

**METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE LA TÉCNICA DE
ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA), EN LA CARACTERIZACIÓN DE
LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
DE UN BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO
DE VIBRACIONES MECÁNICAS.**

**CÉSAR ANDRÉS REINA LIZARAZO
FABIAN RODOLFO NOVA AGUDELO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

**METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE LA TÉCNICA DE
ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA), EN LA CARACTERIZACIÓN DE
LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
DE UN BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES
MECÁNICAS.**

**CÉSAR ANDRÉS REINA LIZARAZO
FABIAN RODOLFO NOVA AGUDELO**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**HELLER GUILLERMO SÁNCHEZ ACEVEDO
PhD en Ingeniería Mecánica, Aplicada y Computacional.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

DEDICATORIA

A Dios y a la vida por permitirme alcanzar una meta más.

A mi padre por su apoyo incondicional,

A mi madre por darme siempre su cariño y brindarme aliento,

A mi hermano por ser mi compañero de viaje,

A mi nonita por estar siempre ahí para nosotros

y A mi amor precioso Sharys Ivonn por ser mi musa inspiradora.

Gracias a ustedes por ser el motor diario de mi existir!

César Andrés Reina Lizarago

DEDICATORIA

A Dios por brindar Salud y Armonía en mi Hogar.

A mis Papás por el apoyo incondicional que siempre me han brindado, por los valores y la educación que me han inculcado.

A mi Hermana y demás miembros de mi familia por el cariño y el ánimo que me han dado día a día para poder alcanzar mis metas. Ya mis amigos que siempre han estado ahí, para compartir grandes momentos, acompañándome en mi proceso de formación.

Gracias por hacer de mí un profesional.

Fabián Rodolfo Nova Agudelo

AGRADECIMIENTOS

Al Profesor Héller Guillermo Sánchez Acevedo, por su confianza y orientación en el desarrollo del proyecto de investigación.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por guiarnos en nuestro proceso de aprendizaje.

A los profesores Diego Fernando Villegas Bermúdez y William Pinto Hernández por sus aportes en el desarrollo del proyecto de grado.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	22
1. OBJETIVOS	24
1.1 OBJETIVO GENERAL	24
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
2 MARCO TEÓRICO.....	25
2.1 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA	25
2.2 ANÁLISIS MODAL	25
2.2.1 Análisis modal teórico.	26
2.2.1.1 Método de Elementos Finitos (MEF).....	26
2.2.2. Análisis modal experimental (EMA).	27
2.2.3. Análisis Modal Operacional (OMA).	29
2.2.3.1 Procesamiento de Datos Estocásticos.....	30
2.2.3.2 Método de identificación modal en el dominio de la frecuencia No paramétricas.	31
2.2.3.3. Método de Identificación Modal en el dominio del tiempo.....	33
2.3.1 OMA en estructuras civiles.	34
2.3.2 OMA aplicado en elementos mecánicos.....	37
3. ESTABLECIMIENTO DE LA METODOLOGÍA A IMPLEMENTAR PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, A PARTIR DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA).....	40
3.1 FORMULACIÓN DEL ALGORITMO PARA IMPLEMENTAR LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA).....	40

3.2 CARACTERIZACIÓN FÍSICA DEL ELEMENTO EN ESTUDIO	40
3.3 MODELAMIENTO DEL OBJETO DE ESTUDIO UTILIZANDO EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	41
3.4 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL ELEMENTO DE ESTUDIO UTILIZANDO EL (EMA)	41
3.5 IMPLEMENTACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL (OMA).	42
3.5.1 Proceso adquisición de datos para la implementación del análisis modal operacional.....	42
3.5.2.1 Corrección de Línea Base.....	42
3.5.2.2 Filtrado.....	43
3.5.2.3 Ventanas:	43
3.5.3 Análisis de señal para la identificación de los parámetros modales a través de un OMA.....	44
3.6 VALIDACIÓN RESULTADOS: CONTRASTE DE LOS PARÁMETROS MODALES DETERMINADOS A PARTIR DEL ANÁLISIS MODAL TEÓRICO, EMA VS OMA	45
4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DEL OMA.	46
4.1 FORMULACIÓN ALGORITMO PARA LA OBTENCIÓN DE FRECUENCIAS FUNDAMENTALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL.	46
4.2. GENERALIDADES DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y DEL BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS..	46
4.3 CARACTERIZACIÓN FÍSICA DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE	

ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS	48
4.3.1 Eje.....	48
4.3.2 Chumaceras.....	48
4.3.3 Motor Eléctrico	49
4.3.4 Base	50
4.4 MODELAMIENTO DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA E	50
IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES FORMA TEÓRICA.....	50
4.4.1 Elaboración Modelo Numérico a través del Método de Elementos Finitos (MEF).....	50
4.5 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL EJE A TRAVÉS DEL ANÁLISIS..	53
MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	53
4.5.1 Equipo de adquisición de datos.....	53
4.5.1.1 Sensores Acelerómetros.....	53
4.5.1.2 Modulo de Adquisición de Datos.....	53
4.5.1.3 Software.....	53
4.5.1.4 Excitador Dinámico.	53
4.5.2 Diseño de la toma de datos del E.M.A.	53
4.5.3 Análisis de resultados del EMA.....	55
4.6.1 Descripción equipo, sensores y software de adquisición de datos	58
4.6.1.1 Sensores Acelerómetros.....	58
4.6.1.2 Adquisición de Datos.	58
4.6.1.3 Software.....	58
4.6.2 Planeación pruebas del análisis modal operacional OMA.	58
4.6.2.1 Muestreo.....	58

4.6.3 Procesamiento digital y análisis de datos	60
4.6.3.1 Selección de Registros.	60
4.6.3.2 Corrección de Línea Base.....	61
4.6.3.3 Filtrado del Registro de Datos.....	61
4.6.3.4 Implementación Ventana procesamiento Datos.....	62
4.6.4 Análisis de señal para identificación de parámetros modales a través del OMA.....	62
4.6.4.1 Identificación de Frecuencias de los primeros modos de vibración método: Peak Picking.	62
Funciones de Densidad Espectral en Potencia Normalizadas (NPSD).	67
4.6.4.2 Cálculo de los Coeficientes de Amortiguamiento para los dos primeros modos de vibración del Eje.	72
4.7 CONTRASTACIÓN RESULTADOS: FRECUENCIAS NATURALES Y COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO DETERMINADOS DE FORMA TEÓRICA Y EXPERIMENTAL	75
5.1 GENERALIDADES DEL BANCO DE ENSAYOS “EJE DE VALIDACIÓN” PARA LA AUTENTIFICACIÓN DE LA TÉCNICA DEL OMA APLICADA EN EJES EN CONDICIÓN DE SERVICIO	77
5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO	78
5.2.1 Eje.....	78
5.2.2 Rodamientos.....	79
5.2.3 Motor Eléctrico.	79
5.2.4 Poleas	80
5.2.5 Banda de transmisión.	80
5.4 IDENTIFICACIÓN DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE FORMA TEORICA DEL “EJE DE VALIDACIÓN”	81

5. 4.1 Modelo Numérico a través del Método de Elementos Finitos (MEF).	81
5.5 CARACTERIZACIÓN DINAMICA DEL “EJE DE VALIDACIÓN” A TRAVÉS DEL ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	82
5.6.1 Equipo de adquisición de datos.	83
5.6.1.1 Sensores de Aceleración.	83
5.6.1.2 Tarjeta de Adquisición de Datos.	84
5.6.1.3 Software.....	84
5.6.2 Toma de datos técnica del análisis modal operacional al “eje de validación”.	84
5.6.2.1 Muestreo.	85
5.6.3 Procesamiento digital y análisis de datos.	85
5.6.4 Análisis de señal para identificación de parámetros modales a través del OMA del “eje de validación”	86
5.6.4.1 Identificación de Frecuencias de los primeros modos de vibración en el “Eje de Validación”.....	86
5.6.4.2 Cálculo de los Coeficientes de Amortiguamiento para los dos primeros modos de vibración del “Eje del Validación”	89
5.6.5 Contrastación frecuencias fundamentales y coeficientes de amortiguamiento obtenidos para el “eje de validación” por medio del análisis.....	91
modal teórico vs experimental (EMA y OMA)	91
6. CONCLUSIONES.....	92
7. RECOMENDACIONES	96
LÍNEAS FUTURAS	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98
ANEXOS.....	104

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Técnicas de identificación parámetros modales con señales de salida únicamente (Out-put signal Only).	45
Figura 2 Banco de Ensayo acondicionado para la toma de datos.	47
Figura 3 Banco de Ensayo sin acondicionar	47
Figura 4 Dimensiones del Eje.	48
Figura 5 Eje sujeto estudio a través de OMA.....	48
Figura 6 Chumacera que soporta el eje	49
Figura 7 Motor Eléctrico Monofásico Siemens.....	49
Figura 8 Base.....	50
Figura 9 Configuración Interfaz del material Software ANSYS WORKBENCH 15.0	51
Figura 10 Creación Geometría del eje en interfaz del Software ANSYS WORKBENCH 15.0	51
Figura 11 Configuración del Mallado del elemento.	52
Figura 12 Distribución puntos de impacto en el EMA	54
Figura 13 Montaje para la realización del EMA.....	54
Figura 14 Gráfica de FRF -Software Nv Gate-OROS.	55
Figura 15 Gráfica de Coherencia Software Nv Gate-OROS	56
Figura 16 Esquema de ubicación de sensores sobre las chumaceras	59
Figura 17 Registros de Aceleración Adquiridos en dominio del tiempo.	60
Figura 18 Código Programado en MATLAB.	65
Figura 19 Gráfica de PSD Datos adquiridos con el Sensor 1	66
Figura 20 Gráfica PSD Datos adquirido con el Sensor 2	66
Figura 21 Gráfica función NPSD.....	67
Figura 22 Gráfica ANPSD	68
Figura 23 Gráfica Función de Coherencia	70

