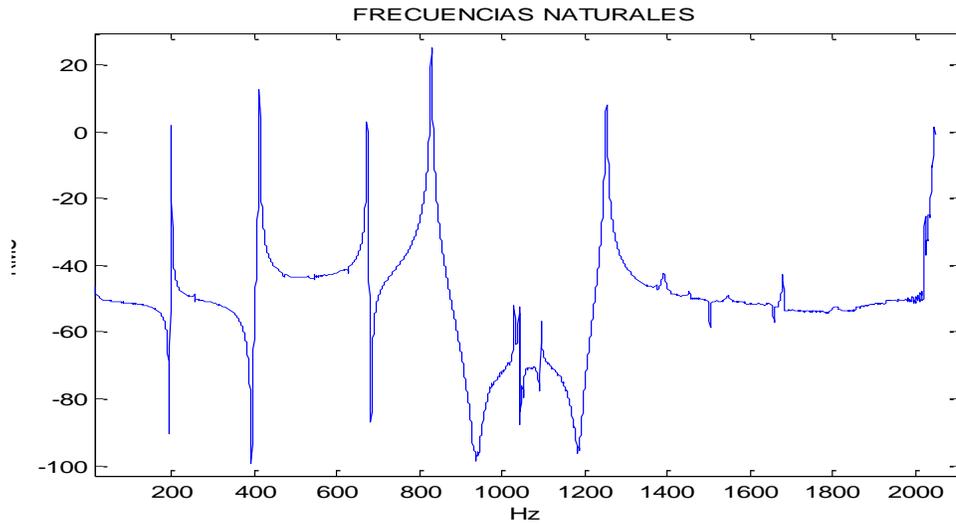


Figura 2. 37: Doce frecuencias naturales
Fuente: Autores

Tabla 2. 8: Doce frecuencias naturales
Fuente: Autores

Número de frecuencia	Frecuencia (Hz)
1	6.54
2	200.82
3	250.63
4	394.73
5	500.10
6	540.85
7	673.8
8	829.5
9	1043
10	1097
11	1257
12	1369

Tabla 2. 9: Seis primeras frecuencias naturales
Fuente: Autores

Seis primeras frecuencias	Frecuencia (Hz)
1	6.6
2	200.60
3	250.83
4	394.42
5	500.32
6	540.60

2.4. Descripción del proceso para la obtención de los modos de vibración por elementos finitos

2.4.1. Diagrama de flujo del análisis por elementos finitos

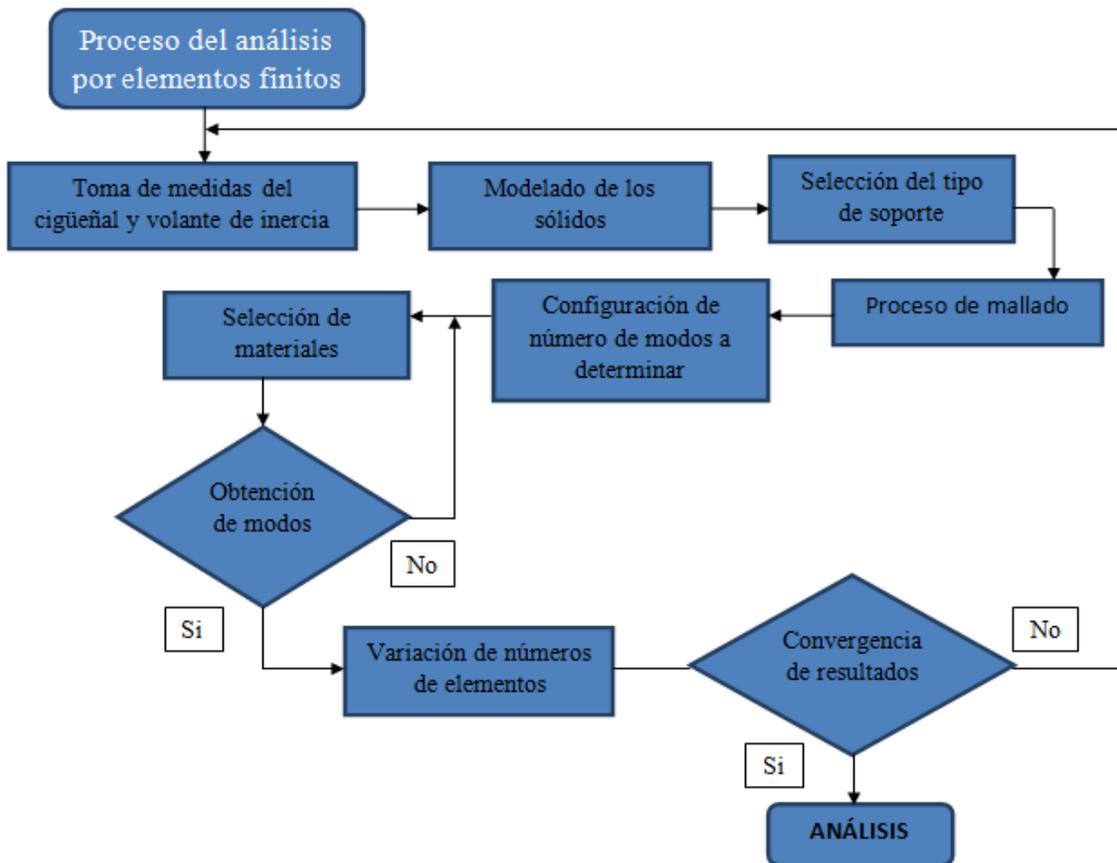


Figura 2. 38: Diagrama de flujo del análisis modal por elementos finitos.
Fuente: Autores.

2.4.2. Modelado de los sólidos

Para modelar el cigüeñal y volante de inercia se usa un software computacional que sea de fácil manejo por el experimentador y a partir de sus dimensiones de los elementos proceder a dibujarlos. El software en el cual se realiza el sólido debe permitir el análisis “MODAL” o que permita guardar el archivo en algún formato que pueda ser leído por otro software necesario para el análisis.

Para el presente estudio se realiza el modelado de los sólidos en el software computacional SolidWorks como se muestran en la figura 2.39. El volante de inercia y cigüeñal modelados son guardados en un archivo de formato (.igs) ya que el análisis modal se realiza en el software ANSYS y es un formato de archivo que puede leerlo. Los dientes de los cigüeñal y volante de inercia serán eliminados para evitar errores al realizar la malla para el análisis.

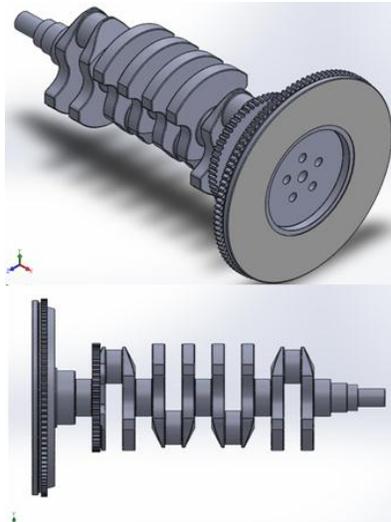


Figura 2. 39: Modelado del cigüeñal y volante de inercia en SolidWorks

Fuente: Autores

2.4.3. Configuración Modal en ANSYS

El software ANSYS trabaja con un módulo “MODAL” (figura 2.40) para determinar las frecuencias naturales y formas de modales. En ese módulo se presentan configuraciones que debe realizarse para el análisis, selección del material, geometría, y configuración para el análisis modal.

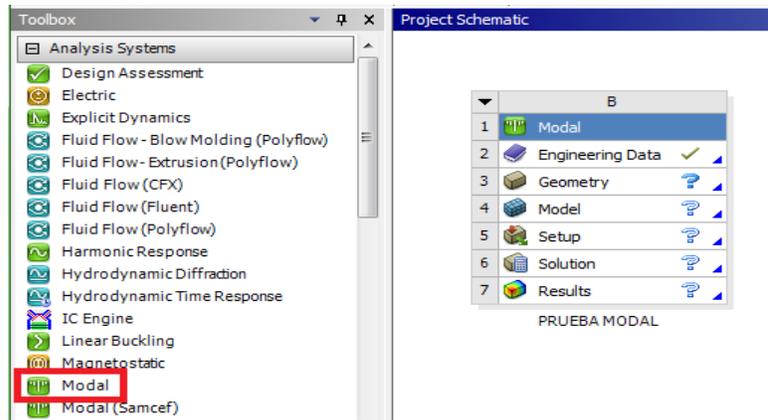


Figura 2. 40: Módulo “MODAL” Ansys.
Fuente: Autores.

2.4.3.1. Selección del material

Para el análisis en elementos finitos se debe dar el material de los sólidos con sus respectivas características (módulo de elasticidad – densidad – poisson) los cuales serán isotrópicos y homogéneos en toda la estructura con el fin de que las deformaciones a obtener sean uniformes en toda la estructura. En la figura 2.41 la ventana que presenta la selección del material.

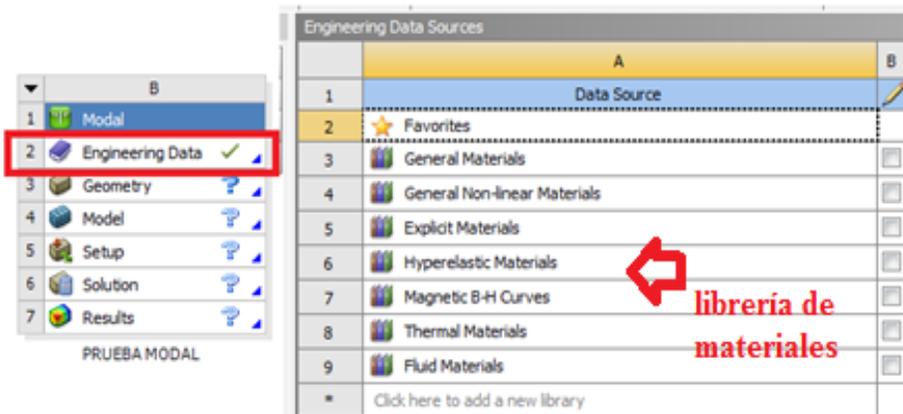


Figura 2. 41: Elección del material para los sólidos.
Fuente: Autores.

2.4.3.2. Geometría

En esta parte es donde se realiza el modelado de los sólidos a analizar pero en este caso se importaran del archivo guardado anteriormente en formato (.igs). En la figura 2.42 se observa la ventana que presenta esta selección con los sólidos ya importados.

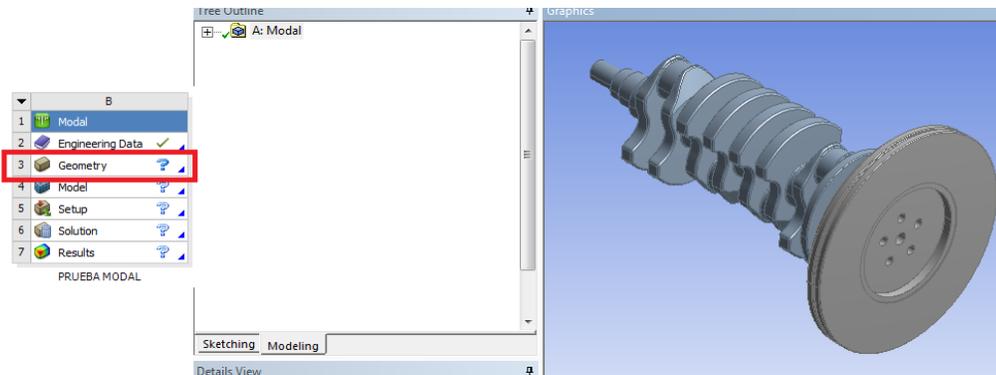


Figura 2. 42: Geometría “Modal”.

Fuente: Autores.

2.4.3.3. Modal

En esta parte se colocaran las características del análisis. En la figura 2.43 se observa las configuraciones presentes dentro de este apartado.

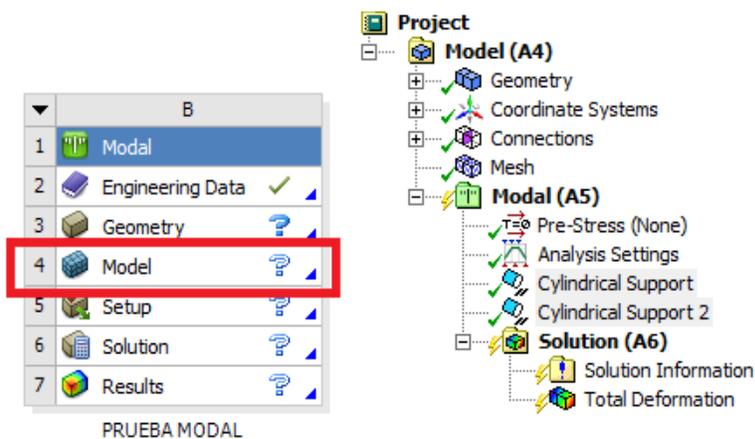


Figura 2. 43: Configuración model.

Fuente: Autores

El mallado (*mesh*) se muestra en la figura 2.44, en este caso con un tamaño de elemento de 5mm, los datos analizados deberán tener convergencia al variar el tamaño del elemento y así llegar a un resultado eficiente.

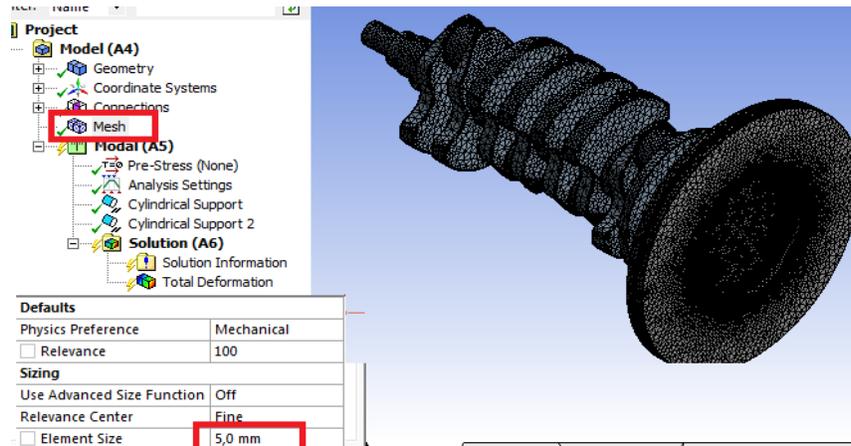


Figura 2. 44: Mallado de la geometría.

Fuente: Autores

El número de frecuencias a determinar para el análisis es de 6 frecuencias en este caso, figura 2.45. La configuración lleva soportes cilíndricos, figura 2.46. Los resultados se observan en soluciones, figura 2.47 al ejecutar el programa.

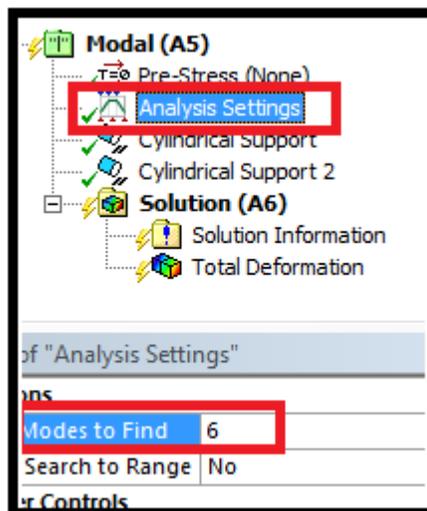


Figura 2. 45: Frecuencias a determinar.

Fuente: Autores

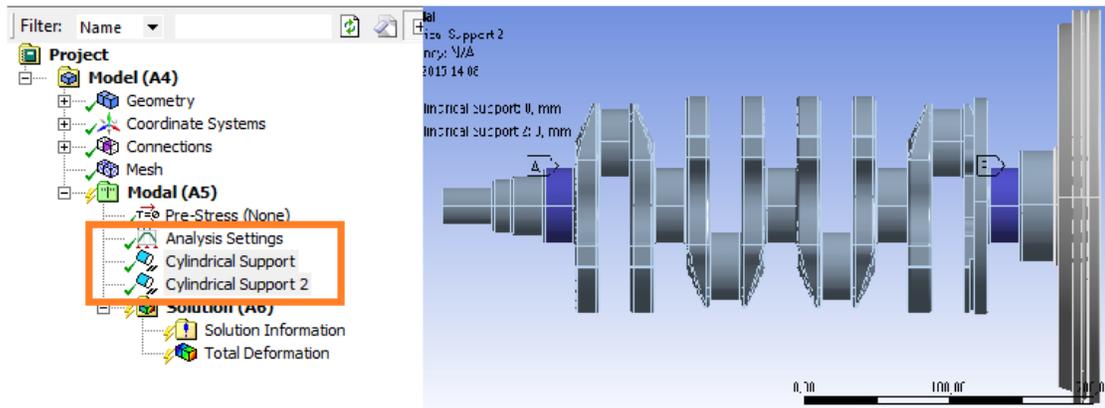


Figura 2. 46: Selección de soportes.
Fuente: Autores

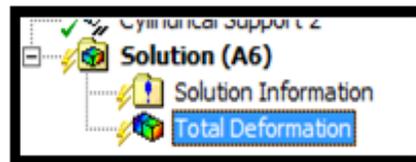


Figura 2. 47: Datos de deformación.
Fuente: Autores

2.5. Determinación de los modos de vibración en software.

Cada modo de vibración se determina mediante elementos finitos FEM (*element finite model*), para el análisis se considera que los materiales del volante de inercia y cigüeñal son isotrópicos y homogéneos.

2.5.1. Material isotrópico y homogéneo

Un material homogéneo tiene las mismas propiedades físicas y mecánicas en todo su volumen. Un material isotrópico tiene esas mismas propiedades en todas direcciones, esta consideración es aplicada para los aceros. Se tiene en consideración esta suposición para tener deformaciones uniformes. [48]

2.5.2. Material del cigüeñal

Los materiales más empleados para la construcción de cigüeñales son: Hierro fundido, acero fundido, acero forjado, acero al vanadio, acero al carbono.