Figura 24 Método del ancho de banda para calcular la razón de amortiguamiento	73
Figura 25 Determinación coef amortiguamiento primer modo de vibración	74
Figura 26 Determinación coef amortiguamiento segundo modo de vibración	75
Figura 27 Banco de ensayos seleccionado para la autenticación de la técnica del OMA en ejes en condición de servicio	77
Figura 28 Componentes del banco de ensayos seleccionado para la autenticación de la técnica del OMA en ejes en condición de servicio	78
Figura 29 Dimensiones Eje de validación utilizado en banco de ensayos para la autenticación del OMA.....	79
Figura 30 Motor eléctrico de operación en el “eje de validación”	80
Figura 31 Adquisición de datos de aceleración para el “eje de validación”	84
Figura 32 Gráfica ANPSD de los Datos adquiridos para el procesamiento del "Eje de validación"	87
Figura 33 Gráfica de Coherencia para los datos adquiridos para el procesamiento del "Eje de validación"	88
Figura 34 Determinación coeficiente de amortiguamiento para el primer modo de vibración del “eje validación”	90
Figura 35 Primer modo de vibración eje	104
Figura 36 Segundo modo de vibración eje	105
Figura 37 Tercer modo de vibración eje	106
Figura 38 Cuarto modo de vibración eje	107
Figura 39 Equipo de adquisición de datos para el EMA	108
Figura 40 Configuración geométrica del eje y sus respectivos nodos.	109
Figura 41 Representación gráfica respecto a la dirección a la cual serán golpeados los nodos con el Hammer.....	109
Figura 42 Montaje para la realización del EMA.....	110
Figura 43 Ubicación del Acelerómetro y los puntos de medida	110
Figura 44 Selección del método de análisis y designación del ancho de	111
Figura 45 Designación de los modos de vibración calculados.....	111

Figura 46 Eje en condición de suspensión libre y ubicación del Acelerómetro ..	113
Figura 47 Realización del EMA, golpeando el eje en los puntos de medida con el Hammer	113
Figura 48 Designación de los modos de vibración calculados en el Eje de validación	114
Figura 49 Geometría del rodamiento crítico	116
Figura 50 Espectro de frecuencia dividido en 5 anchos de banda para visualizar los picos de amplitud de la mejor forma.	120
Figura 51 Primer modo de vibración “eje de validación”	122
Figura 52 Segundo modo de vibración “eje de validación”	123
Figura 53 Tercer modo de vibración “eje de validación”	124
Figura 54 Cuarto modo de vibración “eje de validación”	125
Figura 55 EMA Apoyado en el primer eje de estudio (soportado por dos rodamientos)	126
Figura 56 EMA en el “Eje de Validación” apoyado en los rodamientos	129
Figura 57 Modos de vibración (EMA apoyado del “Eje de Validación”)	129
Figura 58 Soporte eje ideal	131
Figura 59 Soporte del eje ideal en condición de suspensión libre, para la realización del EMA	133
Figura 60 Animación modos de vibración del soporte ideal	134
Figura 61 Soportes del “eje de validación”	137
Figura 62 Soporte de perfil en “L” del eje de validación en condición de suspensión libre, para la realización del EMA	139
Figura 63 Animación modos de vibración el soporte de perfil en “L”	140

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal teórico	52
Tabla 2 Frecuencias naturales obtenidas a través el análisis modal experimental	56
Tabla 3 Frecuencias y amplitudes obtenidas a través del ANPSD	69
Tabla 4 Frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal operacional	71
Tabla 5 Frecuencias fundamentales obtenidas a través de métodos teóricos y experimentales.....	76
Tabla 6 Porcentaje de error obtenido al determinar las frecuencias fundamentales	76
Tabla 7 Contrastación de los coeficientes de amortiguamiento calculados de forma experimental.	76
Tabla 8 Frecuencias naturales teóricas del "eje de validación"	82
Tabla 9 Frecuencias naturales obtenidas a través del EMA para el "eje de validación"	83
Tabla 10 Frecuencia y amplitud obtenida en el ANPSD del procesamiento de los datos adquiridos para el eje de validación.	87
Tabla 11 Frecuencias naturales "eje de validación" obtenidas a través	88
Tabla 12 Frecuencias fundamentales obtenidas para el "eje de validación" a través del Análisis Modal Teórico y Experimental.....	91
Tabla 13 Porcentaje de error en la Caracterización dinámica del "eje de validación"	91

Tabla 14 Resultados frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal experimental (EMA) primer eje de estudio apoyado en los rodamientos	128
Tabla 15 Resultados frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal experimental (EMA) eje de validación apoyado en los rodamientos	130
Tabla 16 Contraste de frecuencias naturales obtenidas de forma teórica y experimental para el apoyo del “eje ideal”	135
Tabla 17 Contraste de las frecuencias naturales del EMA vs frecuencias “inusuales” para el apoyo del “eje ideal”	136
Tabla 18 Contraste de frecuencias naturales obtenidas de forma teórica y experimental para el apoyo del “eje de validación”	141
Tabla 19 Contraste de las frecuencias naturales del EMA vs frecuencias “inusuales” para el apoyo del “eje de validación”	142

LISTA DE ANEXOS

Anexo A Modos de vibración del eje de transmisión de potencia	104
Anexo B . Análisis modal experimental (EMA) en el primer eje	108
Anexo C Análisis modal experimental (EMA) en el “eje de validación”	113
Anexo D Análisis de fallas en el banco de ensayos del “eje de validación”	116
Anexo E Modos de vibración “eje de validación”	122
Anexo F EMA en el primer eje de estudio apoyado en los rodamientos.....	126
Anexo G EMA en el “eje de validación” apoyado en los rodamientos.....	129
Anexo H Análisis modal en el soporte del “eje ideal”	131
Anexo I Análisis modal en el soporte del “eje de validación”	137

RESUMEN

TÍTULO: METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA), EN LA CARACTERIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS *

AUTORES: CÉSAR ANDRÉS REINA LIZARAZO**
FABIAN RODOLFO NOVA AGUDELO**

PALABRAS CLAVE: Análisis Modal Operacional (OMA), Densidad espectral de potencia (PSD), Técnicas de identificación modal, Análisis Modal Experimental (EMA), Eje de transmisión, Frecuencias naturales.

DESCRIPCIÓN. El presente trabajo tiene por objeto ahondar en la aplicación de técnicas de identificación modal realizadas a estructuras civiles y extrapolarlas a elementos mecánicos en estado de operación. Por tanto, se plantea una metodología para identificar los parámetros modales de un eje de transmisión de potencia en condición de rotación. La metodología está basada en la contrastación de resultados teóricos y experimentales. Como primera medida se realiza una simulación del elemento en estudio, empleando un modelo numérico (basado en el Método de Elementos Finitos), con la finalidad de conocer sus características dinámicas teóricas. Posteriormente se realiza un Análisis Modal Experimental (EMA) y se verifica el modelo teórico mediante la comparación de resultados teóricos–experimentales. Por otro lado se desarrollara un algoritmo fundamentado en la técnica no paramétrica “Peak Picking” de un Análisis Modal Operacional (OMA) y a partir de los registros de aceleraciones obtenidos en los apoyos del eje (rodamientos), identificar los parámetros modales del eje. Estos resultados son confrontados con los valores teóricos, calculados con anterioridad, y de esta manera verificar la técnica implementada. Finalmente se aplica la misma metodología a otro eje de transmisión de potencia, del cual no se tiene ningún conocimiento, con el fin de validar la adaptación de una técnica de (OMA), aplicada en la caracterización dinámica de estructuras civiles, en un eje de transmisión de potencia en estado de operación.

* Proyecto grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo, ph D. Ingeniería Mecánica

ABSTRACT

TÍTULO: METHODOLOGY FOR THE IMPLEMENTATION OF THE OPERATIONAL MODAL ANALYSIS TECHNIQUE (OMA), IN THE CHARACTERIZATION OF MODAL PARAMETERS OF A POWER TRANSMISSION SHAFT SET UP IN A MECHANICAL VIBRATION LAB. *

AUTORES: CÉSAR ANDRÉS REINA LIZARAZO**
FABIAN RODOLFO NOVA AGUDELO**

PALABRAS CLAVE: Operational Modal Analysis (OMA), Power Spectral Density (PSD), Techniques of modal identification, Experimental Modal Analysis (EMA), Driveshaft, Natural frequencies.

The following paper aims at delving into the application of modal identification techniques made on civil structures and extrapolate them to mechanical elements in their operational status. Therefore, a methodology was designed to identify the modal parameters of a power transmission shaft while rotating. The methodology is based on contrasting theoretical results to experimental results. Firstly, a simulation of the element under study takes place, using a numerical model (based on the method of finite elements), with the purpose of recognizing its the theoretical dynamic characteristics. Later, an Experimental Modal Analysis (EMA) takes place and the theoretical model is verified through the comparison of theoretical-experimental results. Furthermore, an algorithm based on the non-parametric technique "Peak Peaking " of an Operational Modal Analysis (OMA) and from the registers of accelerations obtained from the supports of the axle (ball-bearings), identify the modal parameters of the axle. These results are compared with the theoretical values previously calculated and in this way verify the implemented technique. Finally, the same method is applied to another power transmission shaft whose parameters/specifications are unknown in order to validate the adaption of an OMA technique, applied to the dynamic characterizations of civil structures in a power transmission shaft while active.

* Bachelor Thesis

** Physicomechanical Faculty of Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo, PhD. Mechanical Engineering

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la competitividad industrial ha generado que las grandes empresas estén a la vanguardia en el uso de técnicas que permitan obtener altos niveles de confiabilidad y disponibilidad en sus equipos de producción, favoreciendo el desarrollo de procesos productivos de alta calidad y eficiencia. Así pues, es imperativo caracterizar la respuesta dinámica de los distintos equipos y componentes de producción. Para ello, la ingeniería ha propuesto modelos y metodologías que permitan este objetivo; actualmente hay un gran número de técnicas que permiten la identificación del estado de un equipo y de sus componentes. Una de estas técnicas y que se utiliza en mayor proporción es el Análisis Modal Experimental (EMA), donde se adquiere las funciones de respuesta de frecuencia (FRF) de un elemento en estudio mediante la excitación por una fuerza controlada, permitiendo su caracterización dinámica. Pero, en la aplicación de esta técnica, se debe apartar el equipo a analizar de su lugar de funcionamiento, afectando la producción y acarreando pérdidas económicas.