De los cuales analizaremos el acero al carbono que es un material generalmente empleado para la fabricación de cigüeñal.

2.5.2.1. Barras de acero carbono AISI / SAE 1045

2.5.2.1.1. Características

Acero de mediano contenido de carbono que se utiliza ampliamente en elementos estructurales que requieran mediana resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo. Posee baja soldabilidad, buena maquinabilidad y excelente forjabilidad.

2.5.2.1.2. Aplicaciones

Para todo tipo de elementos que requieren dureza y tenacidad como ejes, manivelas, chavetas, pernos, tuercas, cadenas, engranajes de baja velocidad, espárragos, acoplamientos, bielas, pasadores, cigüeñales y piezas estampadas. Puede ser sometido a temple y revenido. Catálogo otero aceros otero.

2.5.2.1.3. Propiedades

Mediante el catálogo de aceros se indica en la tabla 2.10. Las propiedades mecánicas físicas y químicas del acero AISI / SAE 1045. [49]

Tabla 2.10: Propiedades del acero AISI / SAE 1045.

Fuente: [49]

Propiedades del acero AISI / SAE 1045	
Propiedades mecánicas	Dureza: 163 HB Esfuerzo máximo: 565 MPa Esfuerzo de fluencia: 310 MPa Módulo de elasticidad: 200 GPa
Propiedades físicas	Densidad: 7.87 g/cm ³
Propiedades químicas	Carbono (C): 0.43-0.50% Manganeso (Mn): 0.60-0.90% Azufre (S): 0.04% max. Fosforo (P): 0.05% max.

2.5.3. Material del volante de inercia

La mayoría de volantes de inercia están compuestos de acero por su resistencia a grandes esfuerzos como son las vibraciones. Se eligió el Acero 4130 debido que es un acero que se utiliza para la fabricación de volantes de inercia.

2.5.3.1. Propiedades del Acero AISI 4130

En la tabla 2.11 se indican propiedades del acero AISI 4130 entre las cuales están las más importantes como son el modulo de elasticidad, densidad y el modulo de Poisson. [50]

Tabla 2.11: Propiedades del acero AISI 4130.

Fuente: [50]

Propiedades	Acero AISI 4130
Modulo de elasticidad	210 GPa
Modulo de Poisson	0.30
Rigidez torsional	80.8
Densidad	7860 Kg/m ³
Res. tracción	1050 MPa

2.5.4. Modelado del volante y el cigüeñal

El modelado del volante de inercia y el cigüeñal se realiza en el software computacional SOLID WORKS, figura 2.48, para luego ser analizadas mediante el software ANSYS para observación los diferentes tipos de modos a las frecuencias requeridas. Los planos del cigüeñal y volante de inercia se muestran en el **ANEXO A**.

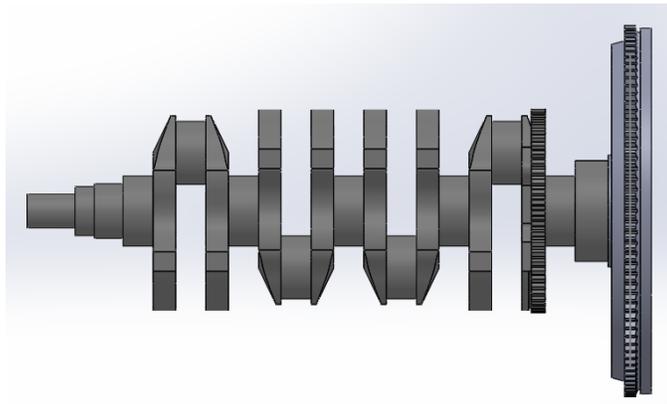


Figura 2. 48: Modelado del cigüeñal y volante de inercia.
Fuente: Autores

2.5.5. Modos de vibración mediante el software ANSYS

Los modos de vibración se obtienen por medio del análisis por elementos finitos FEM en el software ANSYS, para esto se utiliza el módulo “MODAL”, figura 2.49, este nos permite conocer las seis primeras frecuencias naturales y los modos pertenecientes a estas seis frecuencias.

Para el análisis por medio de elementos finitos se considera el material del volante de inercia y cigüeñal homogéneos e isotrópicos ya que se pone en consideración esta suposición para tener deformaciones uniformes.

Entonces, antes de iniciar con el análisis MODAL en ANSYS se ingresan todos los datos como soportes, propiedades del material, número de frecuencias a determinar y características de la malla.

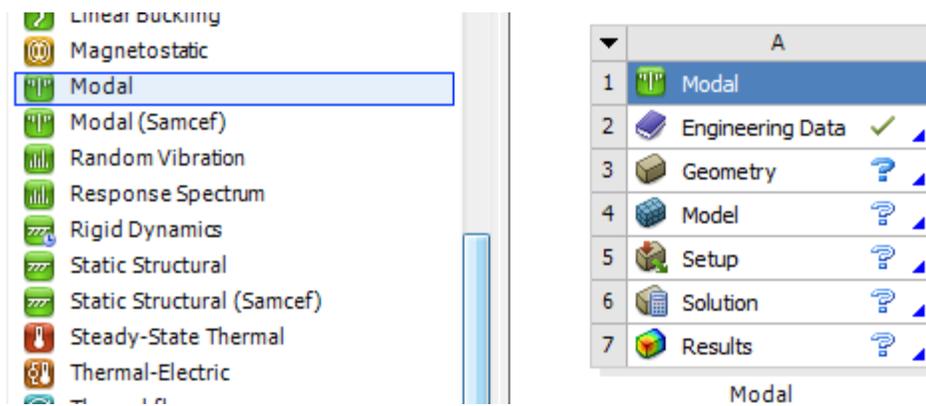


Figura 2. 49: ANSYS “MODAL”.
Fuente: Autores

2.5.5.1. Propiedades de materiales ingresados en ANSYS

Las propiedades para el volante de inercia y cigüeñal se muestran en la figura 2.50 y figura 2.51.

Properties of Outline Row 3: Cigüeñal					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7.87	g cm ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>	
6	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
7	Derive from	Young's Mod...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	<input type="checkbox"/>	
9	Poisson's Ratio	0.33		<input type="checkbox"/>	

Figura 2. 50: Propiedades del material utilizado para el cigüeñal.
Fuente: Autores.

Properties of Outline Row 5: Volante				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7.86	g cm ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Mod...		
8	Young's Modulus	2.1E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0.3		

Figura 2. 51: Propiedades del material utilizado para el volante de inercia.

Fuente: Autores.

2.5.5.2. Características de la malla

Para obtener la convergencia en los resultados y contar con resultados verdaderos se realiza la variación del tamaño de los elementos sólidos tetraédricos de 9 a 3 mm. La convergencia de los datos analizados se muestra de las dos primeras frecuencias ya que las otras tienen las mismas características de severidad que las dos primeras ya que pertenecen a un solo análisis.

En la tabla 2.12 y figura 2.52 se muestra la variación del número de elementos frente a la frecuencia uno y la gráfica de convergencia respectivamente. La convergencia se logra con 375927 elementos tetraédricos en todas las localidades. Esto corresponde a un tamaño de elemento global de 5 mm.

Tabla 2. 12: Número de elementos para la frecuencia uno.

Fuente: Autores.

TAMAÑO DEL ELEMENTO (mm)	NÚMERO DE ELEMENTOS	FRECUENCIA (Hz)
9	319694	6,539
8	333421	6,6841
7	338870	6,7974
6	370910	6,8234
5	375927	6,8567
4	433723	6,8568
3	519604	6,8569

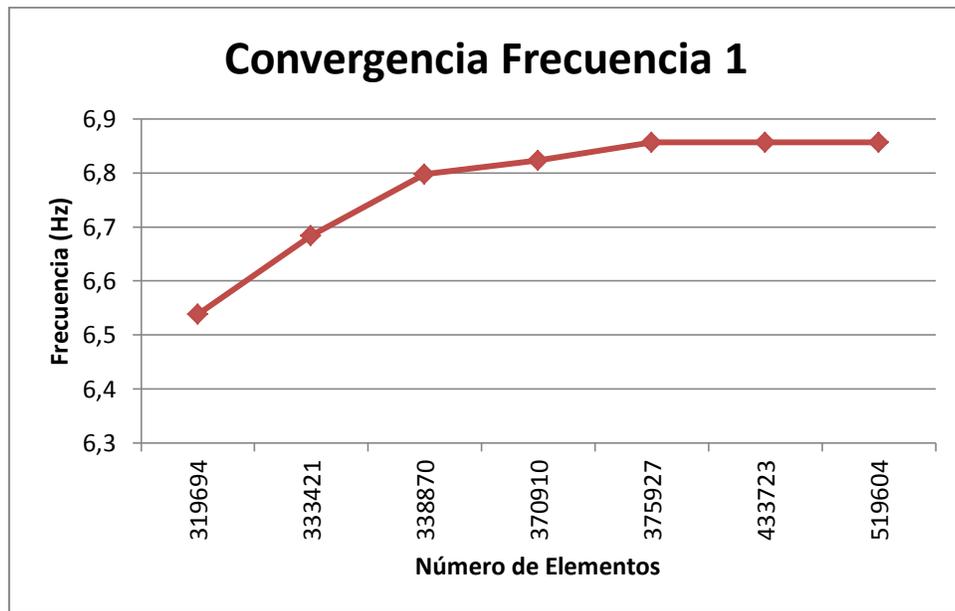


Figura 2. 52: Gráfico de convergencia de la frecuencia uno.
Fuente: Autores

En la tabla 2.13 y figura 2.53 se muestra la variación del número de elementos frente a la frecuencia dos y la gráfica de convergencia respectivamente. La convergencia se logra con 375927 elementos tetraédricos en todas las localidades. Esto corresponde a un tamaño de elemento global de 5 mm, figura 2.54.

Tabla 2. 13: Número de elementos para la frecuencia dos.
Fuente: Autores.

TAMAÑO DEL ELEMENTO (mm)	NÚMERO DE ELEMENTOS	FRECUENCIA (Hz)
9	319694	201,13
8	333421	201,52
7	338870	201,77
6	370910	201,88
5	375927	202,04
4	433723	202,06
3	519604	202,06

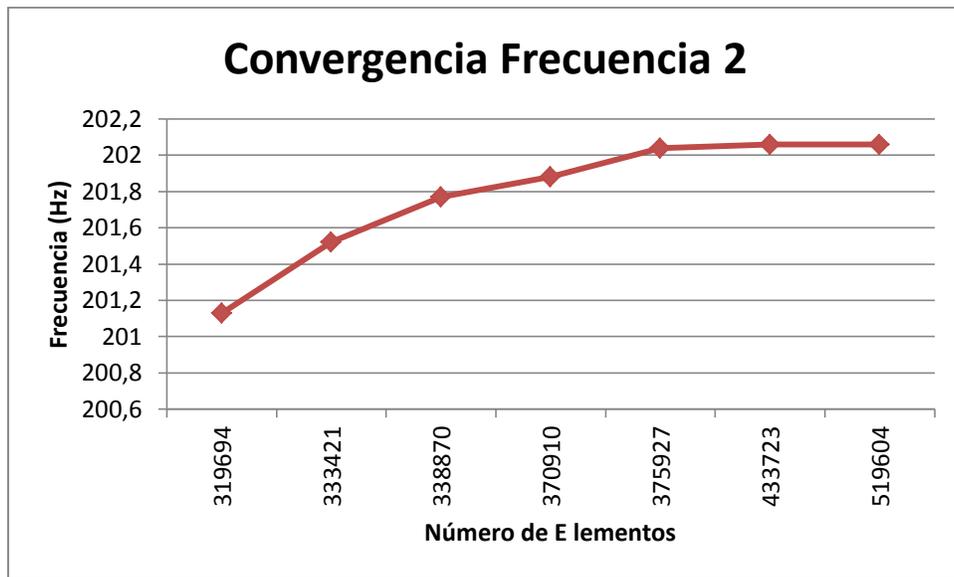


Figura 2. 53: Gráfico de convergencia de la frecuencia dos.
Fuente: Autores

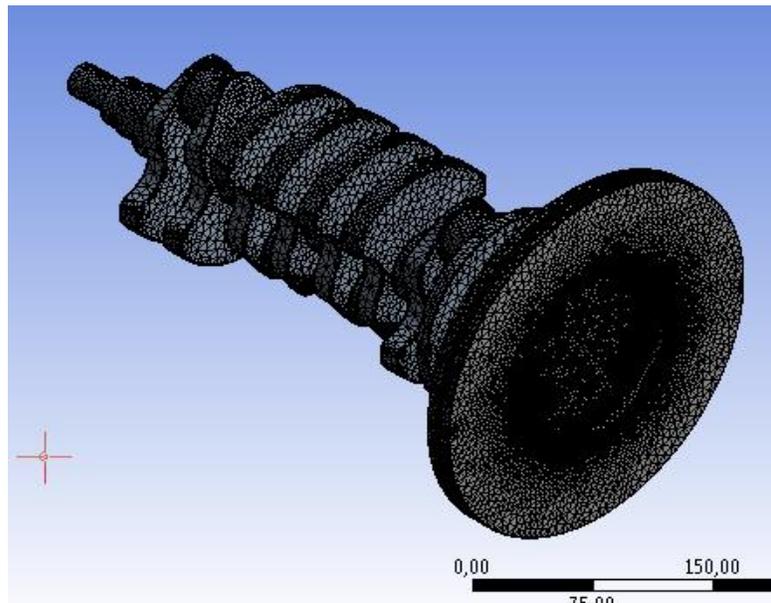


Figura 2. 54: Mallado del volante de inercia y cigüeñal.
Fuente: Autores.

2.5.5.3. Modos de vibración del volante de inercia y el cigüeñal

En la figura 2.55 se indica los seis modos de vibración que se obtuvo del volante de inercia y cigüeñal mediante el módulo “MODAL” del software computacional ANSYS.

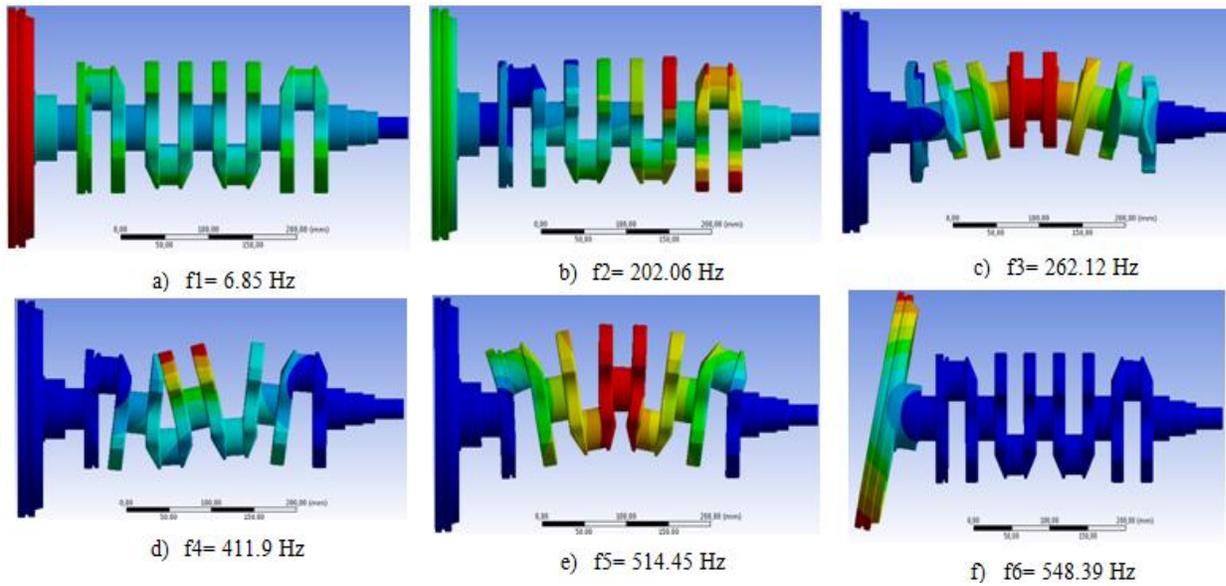


Figura 2. 55: Modos de vibración del volante de inercia y cigüeñal.

Fuente: Autores

CAPÍTULO III: TABULACIÓN Y CLASIFICACIÓN DE RESULTADOS

3.1. Introducción

La clasificación de resultados se realiza para verificar el efecto de la rotación del volante y cigüeñal en la obtención de las frecuencias naturales y para la obtención del mejor punto de prueba.

Los resultados al rotar el cigüeñal se tabularon y clasificaron partiendo desde una posición de cero, noventa, ciento ochenta y doscientos setenta grados, estas posiciones con las del martillo y las del acelerómetro. Entonces se realiza 8 tablas, las primeras cuatro tablas son con la posición A fija del acelerómetro y las otras cuatro con la posición fija B del acelerómetro.

Los valores de frecuencias que se obtuvo mediante FEM, se clasifican en una tabla, para estos posteriormente analizar con respecto a las frecuencias obtenidas mediante el EMA.

3.2. Efecto de la posición de los transductores en respuesta a las frecuencias naturales

La clasificación de resultados según las distintas posiciones que pueden adquirir el impacto y la respuesta, se realiza para determinar posteriormente cuál es el efecto que produce en respuesta a las frecuencias naturales.

3.2.1. Frecuencias naturales girando el cigüeñal y volante de inercia suspendidos

A continuación se indican cuatro tablas en las cuales se ve las frecuencias naturales cuando se realiza las pruebas al variar la posición del cigüeñal y volante partiendo desde una posición de cero grados hasta doscientos setenta grados.