Considerando las numerosas máquinas que se emplean de forma continua y con gran influencia en la línea de producción, es inviable el uso de la metodología del EMA, habida cuenta de que este proceso implica la parada del sistema. Lo anterior conlleva a considerar la aplicación de otra metodología que permita analizar el equipo sin afectar su funcionamiento. Es por esto que se plantea la aplicación de un Análisis Modal Operacional (OMA, Operational Modal Analysis).

El OMA es empleado en el análisis del comportamiento dinámico de estructuras expuestas a fuerzas ambientales (corrientes de viento, tráfico, oleajes, microsismos, etc.). En este proyecto se pretende analizar los registros de aceleración generados por el eje en estado de operación, como si fuera un ruido ambiental en el caso de una estructura civil y llegar a caracterizar dinámicamente el eje.

En Colombia es poco el uso que se le ha dado a esta técnica en la caracterización de elementos mecánicos rotativos, con este proyecto pretendemos dar inicio a una línea de investigación que permita el análisis dinámico de estos componentes mecánicos sin la necesidad de desmontarlos de la máquina.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Establecer una metodología para la implementación de la técnica de Análisis Modal Operacional (OMA), en la caracterización de los parámetros modales de un eje de transmisión de potencia de un banco de ensayos del laboratorio de vibraciones mecánicas.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisar el estado del arte de las aplicaciones de la técnica de Análisis Modal Operacional.
- Implementar el algoritmo de la técnica de Análisis Modal Operacional para la obtención de los parámetros modales de un componente mecánico.
- Aplicar el algoritmo desarrollado para la caracterización de los parámetros modales de un eje de transmisión de potencia de un banco de ensayos del Laboratorio de Vibraciones Mecánicas.
- Aplicar la técnica de Análisis Modal Teórico y Análisis Modal Experimental (EMA) mediante el empleo del Método de los Elementos Finitos (MEF), para el eje de transmisión de potencia de un banco de ensayos del Laboratorio de Vibraciones Mecánicas.
- Validar los resultados obtenidos a través del OMA, mediante la contrastación de los resultados obtenidos del EMA vs OMA.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA

El estudio de las vibraciones mecánicas ha tenido gran importancia con el paso del tiempo, proveyendo herramientas cognitivas necesarias para realizar análisis dinámicos de los elementos en estudio. Al momento de la caracterización dinámica de distintos materiales y elementos, esta depende de la frecuencia natural y los modos de vibración que son intrínsecos al elemento. Es importante conocer esta información, pues si se localiza una frecuencia del movimiento oscilatorio muy cercano a la frecuencia natural del objeto aparecerá el fenómeno de resonancia aumentando drásticamente la amplitud de las oscilaciones, generando fallas en el elemento o sistema.

2.2 ANÁLISIS MODAL

El análisis modal permite precisar los parámetros modales de un sistema (frecuencias naturales, modos de vibración y coeficientes de amortiguamiento). El Análisis Modal capta la deformación compleja de una estructura descomponiéndola en una serie de modos de deformación con sus respectivas frecuencias y amortiguamientos, donde su objetivo es la construcción de un Modelo Modal del comportamiento de la estructura. ¹

En el estudio del Análisis Modal se encuentran tres métodos principales:

- ✓ Análisis Modal Teórico
- ✓ Análisis Modal Experimental (EMA)
- ✓ Análisis Modal Operacional (OMA)

¹ RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005, 56p.

2.2.1 Análisis modal teórico. El objetivo del Análisis Modal Teórico es discretizar un sistema permitiendo la construcción de un modelo matemático con el fin de describir las propiedades dinámicas de un elemento, utilizando un modelo espacial representado por matrices de masa y rigidez. Posteriormente se emplea el modelo propuesto para predecir el comportamiento dinámico en términos de los parámetros modales. La simulación se realiza a través de un software de elementos finitos que permita representar más fácilmente el sistema.

La mejora del modelo analítico de un sistema para representar las mediciones del ensayo, manteniendo el sentido físico de sus coeficientes, requiere de una selección adecuada de parámetros de ajuste ².

2.2.1.1 Método de Elementos Finitos (MEF). El método de elementos finitos es un método numérico utilizado para la solución de las ecuaciones diferenciales; se aplica en el análisis de problemas de ingeniería y física. El método consiste en la división de un dominio en subdominios sobre el cual se definen ciertas ecuaciones integrales, que representan el comportamiento físico de un problema particular. Al interior de cada dominio se encuentran una serie de puntos representativos denominados nodos.³

Acorde a las relaciones de adyacencia o conexión se vinculan ciertas variables entre si definidas en cada nodo, los nodos se puede representar en forma de sistema de ecuaciones lineales, la matriz de dicho sistema de ecuaciones se denomina matriz de rigidez. La complejidad del sistema de ecuaciones depende del número de nodos.

² CEBALLOS, Marcelo A y PRATO, Carlos A. Análisis Modal Experimental Aplicado a la Calibración de Modelos de Sistemas con Interacción Suelo-Estructura. Tesis doctoral. Córdoba: Universidad Nacional de Córdoba. Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales. 2004, 9p.

³ BURNETT, David S. Finite element analysis: from concepts to applications. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1987. p.7. ISBN 0-201-10806-2

Generalmente el método de elementos finitos se programa utilizando herramientas computacionales, evaluando el campo de desplazamientos, utilizando relaciones cinemáticas y constitutivas, las deformaciones y tensiones respectivas en el caso de elementos sólidos deformables o situaciones de mecánica del medio continuo. El área de vibraciones mecánicas permite la realización de análisis modales exponiendo los diferentes modos de vibración del elemento en estudio y sus frecuencias naturales correspondientes, permitiendo realizar análisis en dos o tres dimensiones según corresponda.

2.2.2. Análisis modal experimental (EMA). Las pruebas de vibración con medición de señales de entrada y salida (Input-Output signal), someten un elemento a una fuerza de excitación controlada y determinada, en la cual se mide la respuesta para formular un modelo analítico que describa su comportamiento dinámico.

Los equipos que se requieren para realizar un EMA (en inglés, Experimental Modal Analysis) son más complejos y numerosos que el necesario para adquirir los datos de una OMA, por ende se necesita de mayor tiempo para la adquisición de datos.⁴

En la aplicación de un EMA se encuentran varias etapas, en las cuales se realiza el ensayo dinámico definiendo los tópicos correspondientes a la medición (condiciones de apoyo, condiciones ambientales, ubicación de sensores, etc.), se procesan las señales análogas y se identifican los parámetros modales, llegando a una etapa final de calibración del modelo.

⁴ CHOPRA , Anil K . Dynamics of Structures. California: Prentice Hall, 4 edition, 2014. p. 85. ISBN 0273774247

Etapas aplicación de un EMA ⁵

- **Planificación Ensayo Modal:** Proceso de planificación y realización del ensayo dinámico definiendo tópicos correspondientes a la medición: Condiciones de apoyo del sistema, condiciones ambientales, selección y ubicación de los sensores y selección del excitador dinámico.
- **Procesamiento de Señales:** Se procede a convertir las señales análogas a digitales, filtrado derivado del muestreo de datos y lectura de la señal.
- **Identificación parámetros modales:** Se procede a estimar los parámetros modales al obtener las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF), midiendo según su respuesta característica a través del modelo modal.

Aplicación de la identificación de parámetros modales:

Se utiliza la determinación de los parámetros modales de diversas formas, sea en un sistema complejo a través del análisis de sus componentes en forma independiente, o el análisis de los cambios en las propiedades dinámicas del sistema producido por alteraciones de diseño debido a las cargas operativas y en la calibración de modelos de elementos finitos y modelos experimental ajustando los parámetros a las respuestas obtenidas en la experimentación.

Algunas características del Análisis Modal Experimental (EMA) son:

- La acotación a un número finito de modos, dentro de una banda de frecuencias determinada.
- El número de mediciones necesarias a realizar dependientes del tamaño del elemento en estudio.

⁵CEBALLOS, Marcelo A y PRATO, Carlos A. Análisis Modal Experimental Aplicado a la Calibración de Modelos de Sistemas con Interacción Suelo-Estructura. Tesis doctoral. Córdoba: Universidad Nacional de Córdoba. Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales. 2004, 2p.

- La cantidad de sensores y canales de adquisición de datos disponibles, la sensibilidad del instrumento de medición.

2.2.3. Análisis Modal Operacional (OMA). En este tipo de análisis modal se realiza la medición de señales de salida únicamente ⁶ (Output Only signal) es un proceso estocástico, debido a que presenta un sin número de variables aleatorias, obtenidas de cada fenómeno físico registrado. A través de este análisis se logra identificar las frecuencias naturales, formas modales y el factor de amortiguamiento, dependiendo de la metodología que se utilice para la evaluación de las propiedades dinámicas⁷.

En el análisis modal operacional (en inglés Operational Modal Analysis OMA) generalmente se estudian las cargas variantes en el tiempo sobre un elemento en particular debido a la presencia de fuerzas externas como podría ser el viento, tráfico o movimiento tectónicos en el caso particular de una estructura civil. La determinación del efecto sobre la estructura o sobre el elemento que se le aplica una carga variante se compara con el periodo natural. ⁸

A diferencia del EMA en el cual se caracterizaba la estructura o el elemento de análisis con la función de respuesta a en frecuencia (FRF), en el OMA se caracteriza con base en la función de densidad espectral de las repuestas en los puntos de medida⁹.

Las principales ventajas de la aplicación de este método ¹⁰ son:

⁶ CUNHA , Álvaro et al . From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures. Porto: University of Porto (FEUP). Faculty of Engineering, 2005, 6-7p.

⁷ BENDAT , Julius S y PIERSOL , Allan G . Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Los Angeles, California: Wiley, 4 edition. 2010. p.3. ISBN-10: 0470248777

⁸ CHOPRA , Anil K . Dynamics of Structures. California: Prentice Hall, 4 edition, 2014. p. 97. ISBN 0273774247

⁹ RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005, 63p.

¹⁰ *Ibíd.*, p. 63-64.

- Requiere menor tiempo en la realización del ensayo, solo se necesitan ubicar los equipos de medida
- No genera en interrupción en el funcionamiento de la estructura o de la máquina a tratar, por lo que el elemento en estudio puede seguir en funcionamiento mientras se le realiza el análisis.
- Es más económico que un EMA, puesto que no necesita la adquisición de equipos excitadores y la medición se puede realizar en el mismo sitio
- No se le aplican cargas artificiales que puedan acarrear fallas en el equipo o la estructura.
- Las respuestas obtenidas están basadas en el funcionamiento real de la máquina o de la estructura.

A su vez este tipo de análisis conlleva una serie de desventajas, debido a que la señal que se adquiere viene cargada de ruido y al ser la excitación desconocida (registros estocásticos), el análisis es más complejo que el tradicional ¹¹

Entre estas desventajas se encuentra:

- La necesidad de adquirir equipos más sensibles
- Se requiere un análisis más preciso y cuidadoso

2.2.3.1 Procesamiento de Datos Estocásticos. Se utiliza ampliamente la Transformada Discreta de Fourier (Discret Fourier Transform, DFT) debido a las numerosas aplicaciones y a que los requerimientos computacionales no son elevados.

También se encuentran disponible las herramientas con mayor capacidad de análisis de señales como la transformada de Choi-Williams y la transformada de

¹¹ Ibíd., p. 64.

onduletas, que requieren un mayor recurso computacional y los resultados obtenidos entre si no varían mucho.¹²

Existen varias técnicas al momento de realizar un Análisis Modal Operacional, a continuación se trataran algunas de ellas.

2.2.3.2 Método de identificación modal en el dominio de la frecuencia No paramétricas. Este método no paramétrico se utiliza en el análisis en el dominio de la frecuencia, donde el objetivo es conocer la distribución tiempo-frecuencia de una señal que se procesará en el OMA. Estos métodos son más sencillos y por ende son los primeros en utilizarse, su técnica está basada en la Transformada Discreta de Fourier (DFT)

- ✓ **Peak Picking (PP).** Es el método más sencillo y uno de los más aplicados al momento de identificar los parámetros modales de estructuras excitadas bajo fuerzas ambientales. El Peak Picking se fundamenta en la función de densidad espectral, donde esta función alcanza picos a determinadas frecuencias que estarán relacionadas tanto para frecuencias de resonancia como para frecuencias de excitación. Si los picos están separados y la estructura tiene un amortiguamiento bajo, la suposición de que la respuesta dinámica en los picos de resonancia está determinada por un solo modo, es aceptable¹³. Estas

¹² TISCHER , Helene. THOMSON, Peter y MARULANDA, Johannio A. Comparación de tres transformadas para distribuciones tiempo-frecuencia por medio de su aplicación a registros de vibraciones ambientales. En: Ingeniería y Competitividad. 8 de Junio, 2011, vol.9 no. 2., p. 21-32.

¹³ ROJAS DÍAS, Ramon y GALVIN BARRERA, Pedro. Detección de fallos en estructuras mediante la medida de la variación de sus propiedades dinámicas. Tesis de Grado. Sevilla: Universidad de Sevilla. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2006, 4p.

frecuencias se perciben en la función de densidad espectral promediada y normalizada (ANPSD).¹⁴

En el OMA, la FRF no es la relación entre la respuesta generada por la excitación de una fuerza, sino la relación entre la respuesta de los acelerómetros y el acelerómetro de referencia¹⁵. Donde la señal de un sensor de referencia se toma como entrada en la función de transferencia.

Al igual que cualquier método, el Peak Picking está sujeto a errores debido al amortiguamiento de la estructura, al promedio de datos que se realiza, las ventanas que se empleen al momento de realizar el análisis, entre otras. Algunos inconvenientes son ¹⁶:

- Seleccionar picos es algo muy subjetivo, más aún, si no están muy claros.
 - Al aumentar el amortiguamiento los picos se desplazan de las frecuencias naturales.
 - No se adquieren modos de vibración, si no modos de deformación que son una gran aproximación.
 - Los amortiguamientos calculados mediante esta técnica generalmente no proporciona valores correctos.
- ✓ **Descomposición del dominio de la frecuencia (FDD)**¹⁷. El método de FDD genera una mejora significativa al PP, donde básicamente se descompone la matriz de densidades espectrales mediante la Descomposición en Valores Singulares (SVD). La Descomposición en Valores Singulares (SVD) limpia la densidad espectral de potencia (PSD), permitiendo que la elección de los picos que se realiza en el Peak Picking sea menos subjetiva.

¹⁴ RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005, 64p.

¹⁵ROJAS DÍAS. Op. Cit., p. 4.

¹⁶ RODRIGUEZ SÚNICO. Op. Cit., p. 66.

¹⁷ Ibíd., p. 66-70.

2.2.3.3. Método de Identificación Modal en el dominio del tiempo. Provee una mayor exactitud en la determinación de los parámetros modales aumentando el requerimiento computacional para el cálculo al analizar los datos adquiridos en el dominio del tiempo. Son una aproximación paramétrica y pueden ser identificados desde correlaciones (o covarianzas) de salida o directamente de la serie temporal.

- ✓ **NExT (Natural Excitación Technique)¹⁸.** La técnica de excitación natural (NExT) permite estimar los parámetros modales de las estructuras a partir de la respuesta de estas a sus cargas de operación. La aplicación de la técnica se basa en que a partir de los registros en el tiempo obtenidos, calcular las funciones de autocorrelación y correlación cruzada, donde la función de correlación cruzada es una suma de funciones senoidales con iguales características que la respuesta a vibración libre de la estructura. Así pues, el NExT permite analizar la respuesta forzada de una estructura como si fuera su respuesta libre, usando la función de correlación cruzada como la función de respuesta a un impulso, y con ella estimar los parámetros modales haciendo uso de técnicas en el dominio del tiempo. En general la técnica empleada en el NExT es el ERA (Eigensystem Realization Algorithm).

- ✓ **ERA (Eigensystem Realization Algorithm)¹⁹.** La finalidad de esta técnica es el cálculo de las matrices del sistema a partir de los datos obtenidos. El ERA construye un espacio de estados a partir de la respuesta libre de la estructura, al igual que en el NExT, toma la función de correlación cruzada en lugar de la respuesta en vibración libre. El ERA crea la matriz de Hankel de los datos de respuesta libre y posteriormente realiza una Descomposición en Valores Singulares, habiendo calculado los valores singulares, los mayores son los que se considera que realmente caracterizan la estructura. A partir de aquí ya se

¹⁸ CAICEDO , Juan. Practical Guidelines for the Natural Excitation Technique (NExT) and the Eigensystem Realization Algorithm (ERA) for Modal Identification using Ambient Vibration. En: Experimental Techniques. 1 de Agosto, 2011, vol. 35., p. 52-58.

¹⁹ RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005, 70-75p.

pueden obtener los modos de vibración y demás parámetros modales. Debido a la relación entre el NExT y el ERA al momento de identificar los parámetros modales de una estructura, las dos técnicas se usan en conjunto.

- ✓ **Identificación de Subespacios Estocásticos** ²⁰. Este método de identificación modal en el tiempo trabaja directamente con los datos temporales registrados, sin tener que convertirlos en espectros o correlaciones. Es uno de los métodos más avanzado del OMA que se conoce, no quiere decir que siempre proporcione los mejores resultados. ²¹

2.3 APLICACIONES DEL OMA

2.3.1 OMA en estructuras civiles. El Análisis Modal Operacional se ha utilizado principalmente en estructuras civiles, donde la dificultad de excitar estructuras de gran tamaño ha contribuido a la implementación de esta técnica de monitoreo. La necesidad de evaluar el estado de vulnerabilidad de edificaciones frente a excitaciones externas como movimientos tectónicos, tráfico, oleaje, viento o transeúntes, permitió la masificación del uso del Análisis Modal Operacional para lograr caracterizar estructuras civiles; esto es una realidad, y se evidencia en trabajos de diversos tipos, donde la aplicabilidad del OMA ha permitido el estudio de Edificaciones, Pasarelas, Puentes, Estadios, entre otros.

Se presentan trabajos en pasarelas peatonales como la investigación de Carlos Casado y Jesús de Sebastián ²² acerca del Control de Vibraciones en pasarelas Peatonales, exponiendo la importancia de considerar las frecuencias fundamentales de las pasarelas para un funcionamiento seguro y de larga

²⁰ VAN OVERSCHEE , Peter y DE MOOR, Bart. Subspace Identification for Linear Systems. Aalborg East, Denmark: University of Aalborg, Sohngaardsholmsvej, 1996, 2-6p.

²¹ RODRIGUEZ SÚNICO. Op. Cit., p. 77-78.

²² CASADO SÁNCHEZ, Carlos Mariano y DE SEBASTIÁN SANZ, Jesús. Vibration Control of Pedestrian Bridges. Valladolid: Centro Tecnológico CARTIF, 2010, 1-10p.

duración, presentes en ciudades como Londres, Paris y España. O el de M. Cacho-Perez, N. Frechilla y A. Lorenzana ²³, donde se analiza la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de la ciudad de Valladolid (España), además de determinar los parámetros modales tiene como propósito el servir de base para el desarrollo de metodologías de análisis y diseño asistido por computador de estructuras esbeltas, integrando técnicas experimentales para la caracterización estructural, al calcular las masas generalizadas correspondientes a cada uno de los modos estimados de la pasarela. Es común encontrar caracterizaciones dinámicas en puentes, como es el caso de un Puente de Arco de Acero ²⁴ ubicado sobre el río Tennessee en Estados Unidos donde se determinó las frecuencias fundamentales y modos de vibración de la estructura. Y el artículo de Gómez Araujo, Maldonado Rondon y Chio Cho ²⁵ adscritos a la escuela de ingeniería Civil de la Universidad Industrial de Santander (UIS) exponen de forma muy completa la teoría concerniente a la caracterización dinámica de estructuras a través del análisis modal y numerosos ejemplos de aplicación en puentes ubicados en diferentes partes del mundo. En Italia los catedráticos de la Polytechnic of Milan C. Gentile y N. Gallino ²⁶ realizaron la caracterización dinámica de un puente de suspensión para paso peatonal.