3.2.1.1. Frecuencias naturales con el acelerómetro fijo en el punto A

3.2.1.1.1. Resultados a cero grados

En la tabla 3.1 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal a cero grados, el acelerómetro fijo en el punto A y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.1: Frecuencias naturales a cero grados, el acelerómetro fijo en el punto A
Fuente: Autores

PRUEBAS A CERO GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (A))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1A0	6,6321	197,8985	-	394,4649	-	-
1A0	6,4045	197,8372	-	394,4092	-	-
1A0	6,4028	197,675	-	393,6974	-	-
2A0	6,6167	197,8289	-	395,7275	-	-
2A0	6,4873	197,874	-	395,775	-	-
2A0	6,6983	197,8143	-	394,4329	-	-
3A0	6,2354	197,8263	-	394,4163	-	-
3A0	6,4763	197,8332	-	394,4156	-	-
3A0	6,4873	197,8895	-	394,4264	-	-
4A0	6,4364	197,807	-	394,5763	-	-
4A0	6,6874	197,865	-	394,5321	-	-
4A0	6,4364	197,803	-	394,8602	-	-
5A0	6,4861	197,8883	-	394,5236	-	-
5A0	6,6094	197,8202	-	394,7548	-	-
5A0	6,6847	197,886	-	395,8702	-	-
6A0	6,4032	197,8243	-	394,4254	-	-
6A0	6,2783	197,8704	-	394,2083	-	-
6A0	6,3273	197,885	-	394,7204	-	-

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.1.



Figura 3.1: Cigüeñal y volante a cero grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

3.2.1.1.2. Resultados a noventa grados

En la tabla 3.2 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto A y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.2: Frecuencias naturales a noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto A
Fuente: Autores

PRUEBAS A NOVENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (A))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1A90	6,8453	-	250,2845	-	-	-
1A90	6,1645	-	250,293	-	-	-
1A90	6,3735	-	250,8023	-	-	-
2A90	6,2183	-	250,7031	-	-	541,7463
2A90	6,6985	-	250,7045	-	-	540,5934

2A90	6,3846	-	250,784	-	-	539,9461
3A90	6,5137	-	250,2032	-	500,3756	540,6071
3A90	6,6847	-	250,8202	-	500,3034	540,6214
3A90	6,6847	-	250,8312	-	500,3219	540,6043
4A90	6,6352	-	250,7248	-	502,5493	541,509
4A90	6,6987	-	250,7254	-	501,798	541,5511
4A90	6,5374	-	250,749	-	500,0452	540,6401
5A90	6,7842	-	250,7153	-	-	-
5A90	6,1274	-	250,7903	-	-	-
5A90	6,4968	-	250,7264	-	-	-
6A90	6,2538	-	250,7602	-	502,2762	540,8034
6A90	6,7852	-	250,6383	-	500,695	540,9012
6A90	6,6094	-	250,7274	-	501,6043	540,4032

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.2.



Figura 3.2: Cigüeñal y volante a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

3.2.1.1.3. Resultados a ciento ochenta grados

En la tabla 3.3 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.3: Frecuencias naturales a ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A**Fuente:** Autores

PRUEBAS A CIENTO OCHENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (A))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1A180	6,6793	197,8804	-	394,4264	-	-
1A180	6,5639	197,8264	-	394,5763	-	-
1A180	6,7352	197,804	-	394,5321	-	-
2A180	6,3975	197,816	-	-	-	-
2A180	6,8762	197,8274	-	-	-	-
2A180	6,274	197,8902	-	-	-	-
3A180	6,4328	197,826	-	394,8275	-	534,0345
3A180	6,6082	197,804	-	395,075	-	535,3745
3A180	6,6385	197,8254	-	394,7702	-	534,9032
4A180	6,4873	197,8719	254,2429	394,4254	-	535,1121
4A180	6,3749	197,8274	254,8038	394,2083	-	533,9201
4A180	6,4263	197,8084	254,2103	394,7204	-	533,8412
5A180	6,1283	197,863	256,459	394,5236	-	-
5A180	6,3384	197,8428	255,7382	394,7548	-	-
5A180	6,1594	197,8264	254,7843	395,0702	-	-
6A180	6,6982	197,8074	-	394,4649	-	-
6A180	6,687	197,8054	-	394,4092	-	-
6A180	6,3364	197,8274	-	394,6974	-	-

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.3.



Figura 3.3: Cigüeñal y volante a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

3.2.1.1.4. Resultados a doscientos setenta grados

En la tabla 3.4 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.4: Frecuencias naturales a doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto A.
Fuente: Autores

PRUEBAS A DOSCIENTOS SETENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (A))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1A270	6,1987	200,697	250,8593	-	-	539,397
1A270	6,6874	200,8305	250,6094	-	-	539,144
1A270	6,298	200,6204	250,8233	-	-	538,5303
2A270	6,2763	-	250,7063	-	-	540,62011
2A270	6,427	-	250,7085	-	-	540,102
2A270	6,402	-	250,7534	-	-	540,6341
3A270	6,2648	-	250,8972	-	-	538,1024
3A270	6,2209	-	250,8985	-	-	539,1045

3A270	6,645	-	250,821	-	-	540,1086
4A270	6,702	-	250,6905	-	-	539,4231
4A270	6,4173	-	250,7735	-	-	539,4256
4A270	6,433	-	250,7435	-	-	539,5902
5A270	6,2375	-	250,6296	-	-	-
5A270	6,2362	-	250,773	-	-	-
5A270	6,1275	-	250,7027	-	-	-
6A270	6,1745	-	250,623	-	492,3604	539,3074
6A270	6,4375	-	250,886	-	492,1023	539,1012
6A270	6,498	-	250,6021	-	493,6021	540,2364

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.4.



Figura 3.4: Cigüeñal y volante a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

3.2.1.2. Frecuencias naturales con el acelerómetro fijo en el punto B

3.2.1.2.1. Resultados a cero grados

En la tabla 3.5 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de cero grados, el acelerómetro fijo en el punto B y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.5: Frecuencias naturales a cero grados, el acelerómetro fijo en el punto B**Fuente:** Autores

PRUEBAS A CERO GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (B))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1B0	6,889	199,6348	-	394,4163	-	-
1B0	6,8204	200,1037	-	394,4156	-	-
1B0	6,8802	200,004	-	394,4264	-	-
2B0	6,8032	199,9475	-	394,5763	-	-
2B0	6,812	200,9032	-	394,4156	-	-
2B0	6,822	200,5124	-	394,4264	-	-
3B0	6,8301	200,7034	-	394,5763	-	-
3B0	6,807	200,5521	-	394,6974	-	-
3B0	6,88	200,7904	-	394,5763	-	-
4B0	6,8112	203,6342	-	394,5321	-	534,1
4B0	6,8234	200,9502	-	394,8602	-	534,1
4B0	6,8123	200,2531	-	394,5763	-	534,5
5B0	6,837	200,8034	-	394,4156	-	-
5B0	6,828	200,3045	-	394,4264	-	-
5B0	6,823	200,9947	-	394,5763	-	-
6B0	6,8011	199,9342	-	393,6974	-	-
6B0	6,8021	199,9056	-	394,5763	-	-
6B0	6,803	199,7254	-	394,5321	-	-

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.5.



Figura 3.5: Cigüeñal y volante a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

3.2.1.2.2. Resultados a noventa grados

En la tabla 3.6 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto B y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.6: Frecuencias naturales a noventa grados, el acelerómetro fijo en el punto B

Fuente: Autores

PRUEBAS A NOVENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (B))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1B90	6,6649	-	254,5984	-	-	532,8451
1B90	6,8072	-	254,4567	-	-	532,8352
1B90	6,829	-	254,463	-	-	532,8345
2B90	6,7264	-	254,5979	-	-	532,8846
2B90	6,8121	-	254,5762	-	-	532,8234
2B90	6,8195	-	254,7125	-	-	532,8352
3B90	6,4713	-	-	-	-	532,8326
3B90	6,4093	-	-	-	-	532,1342

3B90	6,5048	-	-	-	-	533,9984
4B90	6,6854	-	254,5834	-	-	532,8034
4B90	6,834	-	254,9957	-	-	532,7047
4B90	6,4291	-	254,2438	-	-	532,4846
5B90	6,8724	-	254,5432	-	-	532,7847
5B90	6,8312	-	254,5426	-	-	532,8736
5B90	6,6932	-	254,8674	-	-	532,8733
6B90	6,886	-	254,8657	-	-	533,7352
6B90	6,821	-	253,9034	-	-	532,1235
6B90	6,5023	-	254,664	-	-	532,935

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.6.



Figura 3. 6: Cigüeñal y volante a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.
Fuente: Autores

3.2.1.2.3. Resultados a ciento ochenta grados

En la tabla 3.7 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de a ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.7: Frecuencias naturales a ciento ochenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B

Fuente: Autores

PRUEBAS A CIENTO OCHENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (B))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1B180	6,3547	200,8754	-	394,4649	-	-
1B180	6,4602	200,7583	-	394,4092	-	-
1B180	6,2948	200,4856	-	393,6974	-	-
2B180	6,046	200,3762	-	395,7275	-	-
2B180	6,0234	200,3953	-	395,775	-	-
2B180	6,3274	200,4632	-	394,4329	-	-
3B180	6,2034	-	-	394,4163	-	-
3B180	6,3529	-	-	394,4156	-	-
3B180	6,3024	-	-	394,4264	-	-
4B180	6,427	200,4847	-	394,5763	-	-
4B180	6,213	200,8058	-	394,5321	-	-
4B180	6,4052	200,1432	-	394,8602	-	-
5B180	6,354	201,7843	-	394,5236	-	-
5B180	6,5032	200,6241	-	394,7548	-	-
5B180	6,2034	200,1905	-	395,8702	-	-
6B180	6,6048	200,6056	-	394,4254	-	-
6B180	6,294	200,5362	-	394,2083	-	-
6B180	6,4032	200,3243	-	394,7204	-	-

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.7.



Figura 3.7: Cigüeñal y volante a doscientos ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

3.2.1.2.4. Resultados a doscientos setenta grados

En la tabla 3.8 se tienen los valores de las frecuencias naturales con el volante y el cigüeñal con un giro de doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B y los seis puntos de impacto correspondientes.

Tabla 3.8: Frecuencias naturales a doscientos setenta grados, el acelerómetro fijo en el punto B.

Fuente: Autores

PRUEBAS A DOSCIENTOS SETENTA GRADOS						
(ACELERÓMETRO EN EL PUNTO (B))						
PUNTOS DE OBTENCIÓN DE DATOS	FRECUENCIAS					
	F 1	F2	F3	F4	F5	F6
1B270	6,8849	-	254,3567	-	-	532,6542
1B270	6,8023	-	254,5095	-	-	532,1465
1B270	6,8034	-	254,7904	-	-	532,5463
2B270	6,8834	-	254,9572	-	-	532,8785
2B270	6,8342	-	254,3043	-	-	533,4749
2B270	6,821	-	254,3032	-	-	532,2748
3B270	6,6223	-	254,7451	-	-	532,6527
3B270	6,8934	-	254,6944	-	-	532,5038

3B270	6,9045	-	254,3321	-	-	532,2743
4B270	6,7745	-	254,3459	-	-	532,2734
4B270	6,7285	-	254,4345	-	-	532,7362
4B270	6,8843	-	254,4365	-	-	532,8948
5B270	7,0749	-	254,5847	-	-	532,5083
5B270	7,0756	-	254,474	-	-	532,5026
5B270	6,7126	-	254,9032	-	-	533,4037
6B270	6,5352	-	254,421	-	-	532,2738
6B270	6,7351	-	254,4542	-	-	533,5034
6B270	6,8245	-	254,9112	-	-	533,5027

Un ejemplo de la configuración para la obtención de la señal se muestra en la figura 3.8.



Figura 3.8: Cigüeñal y volante a doscientos setenta con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

3.3. Modos de vibración del volante de inercia y cigüeñal en ANSYS

En la tabla 3.9 Se indican los modos de vibración del volante de inercia y cigüeñal, en esta se indican los valores de las frecuencias naturales a las cuales se generan los modos de vibración.

Tabla 3.9: Modos de vibración

Fuente: Autores

Modos	Frecuencia (Hz)
1	6.85
2	202.06
3	262.12
4	411.9
5	514.45
6	548.39

CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Introducción

En este capítulo se realiza el análisis de resultados obtenidos y clasificados en el capítulo 3, para esto se usa el programa estadístico Minitab, mediante este programa se utiliza el análisis de varianza ANOVA.

Con el ANOVA un solo factor se verifica mediante el valor p , con el que se determina si existe diferencia entre los valores de las seis primeras frecuencias naturales a los distintos grados, puntos de impacto y respuesta. Con el gráfico de cajas se verifica el comportamiento de las medias de las frecuencias naturales.

Se realiza el análisis ANOVA un solo factor en la posición fija A del acelerómetro a cero grados en los seis puntos de impacto a las frecuencias uno, dos y cuatro. En 90 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, tres, cinco y seis. En 180 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, dos, tres, cuatro y seis. En 270 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, tres y seis. Las frecuencias faltantes no se muestran ya que no existe excitación de los modos en esos puntos.

Se realiza el análisis ANOVA un solo factor en la posición fija B del acelerómetro a cero grados en los seis puntos de impacto a las frecuencias uno, dos y cuatro. En 90 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, tres y seis. En 180 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, dos y cuatro. En 270 grados se realiza el análisis a las frecuencias uno, tres y seis. Las frecuencias faltantes no se muestran ya que no existe excitación de los modos en esos puntos.

4.2. ANOVA para el diseño completamente al azar (DCA)

ANOVA es la técnica central en el análisis de datos experimentales. La idea general de esta técnica es separar la variación total en las partes con las que contribuye cada fuente de variación en el experimento. En el caso del DCA se separan la variabilidad debida a los tratamientos y la debida al error. Cuando la primera predomina “claramente” sobre la segunda, es cuando se concluye que los tratamientos tienen efecto (figura 3.1b), o dicho de otra manera, las medias son diferentes. Cuando los tratamientos no dominan contribuyen igual o menos que el error, por lo que se concluye que las medias son iguales, en la figura 4.1 se indica cuando hay efecto de tratamiento y en qué caso no existe efecto de tratamiento.

El DCA y ANOVA sirve en la determinación de diferencias significativas entre los valores de las frecuencias naturales entre las tres replicas que se realiza para cada punto del acelerómetro y las seis posiciones de impacto del martillo a un ángulo de giro del volante de inercia y el cigüeñal.

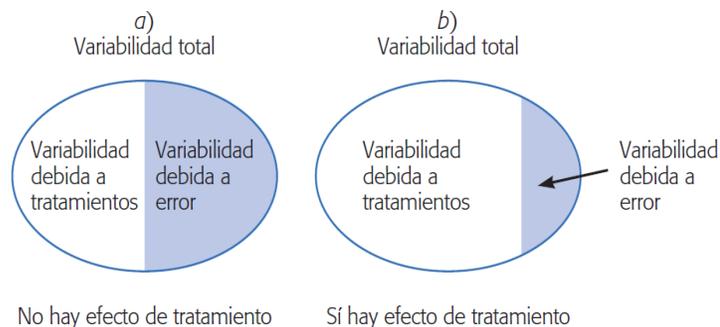


Figura 4.1: Partiendo la variación total en sus componentes en un DCA.
Fuente: [46]

4.3. ANOVA un solo factor

Se utiliza ANOVA un solo factor para determinar si hay diferencia entre las medias de las distintas combinaciones de los dos puntos de referencia del acelerómetro con sus respectivos puntos del martillo de impacto a un ángulo de giro del cigüeñal y volante de inercia respectivo. También se graficaron sus resultados mediante la graficas de caja.

4.3.1. Elección del valor de significancia (α)

El nivel más frecuentemente que se utiliza es 0.05. Con un $\alpha = 0.05$, sus posibilidades de encontrar un efecto que realmente no existe es de sólo 5%. En la mayoría de las situaciones, esta probabilidad de error se considera aceptable. [46]

4.3.2. Planteamiento de una hipótesis estadística

Una hipótesis estadística es una afirmación sobre los valores de los parámetros de una población o proceso, que es susceptible de probarse a partir de la información contenida en una muestra representativa que es obtenida de la población. Existen dos tipos de hipótesis la una es hipótesis nula (H_0) y la otra es una hipótesis alternativa (H_A).

Para nuestro análisis de resultados se utiliza la hipótesis nula, con $\alpha = 0.05$, la hipótesis nula es verdadera cuando el valor p el cual es la significancia calculada es mayor a la significancia dada de 0.05. Cuando se cumple la hipótesis nula quiere decir que todas las medias son iguales o no son significativamente diferentes, caso contrario cuando el valor p es menor o igual a α se rechaza la H_0 y se aplica una H_A que quiere decir que una media o todas las medias de las muestras son diferentes.

Si los resultados del análisis ANOVA indican que existen diferencias significativas, se procedería a revisar las estadísticas individuales y los intervalos de confianza para obtener más información sobre las diferencias.

4.3.3. Gráficas de caja

Las gráficas de caja, indican las siguientes propiedades de los datos para cada uno de los niveles:

- Forma: La caja representa el 50% central de los datos. La línea que atraviesa la caja representa la mediana, es el punto medio de su conjunto de datos. La mitad de los

valores en un conjunto de datos es inferior que o igual a la mediana y la otra mitad es mayor que o igual a ésta. Las líneas (bigotes) que se extienden desde la caja representan el 25% superior e inferior de los datos (sin incluir valores atípicos). Los valores atípicos se representan con asteriscos (*), es una observación inusualmente grande o pequeña.

- Medias. El símbolo en cada gráfica representa la media de la muestra.

En la figura 4.2 se indica las partes que la conforman: rectángulo, la "caja", y dos líneas, los "bigotes". Es un gráfico que suministra información sobre los valores mínimo y máximo, los cuartiles Q1, Q2 o mediana y Q3.