A su vez, el OMA se utiliza en la inspección del nivel de daño en diferentes estructuras, el estudio realizado por la Escuela de Ingeniería Civil y Ambiental de

²³ CACHO-PEREZ, M. FRECHILLA, N y LORENZANA, A. Estimación de parámetros modales de estructuras civiles a partir de la función de respuesta en frecuencia. En: Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería. Junio, 2016, vol. 33 no.3., p. 197-203.

²⁴ REN, Wei-Xin. ZHAO, Tong y HARIK, Issam E. Experimental and Analytical Modal Analysis of Steel Arch Bridge. En: Journal of Structural Engineering. Junio, 2004, vol.130 no.7., p. 1022-1031.

²⁵ GÓMEZ ARAUJO, Iván. MALDONADO RONDÓN, Esperanza y CHIO CHO, Gustavo. Pruebas De Vibración Ambiental En Puentes. En: Revista UIS Ingenierías. Junio, 2010, vol.9 no.1., p. 55-68.

²⁶ GENTILE, C y GALLINO, N. Ambient Vibration Testing and Structural Evaluation of an Historic Suspension Footbridge. En: Adv. Eng. Softw. 4 abril, 2008, vol.39 no. 4., p. 356-366.

la Universidad de Iowa ²⁷ evalúa el nivel de daño debido al deterioro por el paso del tiempo y uso de puentes para paso vehicular; por otra parte la investigación titulada: Modal parameter based damage detection in operational modal analysis: A statistical pattern recognition approach ²⁸ aborda la utilización de pruebas de vibración ambiental para adquirir y posteriormente procesar los datos y determinar el nivel de daño que presentan estructuras civiles.

Así mismo se ha practicado OMA a edificaciones urbanas como la Heritage Court Tower ²⁹ ubicado en Vancouver, Canadá, evaluando el comportamiento de la misma frente a excitaciones externas debido al paso de las personas, tráfico y viento. A estructuras industriales como es un caso que se presentó en Polonia donde se realizó un análisis modal utilizando el Método de Elementos Finitos y el OMA a los Cimientos y Columnas que soportan un molino de Bolas que funciona en una planta de procesamiento de minerales³⁰, proveyendo las herramientas necesarias para determinar el nivel de daño que presenta la estructura y las razones por la cual se presentaba una vibración excesiva.

La vigilancia permanente del bienestar de las personas en estructuras civiles que alberguen un gran número de ellas, ha generado que la aplicabilidad del OMA llegue hasta el estudio de estadios deportivos, como es el caso del Estadio Giuseppe Meazza ³¹ en el cual asisten cerca de 80.000 personas. El objetivo de

²⁷ RAHMATALLA, Salam et al. Finite element modal analysis and vibration-waveforms in health inspection of old bridges. En: Finite Elements in Analysis and Design. Enero, 2014, vol. 78., p. 40-46.

²⁸ BALSAMO, L et al. Modal parameter based damage detection in operational modal analysis. En: Safety, Reliability, Risk and Life-Cycle Performance of Structures and Infrastructures. Febrero, 2014, vol.0., p. 1879-1884.

²⁹ REN, Wei-Xin. DE ROECK, G y PEETERS, B Benchmark Study on System Identification Through Ambient Vibration Measurements. En: Society for Experimental Mechanics. Febrero, 2017., p. 1106-1112.

³⁰ JEMIOŁO, Stanisław et al. Experimental (OMA) and Numerical (FEM) Modal Analysis of Ball Mill Foundations . XXIV R-S-P seminar, Theoretical Foundation of Civil Engineering (24RSP) (TFoCE 2015). En: Procedia Engineering. Enero, 2015, vol.111., p. 858-863.

³¹ CIGADA, A . CAPRIOLI, A. y VANALI, M. Vibration Testing at Meazza Stadium: Reliability of Operational Modal Analysis to Health Monitoring Purposes. En: Journal of Performance of Constructed Facilities. Agosto, 2008, vol. 22 no.4., p. 228-237.

este estudio fue la definición de los intervalos de confianza creando límites a partir de los cuales se puede identificar una situación anómala que genere un posible daño. La gran cantidad de estudios realizados sobre la implementación del Análisis Modal Operacional en estructuras civiles de diversas características permite entrever la utilidad de esta técnica y su versatilidad en la actualidad.

2.3.2 OMA aplicado en elementos mecánicos. La implementación de técnicas de caracterización dinámica en elementos mecánicos se realiza mayormente a través del Análisis Modal Teórico y el Análisis Modal Experimental (en inglés Experimental Modal Analysis EMA), presentándose la limitante del requerimiento de suspensión en condición libre del objeto a analizar, el cual debe estar en un ambiente controlado y apartándolo de su funcionamiento. Tal es el caso de la investigación realizada por O. Montagnier a,b,n, C.Hochard ³² acerca del comportamiento teórico de un eje de material laminado de plástico reforzado con fibra de carbono (en inglés Carbon Fiber Reinforced Plastic, CFRP). En este estudio se muestra líneas de investigación que se realizan entorno a la determinación de modos y frecuencias fundamentales para lograr diseñar de una forma óptima y segura de componentes mecánicos sometidos a cargas cíclicas y esfuerzos elevados. En el área de la agricultura, fue evaluado el comportamiento dinámico de una máquina de corte combinado³³, donde se describe la evaluación experimental de las propiedades de vibración más relevantes de la máquina, el OMA realizado se basó en la técnica de Descomposición del Dominio de frecuencia (FDD), validando el modelo de elementos finitos realizado. Uno de los resultados de este análisis permitió descubrir que la frecuencia natural del quinto modo de vibración de la plataforma de corte, era igual a la frecuencia de excitación

³² MONTAGNIER, O. y HOCHARD, C. Dynamics of a supercritical composite shaft mounted on viscoelastic supports. En: Journal of Sound and Vibration. Enero, 2014, vol.333 no.2., p. 470-484.

³³ EBRAHIMI, Reza. ESFAHANIAN, Mohsen y ZIAEI-RAD, Saeed. Vibration modeling and modification of cutting platform in a harvest combine by means of operational modal analysis (OMA). En: Measurement. Diciembre, 2013, vol.46 no.10., p. 3959-3967.

del conductor de la barra de corte y por ende, se estaba produciendo una condición de resonancia. Este análisis es de gran importancia, ya que la vibración en la plataforma de la maquina causa el aumento en la pérdida del grano, la reducción de su vida útil y afecta la precisión de la máquina.

El OMA ha llegado hasta elementos que se utilizan energía eléctrica renovable: la turbina eólica se estudia y analiza mecánicamente para poder realizar un diseño más resistente y duradero a los esfuerzos que se puedan generar debido a su normal funcionamiento o a una excitación cercana a sus frecuencias naturales. Se presenta un caso de estudio ³⁴ en el cual se practicó un Análisis Modal Operacional a la aspa de un Aerogenerador a escala 1:5, la cual es excitada acústicamente por un altavoz y se logra obtener sus parámetros modales.

Por otra parte se ha comenzado a utilizar el OMA en la caracterización a fatiga tras un ciclaje elevado, remitiéndonos a la investigación titulada “Mejora de la fiabilidad en el dimensionamiento a fatiga utilizando análisis modal”:

“Se presenta una metodología que permite abordar el dimensionamiento a fatiga utilizando análisis modal. A partir de las aceleraciones registradas en puntos discretos de la estructura y de los parámetros modales obtenidos mediante identificación modal, es posible estimar las historias de tensiones presentes en cada punto de la estructura.” ³⁵

Es importante resaltar la incursión del OMA en ámbitos de diagnóstico de falla y en caracterización a fatiga de elementos mecánicos, desde sus inicios su principal aplicación es la caracterización de estructuras civiles y hoy en día se diversificó en una mayor cantidad de aplicaciones en diferentes ramas ingenieriles y en espera

³⁴ GADE, Shivkant N y MØLLER, Nis B. Frequency Domain Techniques for Operational Modal Analysis. En: ResearchGate. Febrero, 2017.

³⁵ AENLLE, Manuel López et al. Mejora de la fiabilidad en el dimensionamiento a fatiga utilizando análisis modal. En: Anales de Mecánica de la Fractura. Enero, 2006, vol.2., p. 623-628.

de las nuevas utilidades que surjan tras la investigaciones que se llevan en la actualidad o que se pongan en marcha.

3. ESTABLECIMIENTO DE LA METODOLOGÍA A IMPLEMENTAR PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, A PARTIR DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA).

3.1 FORMULACIÓN DEL ALGORITMO PARA IMPLEMENTAR LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL (OMA)

Se procede a formular un algoritmo que permita el cargue de los datos que contienen las señales de aceleración, se procesa la señal utilizando un código ejecutable en el software MATLAB ³⁶ programado por los autores, el cual utiliza ecuaciones que relacionen las matrices de adquisición de datos con el objetivo de parametrizar un elemento mecánico de estudio empleando métodos de identificación de parámetros modales en condiciones operacionales.

3.2 CARACTERIZACIÓN FÍSICA DEL ELEMENTO EN ESTUDIO

Se selecciona un eje de transmisión de potencia de un banco de ensayos del laboratorio de vibraciones mecánicas, el cual se caracteriza sus componentes mecánicos, los tipos de apoyos sobre los extremos del elemento de estudio y sus dimensiones.

Además se analiza el estado funcional del banco, donde los elementos mecánicos estén en óptimas condiciones, ya que se precisa tener el menor ruido posible en la señal de vibración que se obtenga. Muchas de las causas de este ruido van encaminadas a fallas mecánicas (desalineamientos, desbalanceo, elementos mecánicos como el motor o rodamientos en condiciones precarias)

³⁶ MATLAB. El lenguaje del cálculo técnico. [En línea]. (Consultado el 4 de Agosto de 2016). Disponible en: <https://es.mathworks.com/products/matlab.html>.

3.3 MODELAMIENTO DEL OBJETO DE ESTUDIO UTILIZANDO EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF).

Se modela el eje utilizando el software de elementos finitos ANSYS (WorkBench)³⁷ con la finalidad de conocer características dinámicas del elemento en estudio. El comportamiento dinámico del eje exhibe modos de vibración con sus respectivas frecuencias, permitiendo adentrarse, generar una idea, de cómo se comporta el eje ante una respectiva excitación. Así pues, con este modelamiento podremos obtener un Análisis Modal Teórico del eje.

Este modelamiento así mismo permite identificar la ubicación de nodos modales, siendo de utilidad el conocer los puntos de amplitud cero en los diferentes modos de vibración al momento de estudiar el eje y realizar mediciones a partir de un proximitor. Para nuestro caso se trabajara con acelerómetros donde la ubicación de estos es fija (soportes en el eje).

3.4 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL ELEMENTO DE ESTUDIO UTILIZANDO EL (EMA)

La técnica del Análisis Modal Experimental, permite determinar las frecuencias naturales con sus correspondientes formas de vibración al excitar artificialmente el eje, caracterizando el objeto de estudio.

Con la caracterización dinámica a partir del EMA y los resultados obtenidos del modelamiento del eje por medio del Método de Elementos Finitos, se obtiene un conocimiento más preciso de la respuesta del eje, ya que se puede comparar con los distintos modos de vibración expuestos en el MEF (Método de Elementos Finitos) y verificar el modelo teórico.

³⁷ ANSYS Workbench plataforma. [En línea]. (Consultado el 3 de Septiembre de 2016) .Disponible en: <http://www.ansys.com/es-ES/products/platform>.

3.5 IMPLEMENTACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL (OMA).

3.5.1 Proceso adquisición de datos para la implementación del análisis modal operacional.

- Registro de condiciones de operación del eje (Velocidad de rotación, potencia transmitida, características de cargas).
- Caracterización del equipo, sensores y software de adquisición de datos en el ensayo del Análisis Modal Operacional.
- Determinación del tiempo de muestreo, frecuencia de muestreo, rango de frecuencias y número de mediciones a realizar con antelación al proceso de toma de datos.
- Se procede a realizar la toma y posterior almacenamiento de los datos de vibración obtenidos en las condiciones de operación del elemento.

3.5.2 Tratamiento de las señales adquiridas en el proceso de toma de datos

³⁸. Primeramente se realiza la lectura de los datos haciendo la conversión de datos obtenidos de mVolts/g a unidades de aceleración.

3.5.2.1 Corrección de Línea Base. Hay ocasiones que debido a una falta de nivelación o de calibración del equipo de medida, la señal obtenida se encuentra desplazada respecto al origen o que estas señales tengan una tendencia que no esté acorde a la medición. Es por ello que la corrección de línea base permite ajustar los valores para que comiencen desde el origen y eliminar las falsas tendencias.

³⁸ RITTA, R.J. MASSA , J.C. y CHIAPPERO, G.D. Processing of Ambient Vibration Records for the Estimation of the Fundamental Vibration Period of Soils Deposits. En: IEEE Latin America Transactions. Febrero, 2013, vol.11 no. 1., p. 300-306.

3.5.2.2 Filtrado. Es necesario filtrar los datos obtenidos debido a que se encuentran amplitudes que no corresponden a movimientos vibratorios del elemento en cuestión, siendo ruido e interferencia que se captó en el proceso de toma de datos.

Selección frecuencia de filtrado: Se utiliza herramientas de filtrado de la señal obtenida para poder realizar un análisis más minucioso en el ancho de banda de nuestro interés, se pueden acudir a cualquiera de estos tipos de filtrados o la combinación de varios de ellos:

- Filtro Pasa Altas
- Filtro Pasa Bajas
- Filtro Pasa Bandas
- Filtro supresión de Bandas
- Filtro Butterworth
- Filtro Chebyshev
- Filtro de Bessel.

3.5.2.3 Ventanas³⁹: Al momento de extraer y procesar una señal infinita en el tiempo se crean bordes en el intervalo de tiempo, reduciendo la continuidad de la señal, repercutiendo de forma negativa en el análisis espectral. Al no usar ninguna ventana, aplicar una ventana rectangular, se genera una fuga de potencias en frecuencias, bien separadas de la principal en el espectro de Fourier, introduciendo distorsiones. ⁴⁰

Es por ello que se aplican las ventanas para evitar las discontinuidades al principio y al final de los bloques analizados.

³⁹ PROAKIS , John G. y MANOLAKIS , Dimitris G. Tratamiento digital de señales. Pearson Educación, 2007. p.317. ISBN 978-84-8322-347-5

⁴⁰ ÁNGEL, David Henao. Identificación de las propiedades dinámicas de una estructura sometida a vibración ambiental empleando análisis espectral. Tesis de Grado. Medellín: Universidad EAFIT. Escuela de Ingeniería, 2013, 27p.

Al interior de MATLAB se pueden utilizar algunas ventanas como:

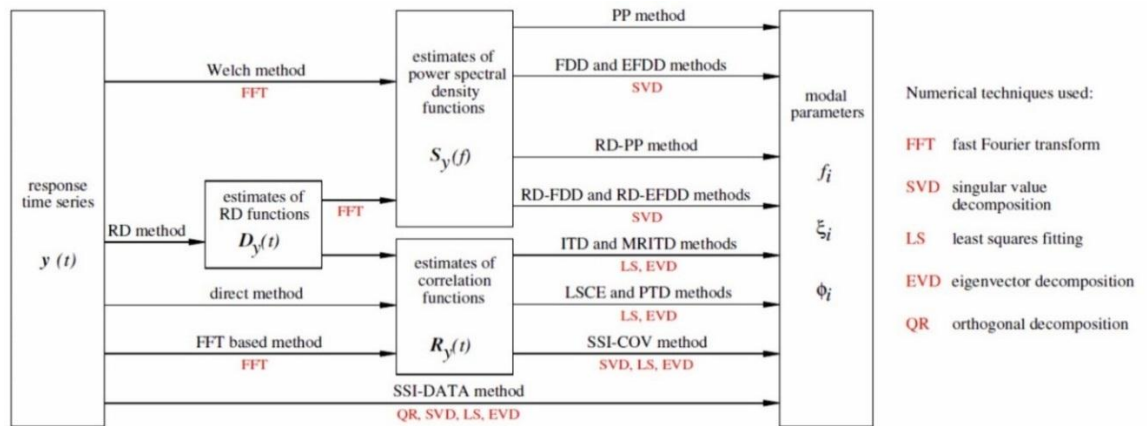
- Hamming
- Bartlett
- Blackman
- Boxcar
- Triangular
- Gauss
- Káiser

3.5.3 Análisis de señal para la identificación de los parámetros modales a través de un OMA⁴¹. Se debe realizar el análisis de la señal proveniente del estado vibratorio del elemento en estudio (en este caso un eje en operación), utilizando diferentes técnicas de identificación de parámetros modales para así obtener una herramienta ágil y efectiva. La estimación de estos parámetros se puede realizar por diversos métodos algunos de los cuales ya han sido mencionados en el documento. A continuación se presenta un esquema de Alvaro Cunha ⁴² que referencia diferentes técnicas de identificación de parámetros modales utilizando el OMA en el dominio de la frecuencia y el dominio del tiempo entre otras.

⁴¹ CUNHA , Álvaro et al . From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures. Porto: University of Porto (FEUP). Faculty of Engineering, 2005, 8p.

⁴² *Ibíd.*, p. 9.

Figura 1 Técnicas de identificación parámetros modales con señales de salida únicamente (Out-put signal Only).



Fuente: CUNHA , Álvaro et al . From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures. Porto: University of Porto (FEUP). Faculty of Engineering, 2005.

3.6 VALIDACIÓN RESULTADOS: CONTRASTE DE LOS PARÁMETROS MODALES DETERMINADOS A PARTIR DEL ANÁLISIS MODAL TEÓRICO, EMA VS OMA

Al determinar las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración del elemento en estudio por medio del Análisis Modal Operacional se busca corroborar estos resultados de manera experimental, para ello se estableció la aplicación de un Análisis Modal Teórico y Experimental en el paso 2.3 y 2.4 desarrollado anteriormente, sobre el eje de transmisión de potencia del banco de ensayos, con el fin de validar todo el proceso desarrollado a lo largo de las diferentes etapas expuestas en la metodología para la implementación del OMA contrastando los parámetros modales obtenidos a través del Análisis Modal Teórico y Experimental vs Análisis Modal Operacional (OMA).

4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DEL OMA.

4.1 FORMULACIÓN ALGORITMO PARA LA OBTENCIÓN DE FRECUENCIAS FUNDAMENTALES DE UN EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA UTILIZANDO LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL.

Se desarrolló un algoritmo para el tratamiento de datos estocásticos con sus respectivas sentencias de control y funciones embebidas utilizando el software MATLAB.

4.2. GENERALIDADES DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y DEL BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS

En el presente estudio se realizó el análisis modal operacional a un eje de transmisión de potencia de un banco de ensayos del laboratorio de vibraciones mecánicas, el cual se presenta en la figura 2, consta de un motor eléctrico acoplado a un eje de acero apoyado en dos chumaceras, las mismas descansan en dos soportes metálicos y el total de los componentes se encuentran ubicados sobre una base de madera.

El banco fue acondicionado ya que era utilizado para estudiar el fenómeno de desbalanceo estático al soportarse una serie de discos metálicos sobre el eje, introduciéndose masas en cada uno de estos para inducir el desbalanceo.

Figura 2 Banco de Ensayo acondicionado para la toma de datos.