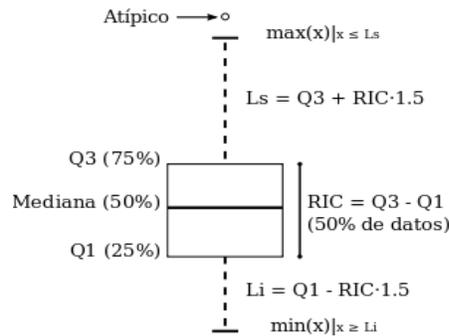


Figura 4.2: Partes de las graficas de caja.
Fuente: [51]

4.4. Análisis de respuestas a las frecuencias naturales con respecto a la posición del acelerómetro en el punto A y giro graduado del cigüeñal y volante de inercia

4.4.1. Análisis del valor de respuesta experimental a la primera frecuencia (F1)

4.4.1.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.3 y tabla 4.1 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

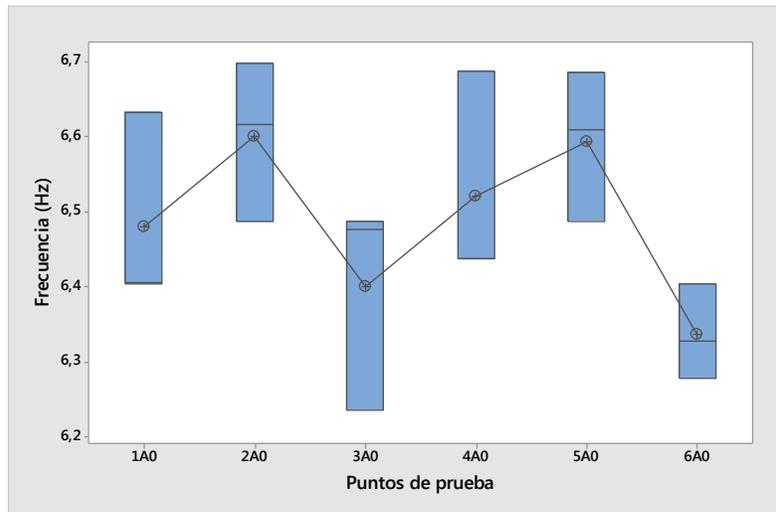


Figura 4.3: Gráficas de caja de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.1: ANOVA de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1672	0,03345	2,39	0,100
Error	12	0,1680	0,01400		
Total	17	0,3352			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.1 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.1.2. Análisis a noventa grados

En la figura 4.4 y tabla 4.2 se muestran los resultados que se obtuvieron del ANOVA de la primera frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

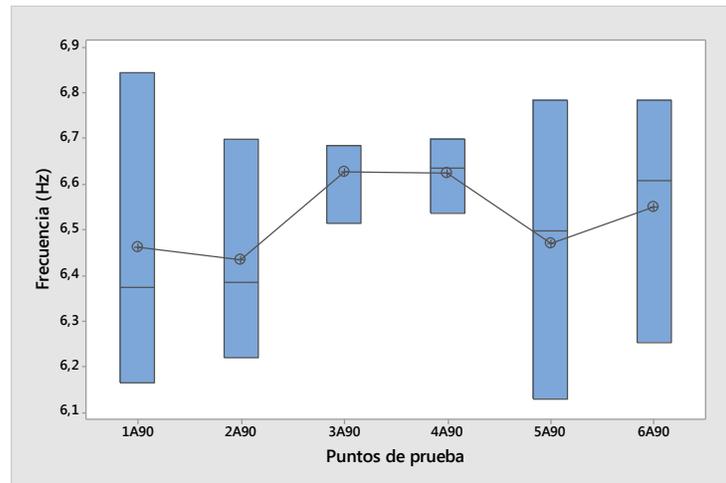


Figura 4.4: Gráficas de caja de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.2: ANOVA de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1090	0,02181	0,35	0,876
Error	12	0,7583	0,06319		
Total	17	0,8673			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.876 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.1.3. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.5 y tabla 4.3 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

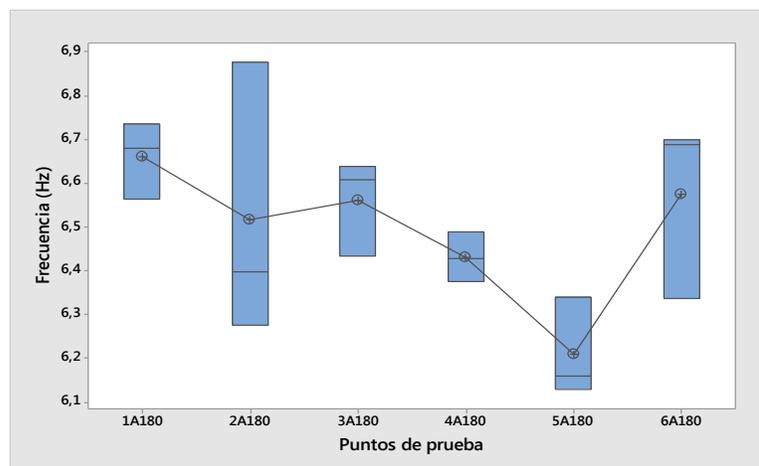


Figura 4.5: Gráficas de caja de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.3: ANOVA de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,3722	0,07445	2,49	0,091
Error	12	0,3590	0,02991		
Total	17	0,7312			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.091 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.1.4. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.6 y tabla 4.6 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

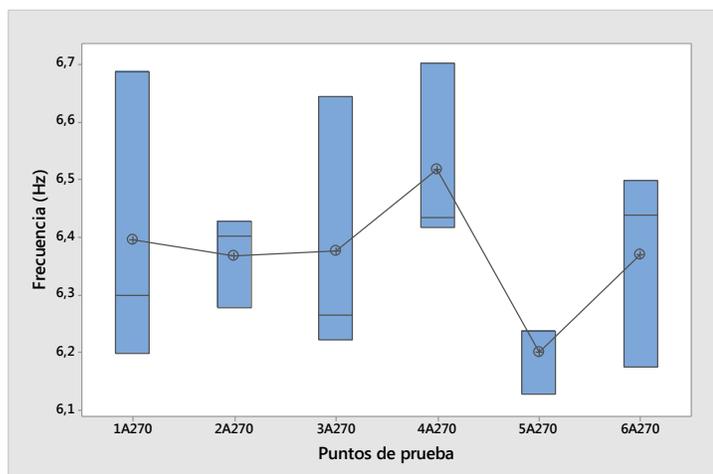


Figura 4.6: Gráficas de caja de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.4: ANOVA de F1 a doscientos grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1535	0,03069	0,99	0,466
Error	12	0,3736	0,03113		
Total	17	0,5271			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.466 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.2. Análisis del valor de respuesta experimental a la segunda frecuencia (F2)

4.4.2.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.7 y tabla 4.5 se muestran los resultados que se obtuvieron del ANOVA de la segunda frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

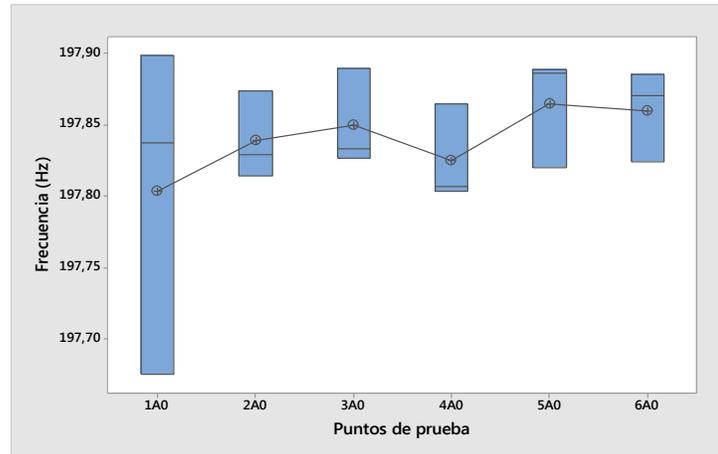


Figura 4.7: Gráficas de caja de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.5: ANOVA de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,007976	0,001595	0,50	0,772
Error	12	0,038420	0,003202		
Total	17	0,046396			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la segunda frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.772 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.2.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.8 y tabla 4.6 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la segunda frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

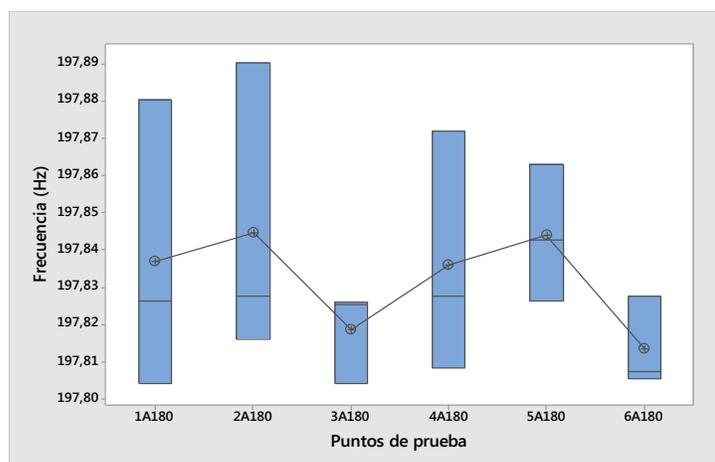


Figura 4.8: Gráficas de caja de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.6: ANOVA de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,002613	0,000523	0,65	0,669
Error	12	0,009685	0,000807		
Total	17	0,012298			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la segunda frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.669 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.3. Análisis del valor de respuesta experimental a la tercera frecuencia (F3)

4.4.3.1. Análisis a noventa grados

En la figura 4.9 y tabla 4.7 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la tercera frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

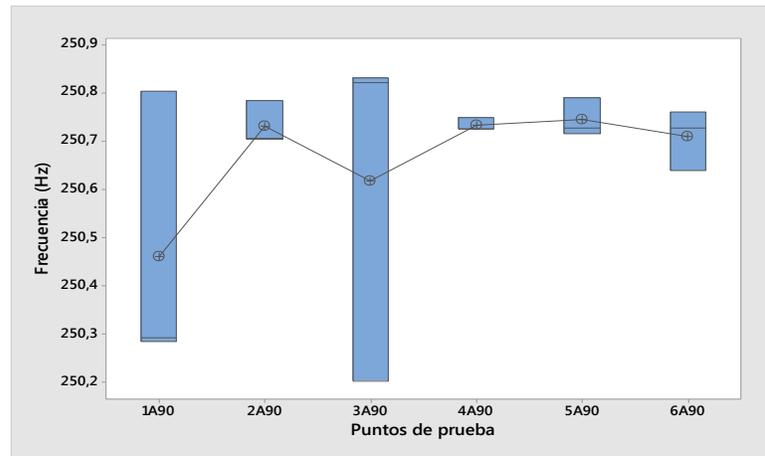


Figura 4.9: Gráficas de caja de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.7: ANOVA de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1839	0,03679	0,98	0,468
Error	12	0,4502	0,03751		
Total	17	0,6341			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la tercera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.468 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.3.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.10 y tabla 4.8 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la tercera frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

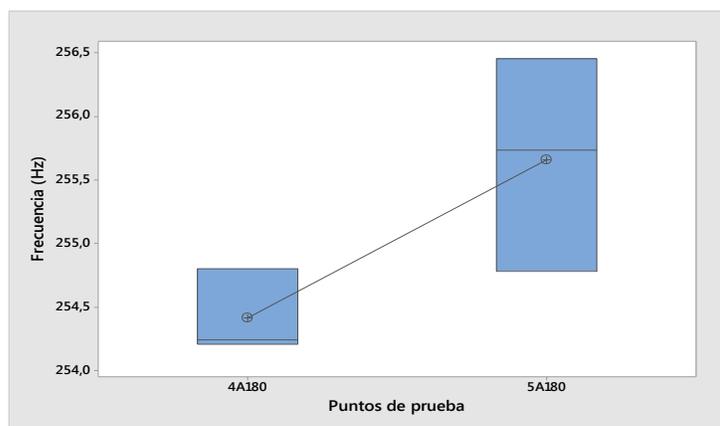


Figura 4.10: Gráficas de caja F3 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.8: ANOVA de F3 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	1	2,312	2,3120	5,66	0,076
Error	4	1,634	0,4085		
Total	5	3,946			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la tercera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.076 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.3.3. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.11 y tabla 4.9 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la tercera frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

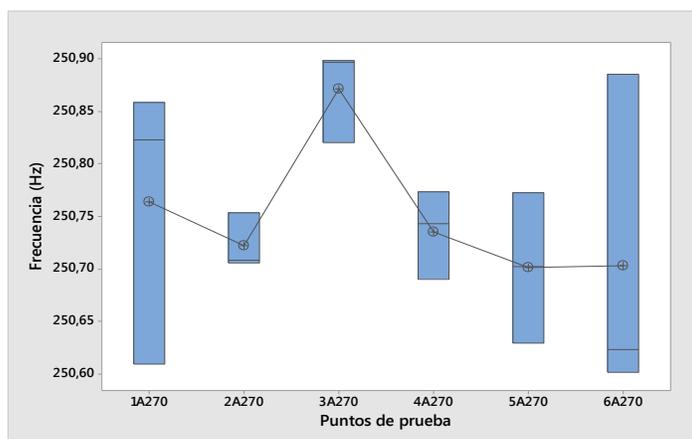


Figura 4.11: Gráficas de caja de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.9: ANOVA de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,06165	0,012331	1,40	0,292
Error	12	0,10574	0,008811		
Total	17	0,16739			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la tercera frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.292 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.4. Análisis del valor de respuesta experimental a la cuarta frecuencia (F4)

4.4.4.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.12 y tabla 4.10 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la cuarta frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

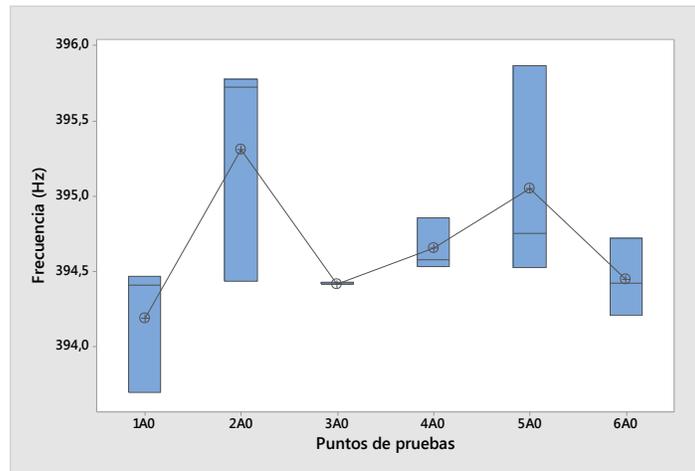


Figura 4.12: Gráficas de caja de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.10: ANOVA de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	2,688	0,5376	2,34	0,106
Error	12	2,759	0,2299		
Total	17	5,447			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la cuarta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.106 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.4.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.13 y tabla 4.11 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la cuarta frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

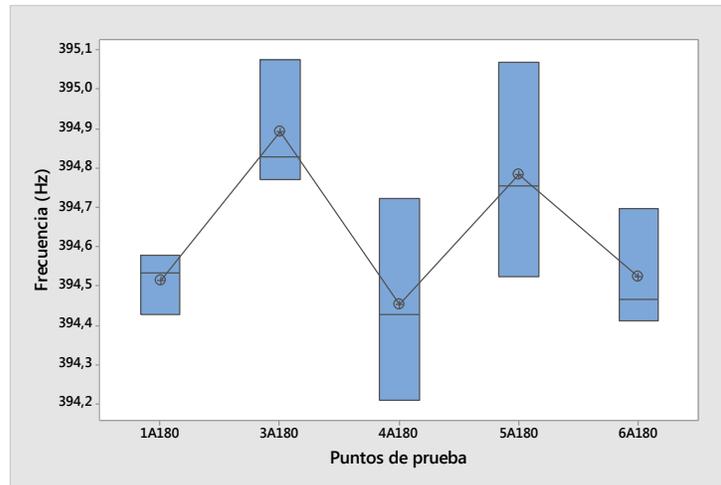


Figura 4.13: Gráficas de caja de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.11: ANOVA de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	4	0,4458	0,11146	2,583	0,083
Error	10	0,3938	0,03938		
Total	14	0,8396			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la cuarta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.083 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.5. Análisis del valor de respuesta experimental a la quinta frecuencia (F5)

4.4.5.1. Análisis a noventa grados

En la figura 4.14 y tabla 4.12 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la quinta frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

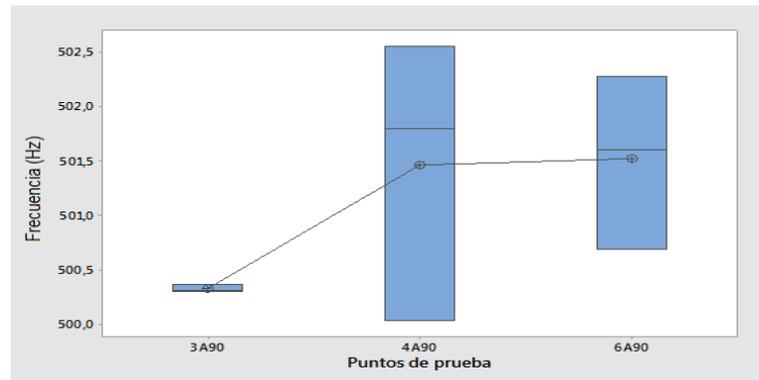


Figura 4.14: Gráficas de caja de F5 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.12: ANOVA de F5 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	2	2,702	1,3508	1,78	0,248
Error	6	4,565	0,7608		
Total	8	7,266			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la quinta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.248 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.6. Análisis del valor de respuesta experimental a la sexta frecuencia (F6)

4.4.6.1. Análisis a noventa grados

En la figura 4.15 y tabla 4.13 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la sexta frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

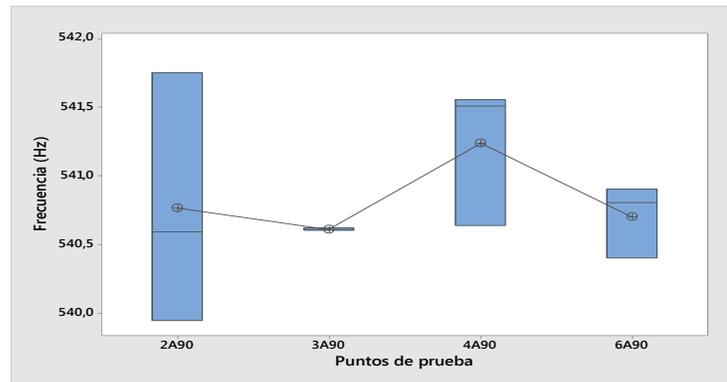


Figura 4.15: Gráficas de caja de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.13: ANOVA de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	3	0,6947	0,2316	0,79	0,530
Error	8	2,3313	0,2914		
Total	11	3,0259			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la sexta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.53 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.6.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.16 y tabla 4.14 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la sexta frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.