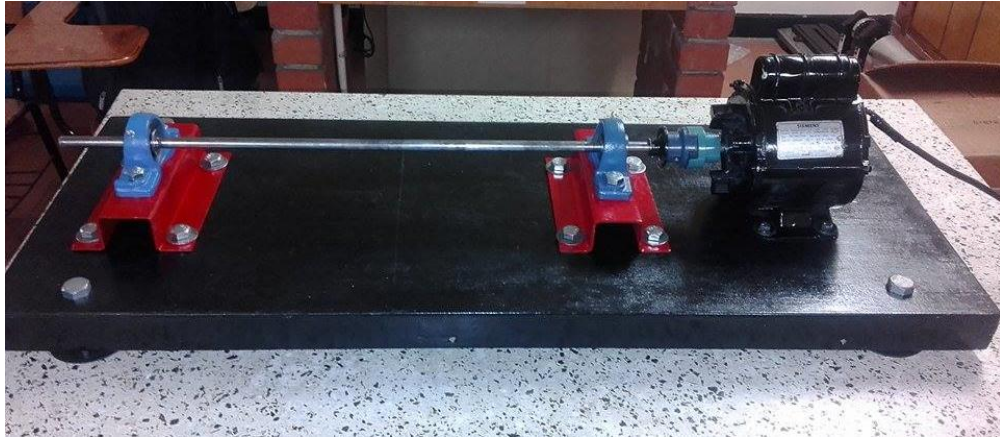
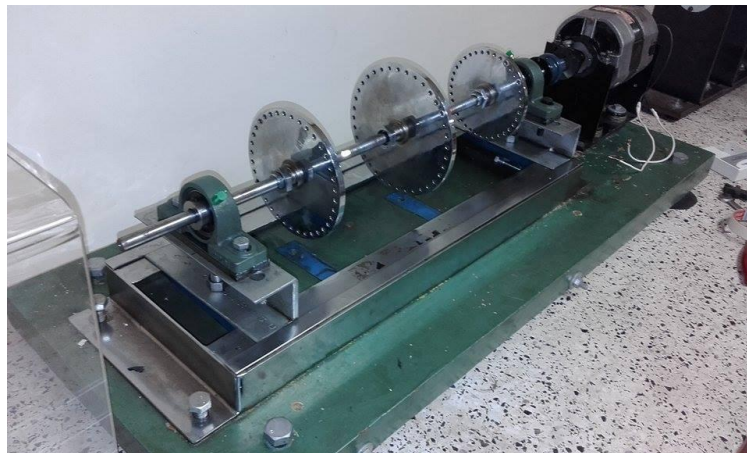


Figura 3 Banco de Ensayo sin acondicionar



Se modificó el banco para que se encuentren en excelentes condiciones de funcionamiento y en el momento de adquirir los datos de vibraciones mecánicas no se adquiriera ruido proveniente de un mal funcionamiento de los componentes adyacentes al eje e interfiera y dificulte el procesamiento de los datos, para este fin se reemplazaron las chumaceras, el acople (entre eje y motor), y el motor eléctrico.

4.3 CARACTERIZACIÓN FÍSICA DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYOS DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS

4.3.1 Eje: un eje de acero al carbono, con las siguientes características:

- Diámetro = $0,0127\text{ m}$
- Longitud total = $0,67\text{ m}$
- Densidad: 7850 kg/m^3
- Modulo de Young (E) = 21 GPa
- Peso = 0.67 Kg
- Coeficiente de Poisson = $0,3$

Figura 4 Dimensiones del Eje.

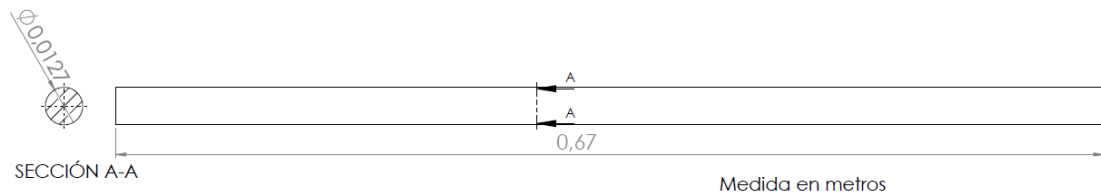
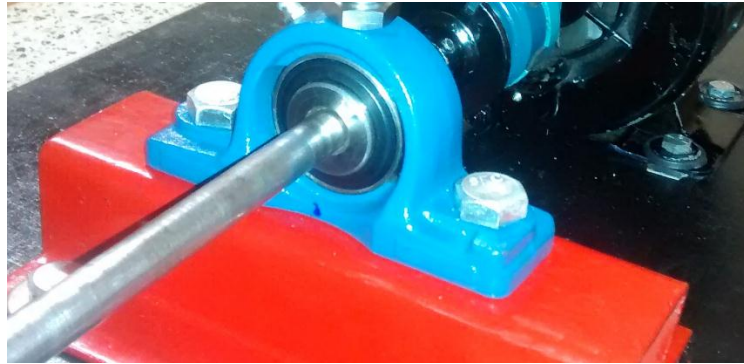


Figura 5 Eje sujeto estudio a través de OMA



4.3.2 Chumaceras. Rodamiento radial de bolas y sellos en un alojamiento de acero prensado, con diámetro Interno de 0,5 pulgadas.

Figura 6 Chumacera que soporta el eje

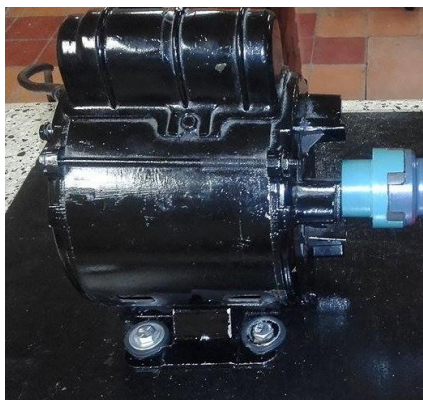


4.3.3 Motor Eléctrico.

Motor Eléctrico Monofásico Siemens con características:

- Potencia = 0,373 kw
- RPM = 3555
- Frecuencia : 60 Hz
- Eficiencia Nom (η) = 63%

Figura 7 Motor Eléctrico Monofásico Siemens



4.3.4 Base

Base de madera Rectangular con dimensiones de 40 cms x 100 cms, con 4 tuercas roscadas que se unen a soportes de caucho que le dan fijación a la base con la superficie a la cuál se encuentra apoyada.

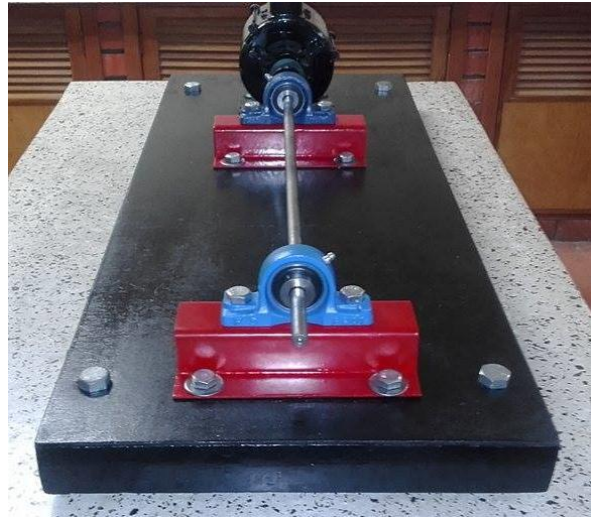


Figura 8 Base

4.4 MODELAMIENTO DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA E IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES FORMA TEÓRICA.

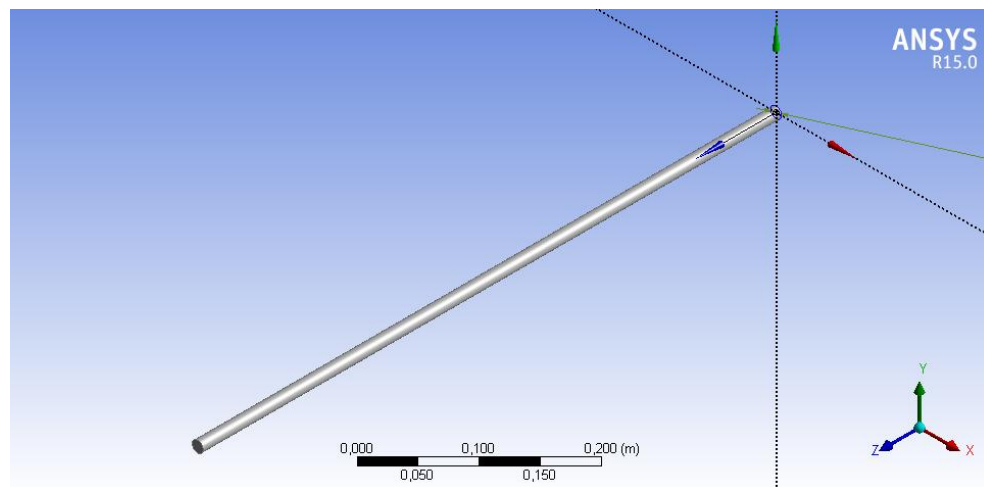
4.4.1 Elaboración Modelo Numérico a través del Método de Elementos Finitos (MEF). En el proceso de la caracterización dinámica del eje en estudio es imperativo realizar un análisis teórico de los valores de las frecuencias principales y sus respectivos modos de vibración con el objetivo de tratar de predecir el comportamiento del eje en condiciones de rotación; para esto se realizó el Análisis Modal Teórico con el software de Elementos Finitos ANSYS WORKBENCH 15.0, identificando las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración. Se configuro primeramente los datos correspondientes al tipo de material; Valor de Densidad, Modulo de Young, Coeficiente de Poisson y Modulo de Cizalladura, el resto de valores se dejan por defecto para el acero estructural como se presenta en la figura 9.