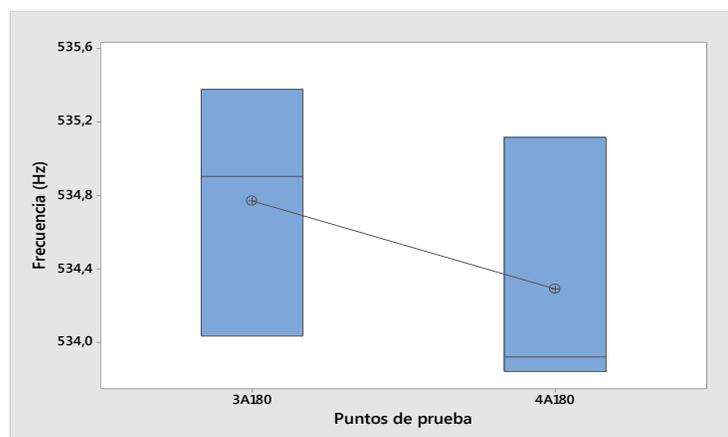


Figura 4.16: Gráficas de caja de F6 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Tabla 4.14: ANOVA de F6 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto A.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	1	0,3450	0,3450	0,71	0,446
Error	4	1,9382	0,4846		
Total	5	2,2832			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la sexta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.446 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.4.6.3. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.17 y tabla 4.15 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la sexta frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

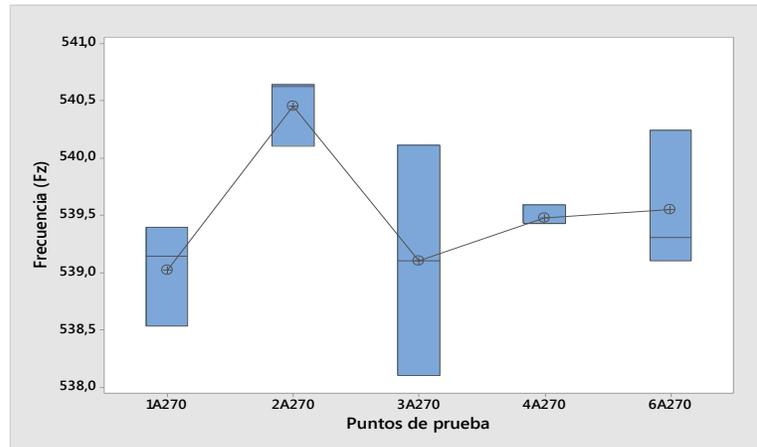


Figura 4.17: Gráficas de caja de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Tabla 4.15: ANOVA de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto A.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	4	3,869	0,9671	2,89	0,079
Error	10	3,343	0,3343		
Total	14	7,212			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la sexta frecuencia con el acelerómetro en el punto A y con el cigüeñal y volante a doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.079 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5. Análisis de respuestas a las frecuencias naturales con respecto a la posición del acelerómetro en el punto B y giro graduado del cigüeñal y volante de inercia

4.5.1. Análisis del valor de respuesta experimental a la primera frecuencia (F1)

4.5.1.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.18 y tabla 4.16 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

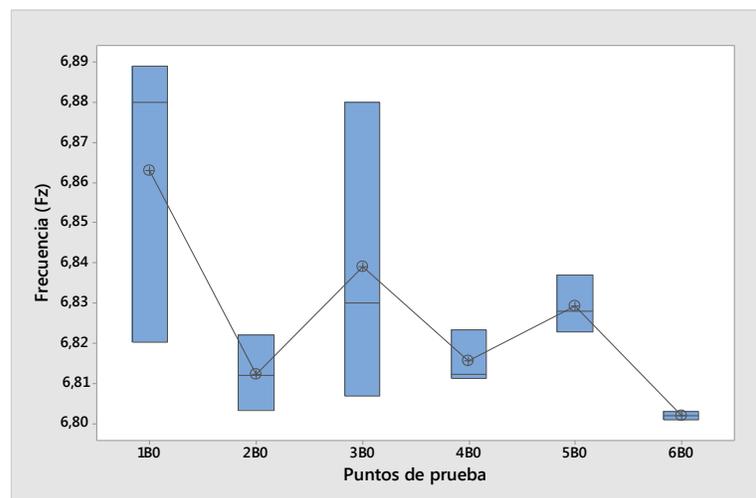


Figura 4.18: Gráficas de caja de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.16: ANOVA de F1 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,007274	0,001455	2,94	0,059
Error	12	0,005941	0,000495		
Total	17	0,013215			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.059 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.1.2. Análisis a noventa grados

En la figura 4.19 y tabla 4.17 se muestran los resultados que se obtuvieron del ANOVA de la primera frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

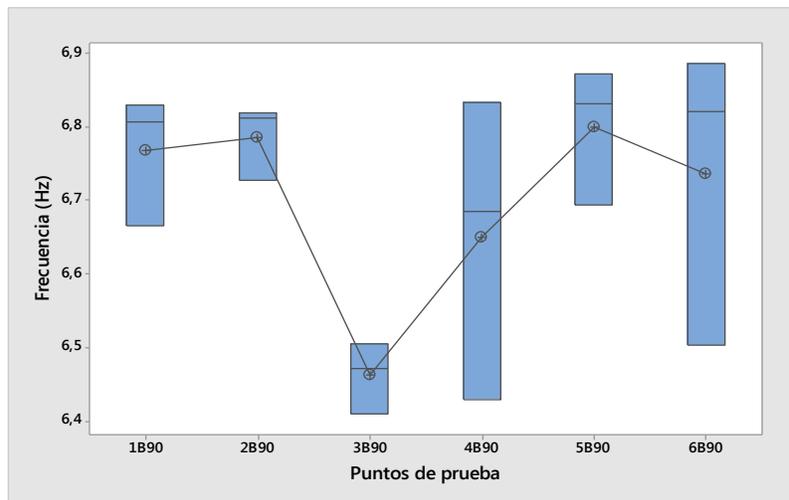


Figura 4.19: Gráficas de caja de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.
Fuente: Autores

Tabla 4.17: ANOVA de F1 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.
Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,2469	0,04938	2,80	0,067
Error	12	0,2118	0,01765		
Total	17	0,4587			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.067 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.1.3. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.20 y tabla 4.18 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

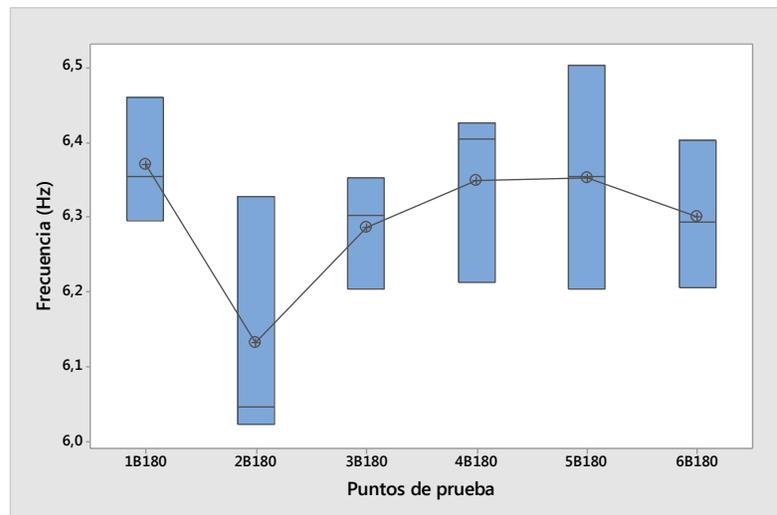


Figura 4.20: Gráficas de caja de la F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Tabla 4.18: ANOVA de F1 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1152	0,02304	1,58	0,240
Error	12	0,1754	0,01462		
Total	17	0,2906			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.24 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.1.4. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.21 y tabla 4.19 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la primera frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

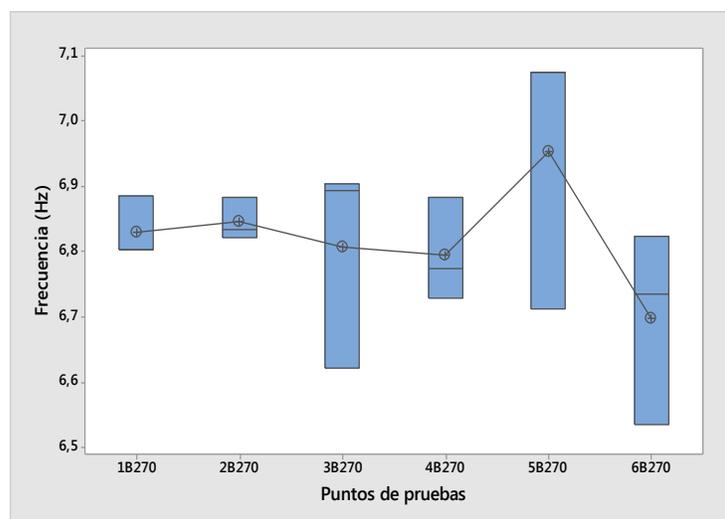


Figura 4.21: Gráficas de caja de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Tabla 4.19: ANOVA de F1 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1032	0,02064	1,23	0,356
Error	12	0,2021	0,01684		
Total	17	0,3053			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la primera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.356 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.2. Análisis del valor de respuesta experimental a la segunda frecuencia (F2)

4.5.2.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.22 y tabla 4.20 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la segunda frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

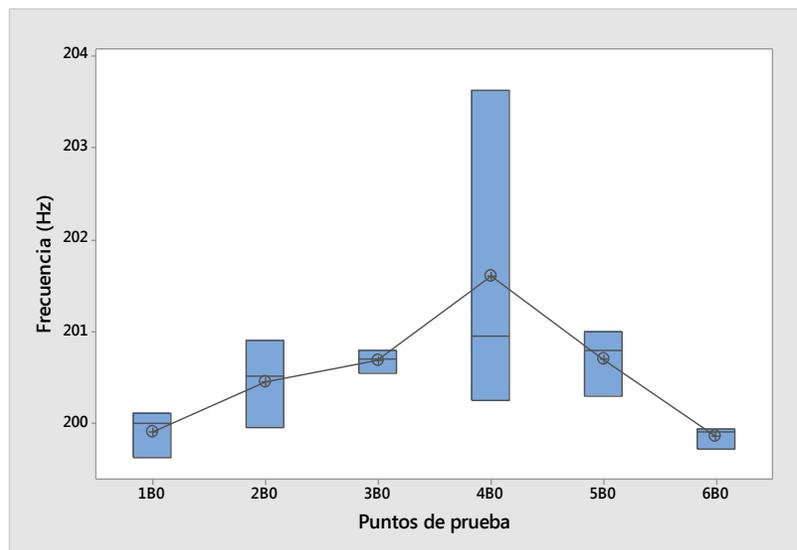


Figura 4.22: Gráficas de caja de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.20: ANOVA de F2 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	6,193	1,2386	2,05	0,144
Error	12	7,266	0,6055		
Total	17	13,459			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la segunda frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.144 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.2.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.23 y tabla 4.21 se muestran los resultados que se obtuvieron del ANOVA de la segunda frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

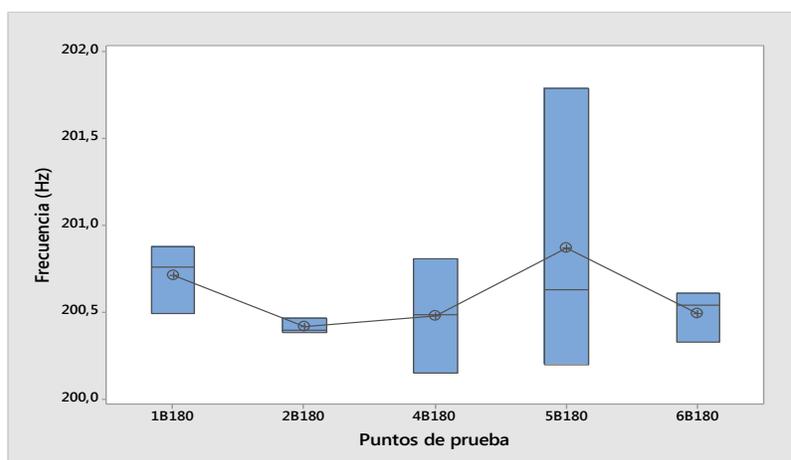


Figura 4.23: Gráficas de caja de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.21: ANOVA de F2 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	4	0,4337	0,1084	0,64	0,648
Error	10	1,7048	0,1705		
Total	14	2,1385			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la segunda frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.648 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.3. Análisis del valor de respuesta experimental a la tercera frecuencia (F3)

4.5.3.1. Análisis a noventa grados

En la figura 4.24 y tabla 4.22 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la tercera frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

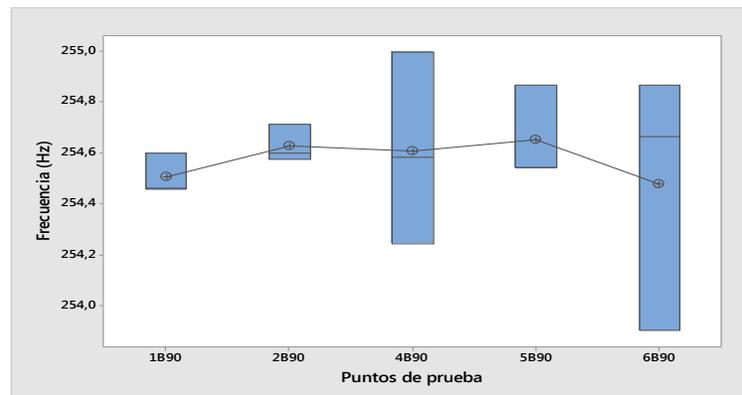


Figura 4.24: Gráficas de caja de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Tabla 4.22: ANOVA de F3 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	4	0,07192	0,01798	0,20	0,932
Error	10	0,89237	0,08924		
Total	14	0,96430			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a latercera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volantea noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.932 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.3.2. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.25 y tabla 4.23 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la tercera frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

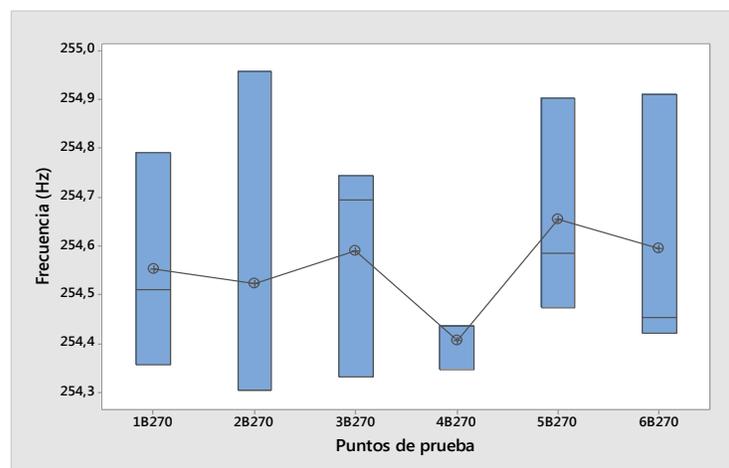


Figura 4.25: Gráficas de caja de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Tabla 4.23: ANOVA de F3 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1083	0,02167	0,35	0,871
Error	12	0,7377	0,06147		
Total	17	0,8460			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a latercera frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volantea doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.871 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.4. Análisis del valor de respuesta experimental a la cuarta frecuencia (F4)

4.5.4.1. Análisis a cero grados

En la figura 4.26 y tabla 4.24 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la cuarta frecuencia a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

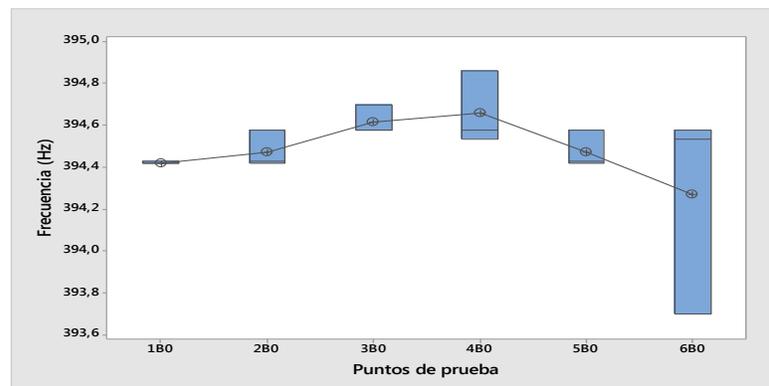


Figura 4.26: Gráficas de caja de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.24: ANOVA de F4 a cero grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,2942	0,05884	1,18	0,372
Error	12	0,5959	0,04966		
Total	17	0,8901			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la cuarta frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a cero grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.372 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.4.2. Análisis a ciento ochenta grados

En la figura 4.27 y tabla 4.25 se muestran los resultados que se obtuvieron del ANOVA de la cuarta frecuencia a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

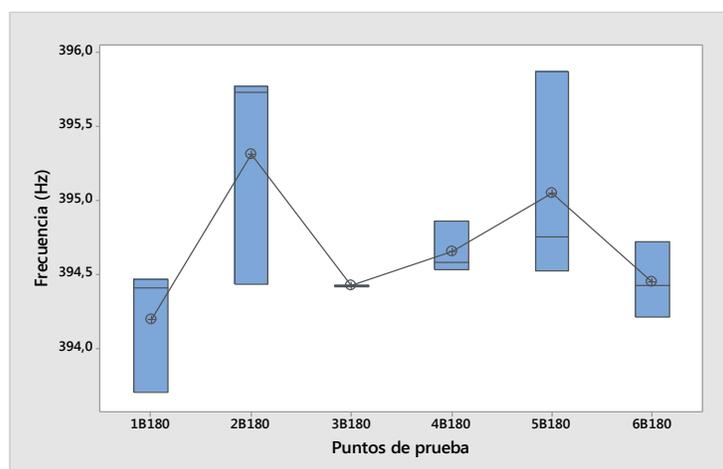


Figura 4.27: Gráficas de caja de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Tabla 4.25: ANOVA de F4 a ciento ochenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores.

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	2,688	0,5376	2,34	0,106
Error	12	2,759	0,2299		
Total	17	5,447			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la cuarta frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volantea ciento ochenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.106 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.5. Análisis del valor de respuesta experimental a la sexta frecuencia (F6)

4.5.5.1. Análisis a noventa grados

En la figura 4.28 y tabla 4.26 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la sexta frecuencia a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

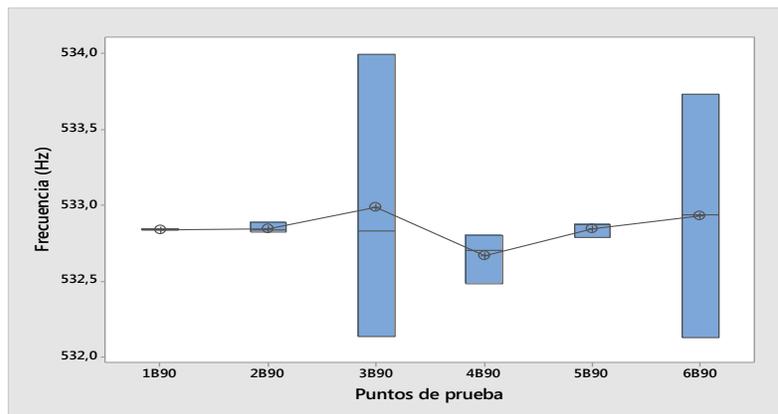


Figura 4.28: Gráficas de caja de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.26: ANOVA de F6 a noventa grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,1812	0,03625	0,14	0,980
Error	12	3,1335	0,26113		
Total	17	3,3148			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la sexta frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a noventa grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.98 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.5.5.2. Análisis a doscientos setenta grados

En la figura 4.29 y tabla 4.27 se muestran los resultados que se obtuvo del ANOVA de la sexta frecuencia a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

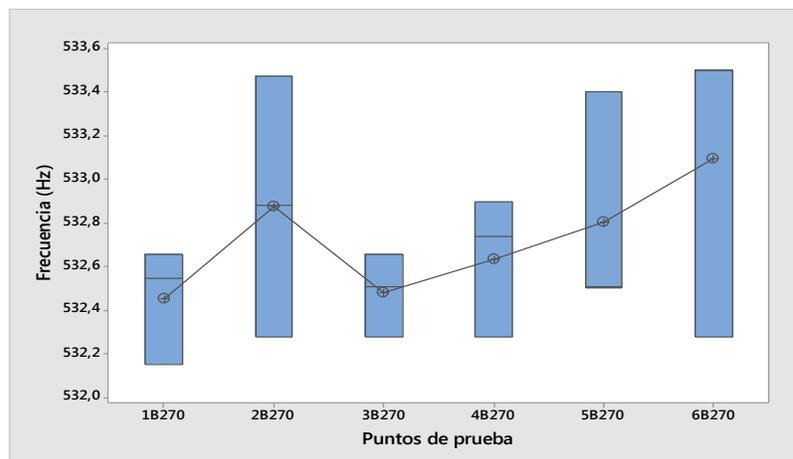


Figura 4.29: Gráficas de caja de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Tabla 4.27: ANOVA de F6 a doscientos setenta grados con el acelerómetro en el punto B.

Fuente: Autores

Análisis de Varianza					
Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
C1	5	0,9320	0,1864	0,83	0,551
Error	12	2,6897	0,2241		
Total	17	3,6216			

Una vez realizado el ANOVA un solo factor, con referencia a la sexta frecuencia con el acelerómetro en el punto B y con el cigüeñal y volante a doscientos setenta grados, el valor p que se obtuvo fue de 0.551 el cual es mayor que el nivel de significancia dado α (alfa) de 0.05, por lo tanto esto indica que se cumple la H_0 con lo que no existe una diferencia significativa entre las medias de las muestras, por lo que determina que los valores de las frecuencias naturales son iguales.

4.6. Selección de los mejores puntos de prueba

Luego de haber verificado mediante ANOVA de un solo factor que las frecuencias naturales no cambian su valor al excitar la estructura en cualquier punto del volante de inercia y el cigüeñal, se procede a la selección de los mejores puntos de excitación para la obtención de sus seis primeras características modales propias de ellas. Se habla de mejores puntos ya que no existe un solo punto que proporcione todas las frecuencias naturales por la que se ha elegido dos.

La identificación de puntos se realiza mediante los datos clasificados en las tablas 3.1 a la 3.8 del capítulo 3, observándose en ella que existen tres únicos puntos (3A90 – 4A90 – 6A90) que excitan la frecuencia 5 los cuales también muestran las frecuencias uno, tres y seis, solamente faltarían las frecuencias dos y cuatro a determinar.

Existen varios puntos que pueden elegirse para las frecuencias faltantes (2 - 4), tanto para la posición A y B del acelerómetro, debido a que las frecuencias son las mismas y se mantienen dentro del rango se selecciona una de ellas para el presente trabajo de investigación.

Entonces, los puntos que se determina para la obtención de las primeras seis frecuencias naturales vienen dadas por los punto 3A90 y el segundo 6B180 las cuales se muestran en las figuras 4.30 - 4.31 y sus valores en la tabla 4.28 respectivamente.

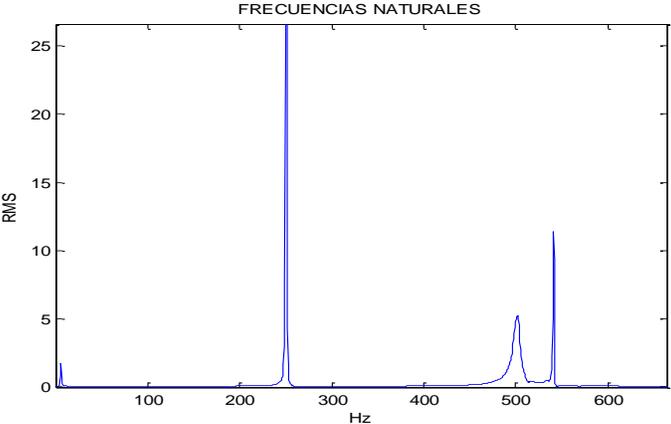


Figura 4.30: Punto 3A90 para obtención de las frecuencias 1-3-5 y 6.
Fuente: Autores

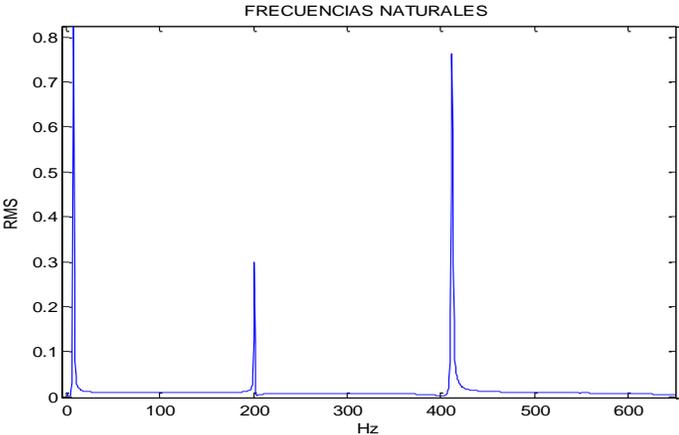


Figura 4.31: Punto 6B180 para obtención de frecuencias 2y 4.
Fuente: Autores

Tabla 4.28: Puntos seleccionados para la obtención de las primeras seis frecuencias naturales.

Fuente: Autores

FRECUENCIAS NATURALES						
PUNTOS	FRECUENCIAS (Hz)					
	F1	F2	F3	F4	F5	F6
3A90	6,6847	-	250,8312	-	500,3219	540,6043
6B180	6,6048	200,6056	-	394,4254	-	-

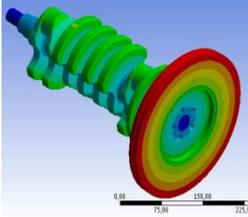
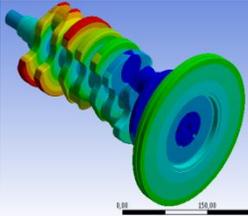
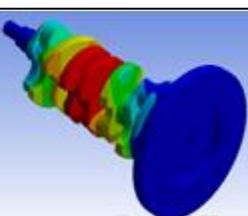
4.7. Análisis de modos de vibración que se obtuvo en ANSYS

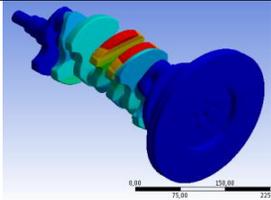
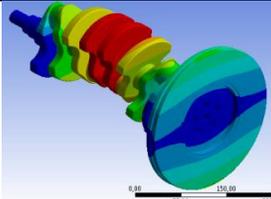
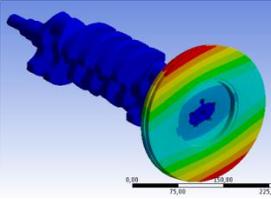
Mediante los modos de vibración que se indica en la figura 2.23, y sus valores se indican en la tabla 3.9 se analiza el comportamiento de los primeros seis modos de vibración en resonancia.

Tabla 4.29

Tabla 4.29: Análisis de los modos de vibración

Fuente: Autores

Modos	Frecuencia (Hz)	Descripción del modo	Gráfica del modo de vibración
1	6.85	Modo torsional del volante de inercia alrededor del eje X	
2	202.06	Modo torsional del cigüeñal alrededor del eje X	
3	262.12	Deflexión horizontal del cigüeñal en el plano X,Z	

4	411.9	Longitudinal del cigüeñal a lo largo del eje X	
5	514.45	Deflexión vertical del cigüeñal en el plano X,Y	
6	548.39	Longitudinal del volante de inercia a lo largo del eje X	

Las diferentes imágenes de las deformaciones que se generan en los seis modos de vibración, se indican en el **ANEXO B**. En el cual se indican cortes, para tener una clara visualización de la deformación a cada respectivo valor de frecuencia.

4.8. Comparación de la prueba experimental y analítica

En la tabla 4.30 se muestra los resultados obtenidos mediante EMA y mediante FEM, en esta se indica Δ que es la diferencia relativa que existe entre los valores de frecuencias naturales entre los dos métodos.

Tabla 4.30: Frecuencias de ambos métodos AME y MEF

Fuente: Autores

Modo	Frecuencias AME (Hz)	Frecuencias MEF (Hz)	Δ
1	6.6	6.85	3.64%
2	200.60	202.06	0.72%
3	250.83	262.12	4.30%
4	394.42	411.9	4.24%
5	500.32	514.45	2.74%
6	540.60	548.39	1.42%

La diferencia relativa en los resultados de frecuencia que se obtiene por el método de elementos finitos se dan principalmente por la suposición que el material es isotrópico y homogéneo con el fin de obtener deformaciones homogéneas en toda la estructura, además para el análisis se omitieron detalles como son los dientes de engrane del volante, los dientes de la rueda fónica, agujeros de lubricación, y agujeros para el balanceo en el cigüeñal, con el fin de evitar errores en el mallado por su forma compleja, existe así variación en la masa y la rigidez a analizar. El proceso experimental es el más preciso ya que se trabaja con las características propias de los materiales del cigüeñal y volante de inercia para la obtención de datos de frecuencia. El proceso de análisis por elementos finitos sirve para validar los valores de frecuencias naturales que se obtiene por el método experimental verificando que la diferencia relativa no sea superior o igual al 5%.

4.8.1. Análisis modos de vibración 1 y 6

Se considera el análisis simultáneo de estas dos frecuencias naturales ya que afectan al volante de inercia.

La diferencia del valor de la frecuencia 1 entre los métodos no se considera significativa ya que este valor es de 3.64% no mayor al 5%, esta diferencia se da por las consideraciones que se dan al material homogéneo e isotrópico que es una suposición para obtener deformaciones uniformes en toda la estructura.

En la frecuencia 6 la diferencia es de 1.42% entre los dos métodos, esto se da por las razones ya mencionadas en la frecuencia 1 y también se considera la geometría de la pieza ya que para el análisis se omitieron los dientes del volante para evitar errores en el mallado y en los resultados del análisis respectivamente. La disminución de masa afecta directamente a la frecuencia natural.

4.8.2. Análisis modos de vibración 2, 3, 4 y 5.

Se considera analizar las frecuencias 2, 3, 4, y 5 simultáneamente por la razón que afectan directamente al cigüeñal, como se indicó anteriormente las suposiciones y geometría de la estructura utilizados para la obtención de frecuencias no presentan diferencias significativas entre los dos métodos, las máximas diferencias son de 4.30 y 4.24 % (frecuencias tres y cuatro) frecuencias que no sobrepasan el 5%.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

Del volante de inercia y cigüeñal del vehículo Hyundai accent se obtiene 12 frecuencias naturales de las cuales se procede a analizar los modos de vibración de las 6 primeras frecuencias, para esto se considera la velocidad de giro mínima y máxima del cigüeñal y volante de inercia que están entre valores de 800 a 6300 rpm los cuales son valores en Hertz de 13.3 Hz y 105 Hz respectivamente, no se considera las cuatro frecuencias naturales faltantes, dado que son mayores de 540 Hz (sexta frecuencia) que equivale a 32400 rpm, valor que es imposible que llegue el cigüeñal y volante durante su funcionamiento.

Las pruebas para la obtención de las frecuencias naturales o de resonancia se realiza mediante el DCA, para que cada una de las pruebas se realice de forma aleatoria con el fin de que los aspectos ambientales como son el ruido y la temperatura sean equitativos entre los diferentes tratamientos con un número de replicas conveniente para la obtención de una mejor respuesta.

Para realizar el análisis modal experimental se debe considerar que la dirección de impacto del martillo debe tener la misma dirección de la ubicación del acelerómetro para evitar ruidos en las señales. Verificar que las conexiones del acelerómetro y martillo de impacto en el equipo Adash estén correctamente conectados y con cables en perfecto estado.

El ANOVA demuestra que los valores de las frecuencias naturales no son diferentes al variar la posición de impacto, esto se demuestra con el análisis de varianza un solo factor, ya que todos los ANOVA dan un valor p que es mayor al valor designado de significancia α de 0.05 esto demuestra que los valores de las frecuencias naturales son iguales y que no existe diferencias significativas entre estas frecuencias.

Las posiciones que se elijan para los transductores de vibración no alteran las respuestas de las frecuencias de resonancia dentro de la misma estructura, ya que las frecuencias naturales son

únicas y las mismas donde sea que se excite en la estructura lo que varia es únicamente su amplitud por lo cercanas o lejanas que se encuentren los transductores de entrada con respecto al de la salida o por la rigidez del material. Los puntos de impacto no afectan en el valor de la frecuencia natural pero si en el número de las frecuencias que se obtienen ya que existen puntos en la que las vibraciones no son lo suficientemente altas para excitar un modo determinado en ese punto, por lo cual se eligió los dos mejores puntos de impacto donde se obtienen las seis primeras frecuencias, punto 3A90 se excitan cuatro frecuencias y el punto 6B180 las dos frecuencias faltantes.

El método experimental para el análisis modal se torna muy complejo en la obtención de las respuestas por la presencia de ruidos en la señal, para evitar estos ruidos se debe incrementar el tiempo de muestreo es de 1 minuto ya que subir más de este valor se obtienen más números de muestras que luego que luego serán promediadas unas con otras, además, para evitar el ruido se debe tratar que cada impacto de excitación no tenga revotes en la estructura y que sean lo más paralelo a la posición del acelerómetro.

La primera frecuencia natural que se obtiene es de 6.6 Hz y se considera el arranque del vehículo que es de un valor aproximado de 200 rpm esto es 3.3 Hz, como se ve la diferencia entre estos valores es del 100%, por lo que el arranque no se aproxima a la primera frecuencia natural del cigüeñal y volante de inercia por lo que estos elementos a este régimen de giro están libres de resonancia.

Para validar los resultados en el análisis por elementos finitos se procede a realizar la convergencia de los resultados la cual consiste en incrementar el número de elementos tetraédricos frente a una frecuencia de respuesta. La convergencia se da cuando en un punto ya no existe variación significativa en la respuesta dando así por válidos los datos que se obtiene en un análisis por elementos finitos.

5.2. Recomendaciones

En un estudio posterior del análisis de frecuencias por el método experimental se puede usar un acelerómetro tri-axial con el fin de obtener la respuesta directamente en las tres direcciones disminuyendo el tiempo de realización de la prueba.

Para futuras investigaciones relacionados con el tema de frecuencias y vibraciones se podría tener presente los datos de las seis primeras seis frecuencias naturales determinadas en el presente proyecto y generar fallas de funcionamiento del motor como por ejemplo desconectar un inyector o bujía y hacer un diagnostico de la misma si influyera o no al cigüeñal o volante.

Se debe tomar en cuenta que se podría partir de la obtención de las frecuencias naturales y modos de vibración mediante el análisis por medio de elementos finitos y después validar los mismos mediante el análisis experimental.

Las pruebas podría ser realizada mediante el método MIMO (múltiples entradas y múltiples salidas), ubicando en diferentes DOFs varios acelerómetros y excitar la estructura de igual manera en distintos puntos, la función de respuesta de la frecuencia FRF sería una sola ya que todas las señales de salida se promedian y se dividen para el promedio de todas las señales de entrada para obtención de las características inherentes de la estructura.

Para la obtención de las propiedades mecánicas del cigüeñal y volante de inercia si existiera la posibilidad de hacerlo mediante la aplicación de un ensayo de tracción sería una buena opción, ya que la obtención de propiedades mecánicas mediante pruebas no destructivas son muy poco aplicadas y conocida en nuestro medio local por lo que se hace uso de catálogos los cuales son un método aproximado que influyen a la respuesta a determinar.

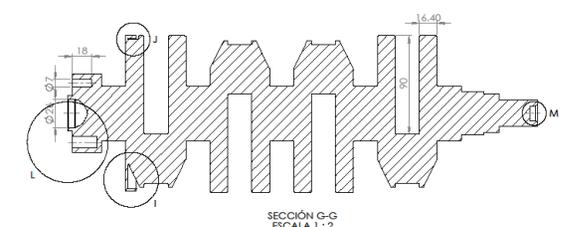
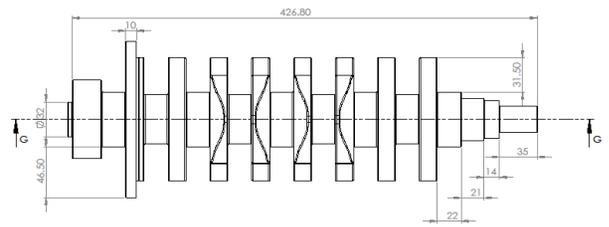
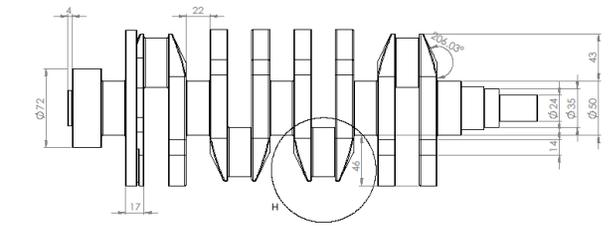
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] R. C. Hibbeler, *Mecánica vectorial para ingenieros: dinámica*. Pearson Educación, 2004.
- [2] S. Diaz, “Medicion y Analisis de Vibraciones.” Laboratorio de dinamica de maquinas.
- [3] C. Campos, “Movimiento armonico simple.” Proyecto Newton. MEC.
- [4] Ing. Víctor H. Alcalá-Octaviano, “Fundamentos de mecanica rotacional.” Physics, 2008.
- [5] J. Villalobos, *Fundamentos de las vibraciones mecanicas*. FIME UANL, 2005.
- [6] W. W. Seto, *Vibraciones mecánicas*. Oriente, 1986.
- [7] R. Ing. Hernandez, “Vibraciones.” Tutorial Tecnico.
- [8] <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/INDEX.htm>, “vibraciones.” [Online]. Available: <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/tema15/tema15-4.htm>. [Accessed: 10-Dec-2014].
- [9] G. White, “Introduccion al Análisis de Vibraciones.” AZIMA DLI.
- [10] Guarango Pilco GeovanyFederico,LazoNaulaKleber Mauricio, “Diagnostico de fallos en el proceso de combustion en motores alternativos de encendido por compresion utilizando el metodo de analisis de ruido,” Politecnica Salesiana, Cuenca-Ecuador, 2014.
- [11] M.C. Eduardo A. Huerta Guzman, “Clasificacion de señales.” .
- [12] D. E. Jimenez Rivero, “Vibraciones mecanicas,” 21-Feb-2013.
- [13] W. F. Riley and L. D. Sturges, *Ingeniería mecánica. Dinámica. II*. Reverte, 1996.
- [14] J. Muñoz, “Vibraciones Forzadas y Resonancia de Javier Muñoz en Prezi,” 09-Jun-2014. [Online]. Available: <https://prezi.com/l5y47tcwdoyk/vibraciones-forzadas-y-resonancia/>. [Accessed: 16-Nov-2014].
- [15] J. R. Saravia, “Vibraciones amortiguadas.” Agosto-2013.
- [16] “Psoc-Chile - Vibraciones.” [Online]. Available: <http://psoc-chile.es.tl/Vibraciones.htm>. [Accessed: 17-Nov-2014].
- [17] STEVE DINAN OF DINAN BMW, “The Danger of Power Pulleys & Understanding the Harmonic Damper,” 2011. [Online]. Available: http://www.atiracing.com/products/dampers/damper_dinan.htm.
- [18] R. Ing. Torres, “Transformada de Fourier.” Metodosmatematicos.
- [19] C. J. Carrillo Gonzales, “Fundamentos del analisis de Fourier.” 2003.
- [20] <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/INDEX.htm>, “Vibraciones.” [Online]. Available: <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/tema15/tema15-4.htm>.

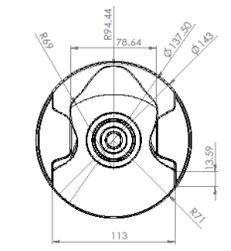
- [21] TEquipment, “Adash America A3716/2U 16 channels Online Monitoring System | TEquipment.NET.” [Online]. Available: <http://www.tequipment.net/Adash-America/A3716/2U/Vibration-Meter/>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [22] ADASH, “User Manual - Adash 4400-VA4Pro.” .
- [23] “Vibrómetro PCE-VT 250 / PCE-VT 250D.” [Online]. Available: <http://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-vibracion/vibrometro-pce-vt250.htm>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [24] Z.-F. Fu and J.He, *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann, 2001.
- [25] I. de mantenimientoSinais, “Resonancia.” [Online]. Available: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/resonancia/resonancia_vibracion.html.
- [26] A. Herrero, “Análisis de los parámetros modales de una unión soldada,” 2009.
- [27] Ing. Daniel Muñoz, “Estudio del motor: elementos móviles,” *Aficionados a la mecanica*. [Online]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-elementos-moviles.htm>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [28] Ing. Rafael Soriano, “Cinematica y Dinamica del motor.”
- [29] Agilent Technologies, *The Fundamentals of Modal Testing*. .
- [30] Pete Avitable, “Modal Analysis.”
- [31] UVA-Fundacion CDAUT, “Análisis Modal.” .
- [32] B. J. schwarz, “Experimental Modal Analysis.”
- [33] P. Avitable, “Experimental Modal Analysis.” 2001.
- [34] Bruel&Kjaer, *Modal Analysis and Simulation*. .
- [35] O. College, *College Physics*. The Saylor Foundation, 2012.
- [36] P. Bhatt, *Maximum Marks Maximum Knowledge in Physics*. AlliedPublishers.
- [37] G. Daza Hernández, “Apuntes del curso: VIBRACIONES MECÁNICAS,” UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA, Valparaiso, Apunte técnico 1, 2007.
- [38] Neiker D., “Diseño por rigidez y analisisdinamico,” *Wiziq*. [Online]. Available: <https://www.wiziq.com/tutorial/364303-analisis-de-vibraciones>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [39] Logis market, “Sensor Acelerometro.” .
- [40] MEGGITT, “Wilcoxon Research model 786A.” .
- [41] ASEPEYO, “Vibraciones.” .
- [42] Pedro Saavedra G, “Medicion y analisis de la vibraciones como tecnica de inspeccion y componentes, aplicaciones, normativas y certificacion.” Facultad de Ingenieria-Universidad de Concepcion Chile.

- [43] Marco Antonio Navarro Meyer, “Estudio para implementación de alarmas en el sistema de monitoreo continuo de celulosa arauco planta valdivia,” Austral de Chile.
- [44] A. Gómez, *Prácticas de “fundamentos físicos de la informática.”* Ed. Univ. Politéc. Valencia, 2003.
- [45] Castellano, *Adquisición de datos y acondicionamiento de la señal.* .
- [46] Humberto Gutiérrez Pulido, Román de la Vara Salazar, Porfirio Gutiérrez González, Carlos Téllez Martínez, María del Carmen Temblador Pérez, “Análisis y diseño de experimentos.” [Online]. Available:
<https://books.google.es/books?id=1zqtAAAACAAJ&dq=libro+dise%C3%B1o+de+gutierrez&hl=es&sa=X&ei=ttriVMS-LIOfNu2XhKAM&ved=0CDYQ6AEwAQ>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [47] “ANÁLISIS ESPECTRAL DE VIBRACIONES.” .
- [48] R. C. Hibbeler, *Mecánica de materiales.* .
- [49] aceros otero, “Catalogo aceros Otero.” .
- [50] Ing. Vega RodriguezJesus Gerardo, “Volantes.”
- [51] Minitab 17, “Diagrama de caja.”

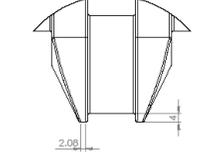
**A ANEXO 1 PLANOS DEL CIGÜEÑAL Y VOLANTE DE
INERCIA**



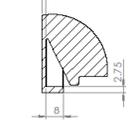
SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 2



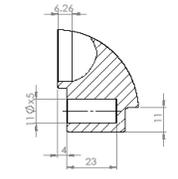
DETALLE H
ESCALA 1 : 1



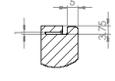
DETALLE I
ESCALA 1 : 1



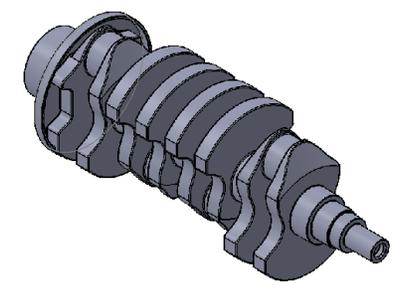
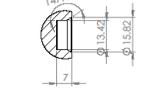
DETALLE L
ESCALA 1 : 1



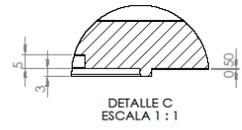
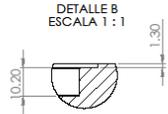
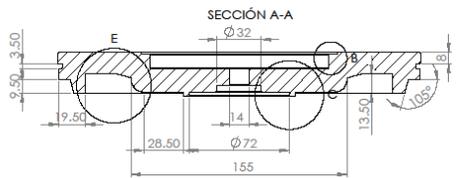
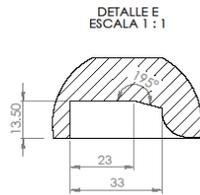
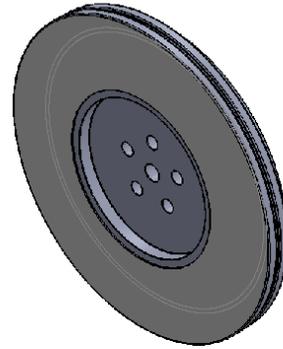
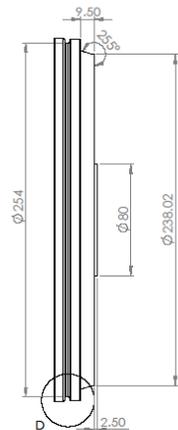
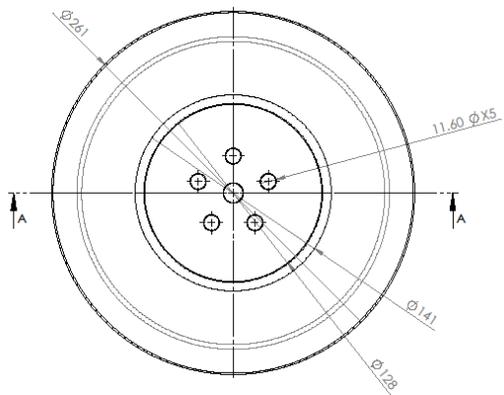
DETALLE J
ESCALA 1 : 1



DETALLE M
ESCALA 1 : 1



SI VOI SE ENDEÇA O CONTINUAO SAO COPIAS E DEVEM SER SEM ACABADO SUPLENTO TOLERANCIA ANGULAR				ACABADO: SEM ANGULAR	REBARBAO SEM ANGULAR	NO CAMBIA A ESCALA	REVISOO: SEM
DESE: PROJ: ARQUIT: INST: C/DE:	NOME: DATA: MATERIAL: ESCALA:						
CIGÜEÑAL						A1	

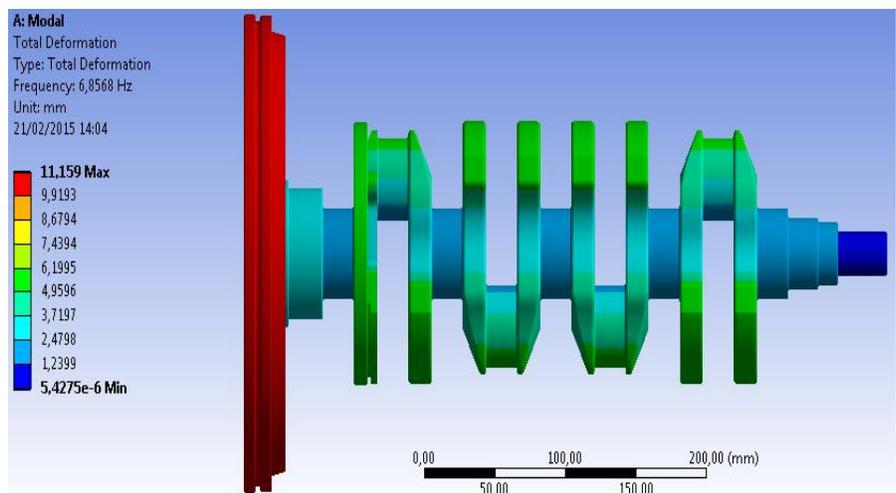
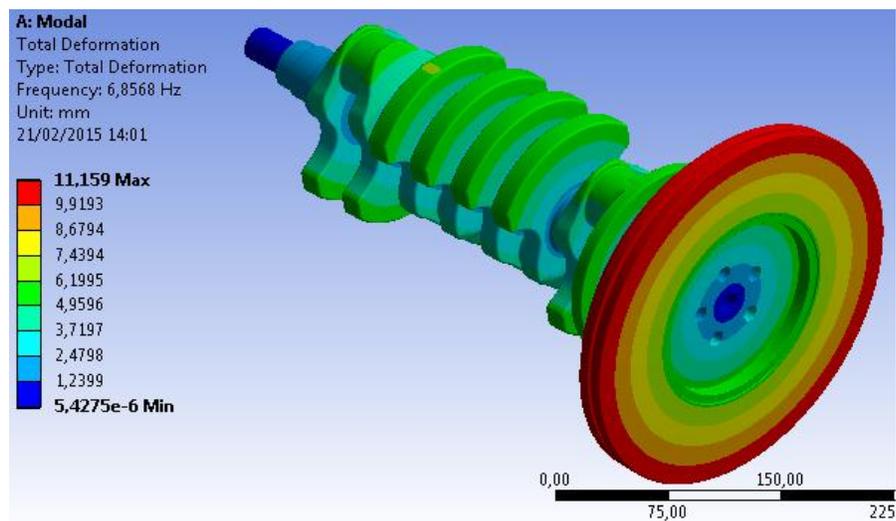


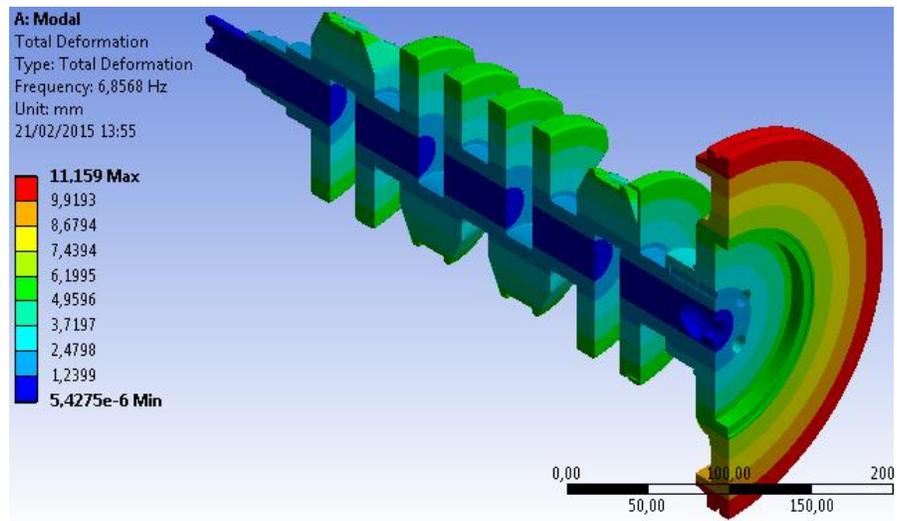
8: NO SE ENCUENTRA EL COMPLEMENTO. LAS COTAS SE ENVIAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: 1: BRANCO 2: ANILAS			ACABADO:	1: BRANCO 2: ANILAS	NO CAMBIA LA ESCALA REVISIÓN:
DISEÑ: _____ VERIF: _____ APROB: _____ PAIS: _____ CALIF: _____	NOMBRE: _____ PRIMA: _____ FECHA: _____	MATERIAL: _____ PESO: _____	TITULO: Volante de Inercia A2 ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1		

**B ANEXO 2 IMÁGENES DE LAS DEFORMACIONES
TOTALES DEL CIGÜEÑAL Y VOLANTE DE INERCIA**

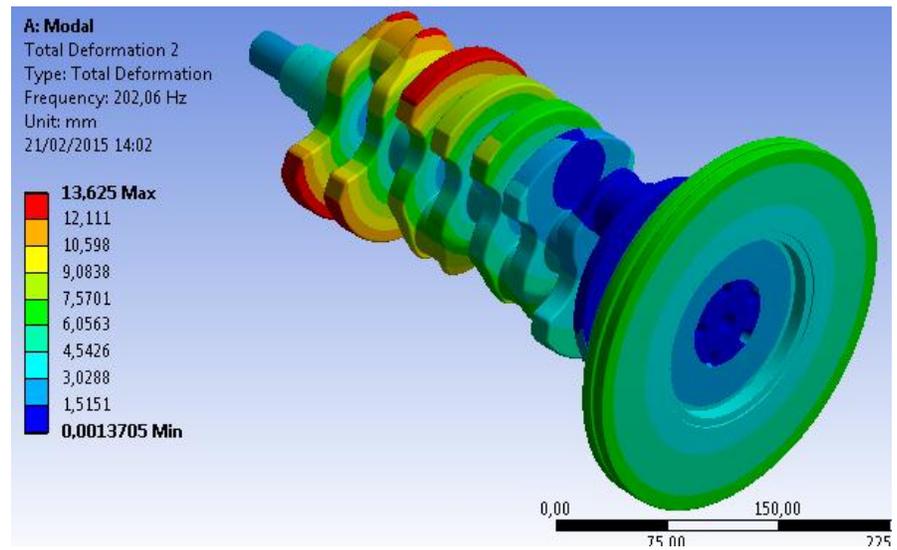
Deformaciones totales máximas y mínimas que se generan en cada uno de los valores de las frecuencias naturales por medio del software ANSYS

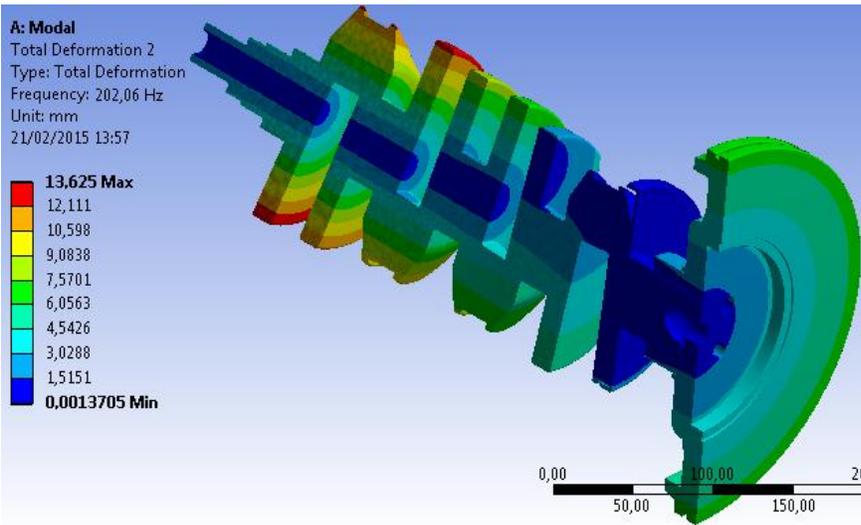
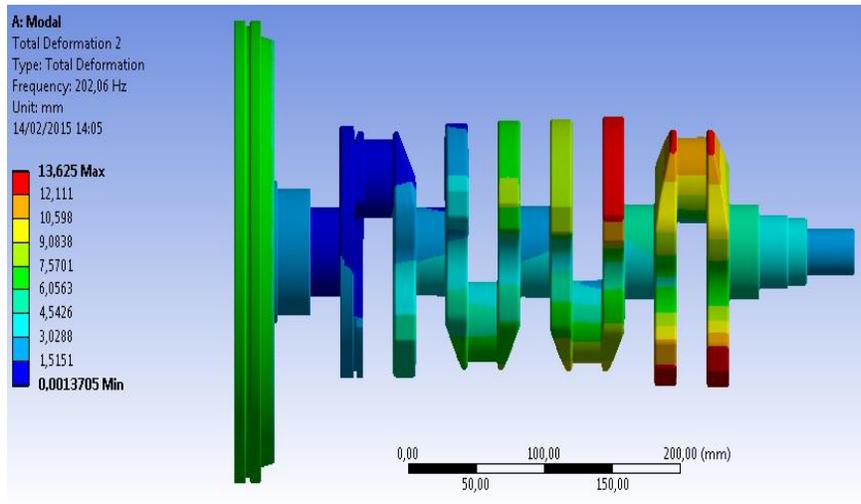
Modo torsional del volante de inercia alrededor del eje X de 11.59 mm que se genera en la $F_1 = 6.85$ Hz, con una vista isométrica, lateral y en corte del volante de inercia y cigüeñal.



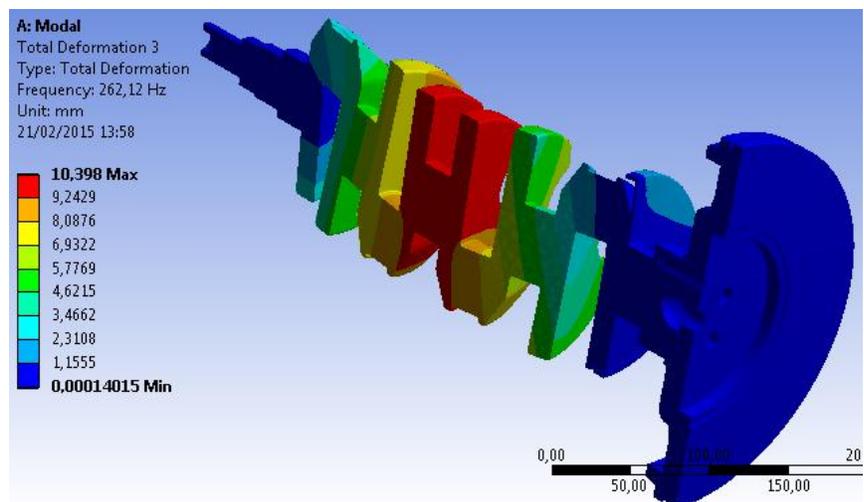
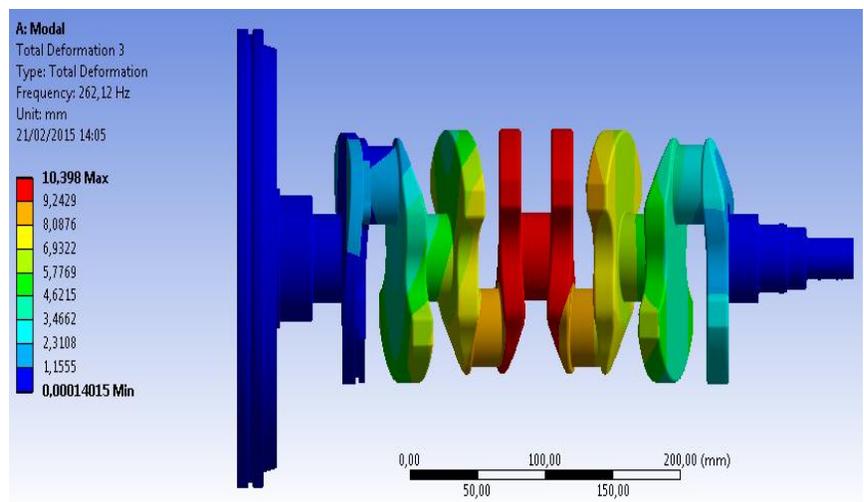
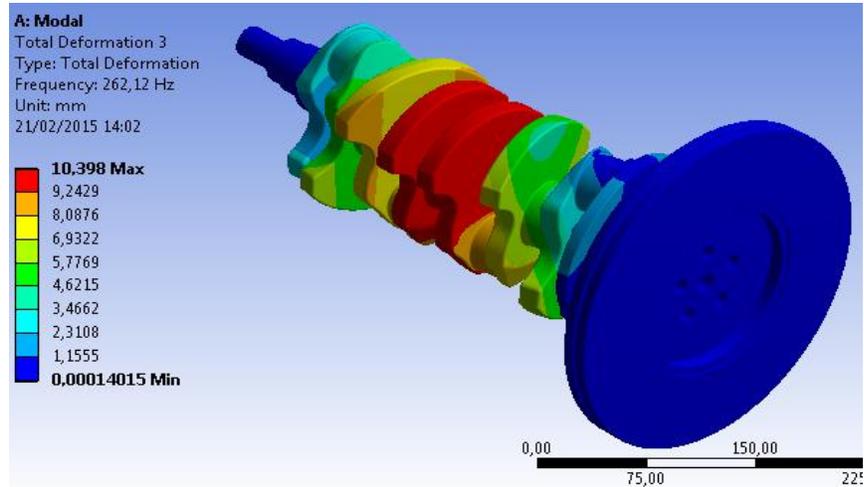


Modo torsional del cigüeñal alrededor del eje X de 13.62 mm que se genera en la $F_2=202.06$ Hz, con una vista isométrica, lateral y corte del volante de inercia y cigüeñal.

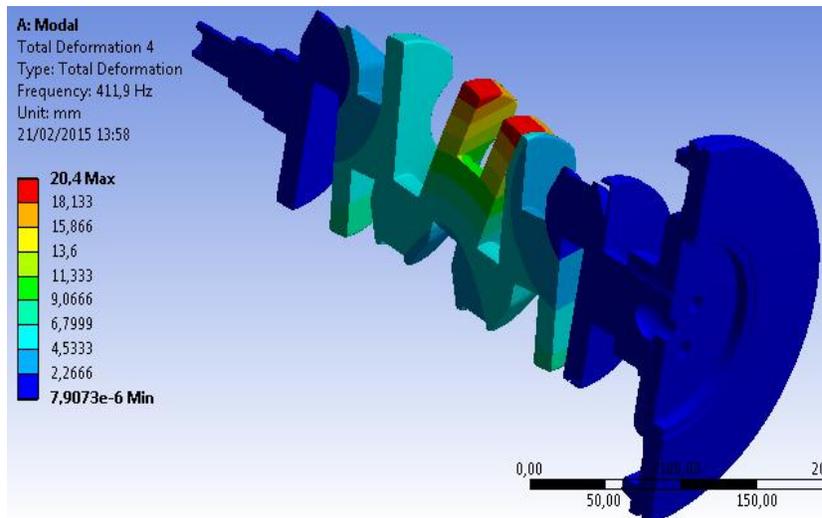
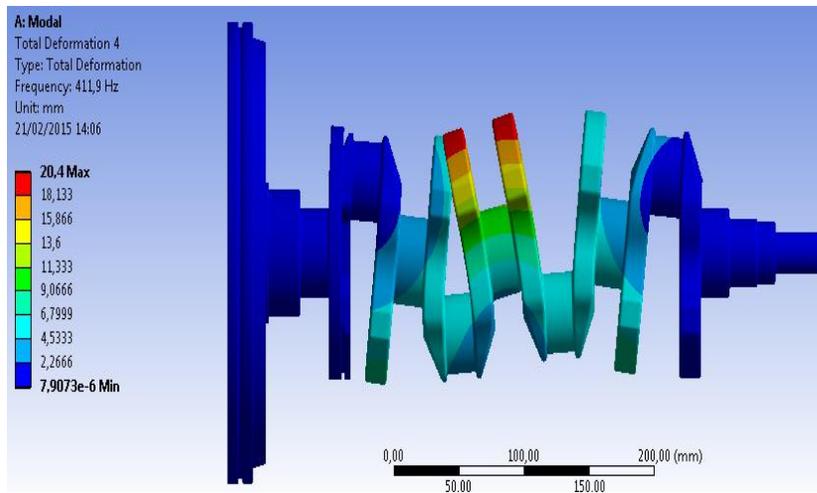
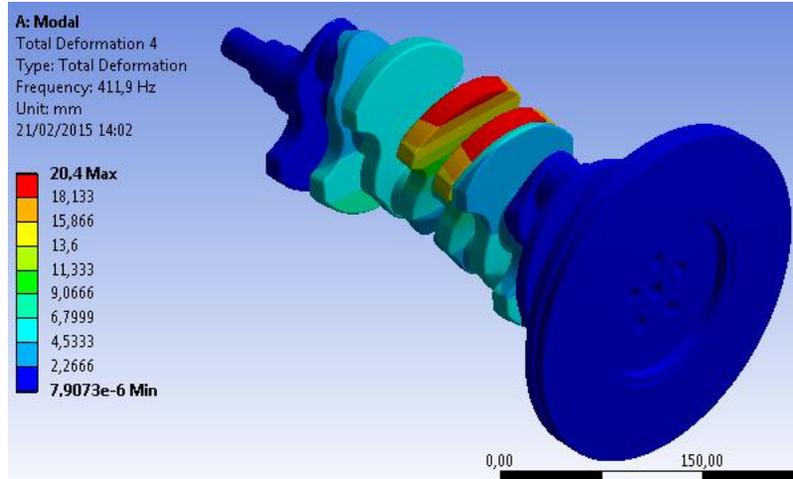




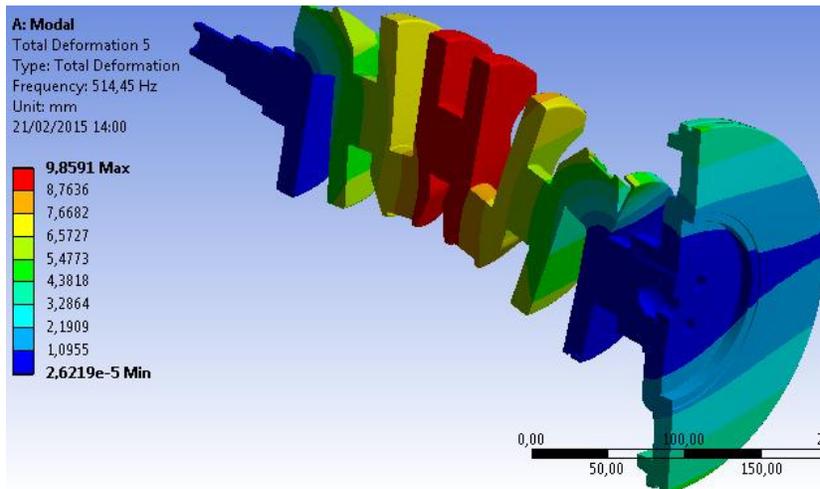
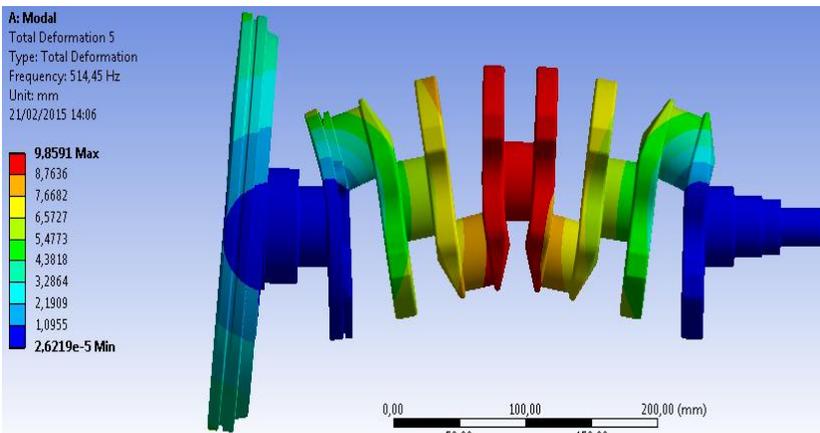
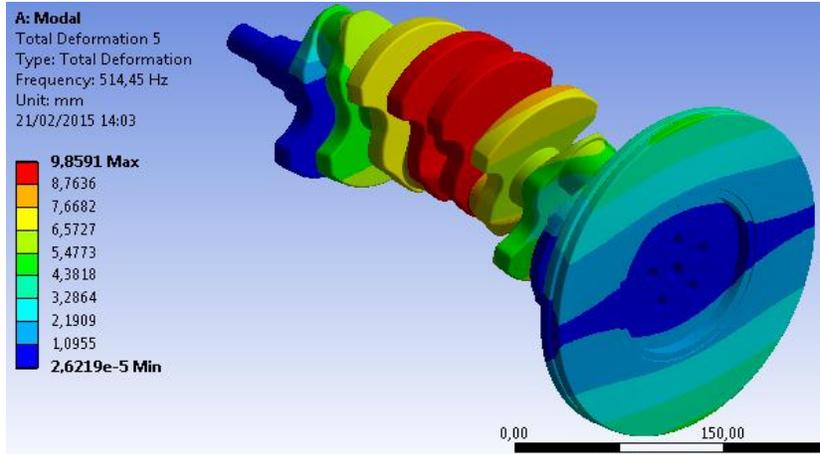
Deflexión horizontal del cigüeñal en el plano X, Z de 10.39 mm que se en la $F_3=262.12$ Hz, con una vista isométrica, lateral y en corte del volante de inercia y cigüeñal.



Deformación longitudinal del cigüeñal a lo largo del eje X de 20.4 mm que se genera en la F4=411.9 Hz, con una vista isométrica, lateral y en corte del volante de inercia y cigüeñal.



Deflexión vertical del cigüeñal en el plano X, Y de 9.85 mm que se en la $F_5=514.45$ Hz, con una vista isométrica, lateral y en corte del volante de inercia y cigüeñal.



Deformación longitudinal del volante de inercia a lo largo del eje X de 20.52 mm que se genera en la F6=548.39 Hz, con una vista isométrica, lateral y en corte del volante de inercia y cigüeñal.