Figura 9 Configuración Interfaz del material Software ANSYS WORKBENCH 15.0

Properties of Outline Row 4: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
5	Reference Temperature	22	C	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and P...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	

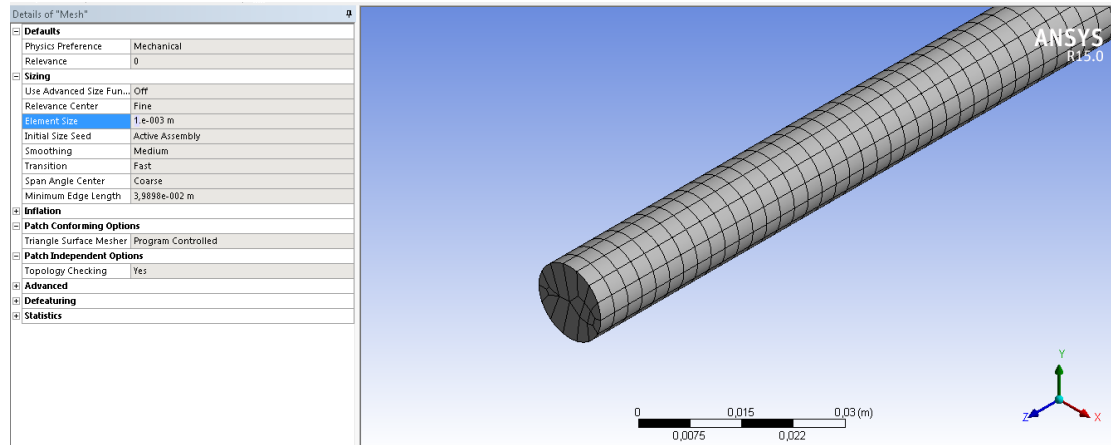
Posteriormente se crea la geometría utilizando operaciones de croquis y extrusión definiendo el diámetro y longitud en dirección axial del eje.

Figura 10 Creación Geometría del eje en interfaz del Software ANSYS WORKBENCH 15.0



Se procede a configurar el tipo y tamaño de mallado a utilizar para el proceso de cálculo por medio del método de elementos finitos: se consideró un mallado uniforme de tamaño de 1 .m.m.

Figura 11 Configuración del Mallado del elemento.



A continuación, se presentan los resultados tras el procesamiento del software en la solución del problema de elementos finitos:

Tabla 1 Frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal teórico

Frecuencias Naturales Obtenidas a través del ANSYS	
Modo	Frecuencia
1	127 Hz
2	349,5 Hz
3	683,4 Hz
4	1125,9 Hz

Nota: En el Anexo A, se presenten los resultados obtenidos para los 4 primeros modos de vibración del eje.

4.5 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL EJE A TRAVÉS DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

Para este caso se practicó un EMA al eje en estudio con el fin de contrastar los resultados obtenidos de forma teórica y los que se consiguieron por medio del OMA, por ende se especifica a continuación los equipos y software utilizados, el diseño de la toma de datos y los resultados provenientes del ensayo.

4.5.1 Equipo de adquisición de datos.

4.5.1.1 Sensores Acelerómetros. Se utilizó un sensor de aceleración Uniaxial de modelo 3224B de sensibilidad 11,51 mv/g de la empresa DYTRAN instruments Inc.

4.5.1.2 Modulo de Adquisición de Datos. Modulo Analizador de vibración Ref: OR-35-Freq-8 de la Empresa OROS con capacidad de 8 canales de entrada y un ancho de banda hasta 20kHz.

4.5.1.3 Software. Software NV Gate V. 10.0 utilizando el Modulo Modal

4.5.1.4 Excitador Dinámico. Hammer modelo Dytran DYNAPULSE 5850 B configurado con una sensibilidad de 10,8 mv/Lbf

4.5.2 Diseño de la toma de datos del E.M.A. Se realizó la toma de datos empleando la condición de suspensión libre y excitando artificialmente el eje través de impactos sobre once puntos equidistantes (6cm) definidos sobre la superficie del eje. Se ubicó en el punto número dos (2), representado en la figura 12, un sensor de aceleración el cual mide la respuesta del elemento al ser excitado externamente.

Figura 12 Distribución puntos de impacto en el EMA

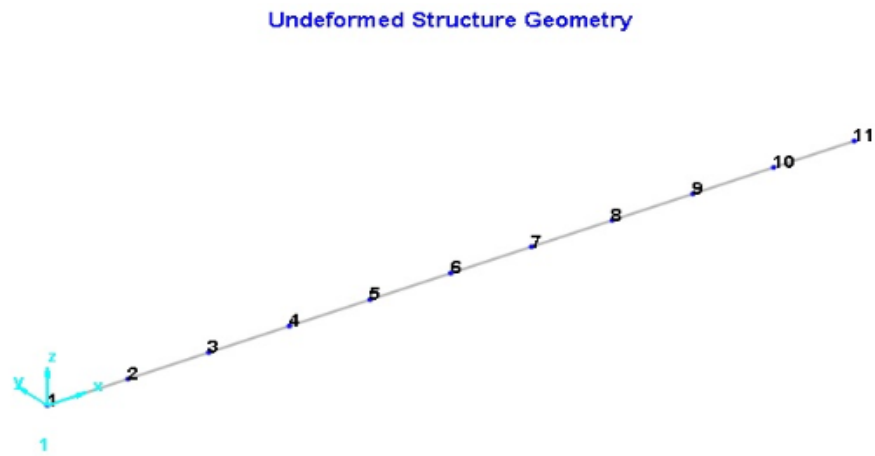


Figura 13 Montaje para la realización del EMA

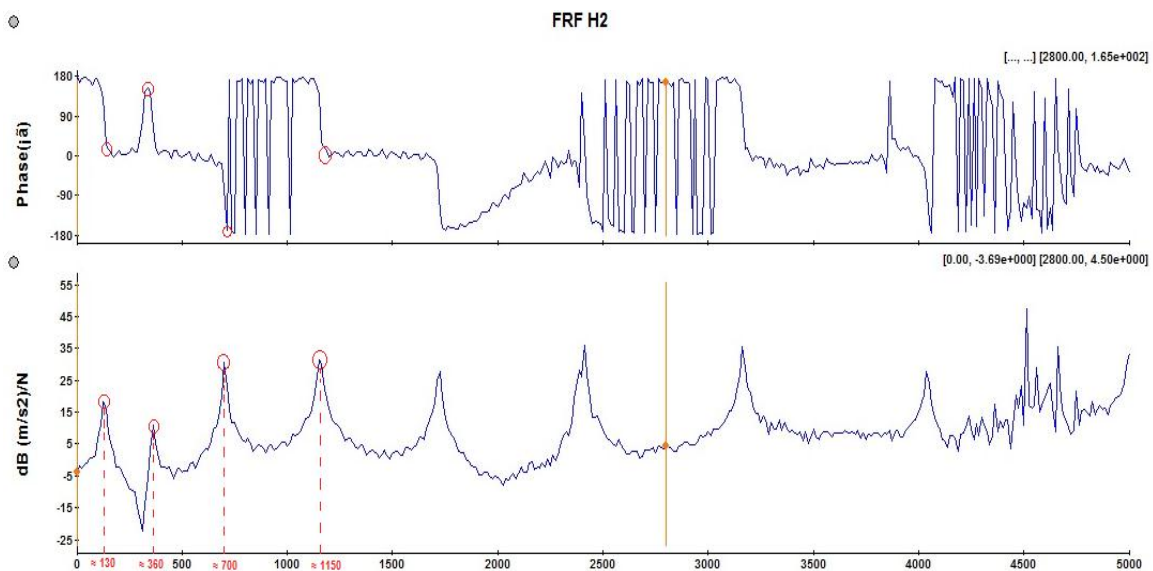


NOTA: Para simular la condición de suspensión libre, se soportó el eje a través de unas "ligas"

4.5.3 Análisis de resultados del EMA. Se prosigue a procesar la información del ensayo a través del software Nv Gate-modulo Modal el cual nos presenta diversos tipos de gráficas como la del FRF (Función de Respuesta en Frecuencia) y la gráfica de Coherencia que se presentan en la figura 14 y 15 respectivamente.

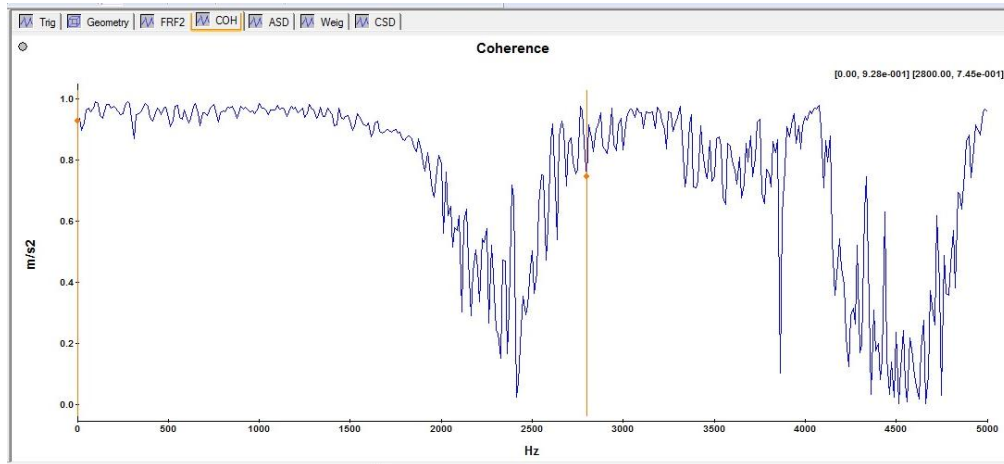
Con estas graficas se puede determinar de forma preliminar las frecuencias fundamentales de los modos de vibración. Si se analiza la gráfica de la FRF, tanto para la fase como para las frecuencias, la teoría dice que al momento de generarse un cambio de fase de 180° , se generará un modo al pico de frecuencia detectado en ese cambio de fase.

Figura 14 Gráfica de FRF -Software Nv Gate-OROS.



La función de coherencia valida los valores de frecuencias dados en la FRF, ya que los valores tienen una correlación aproximada a uno. Esta función de coherencia es una medida del error en mínimos cuadrados, indicando la relación perfectamente lineal entre las señales de entrada y la salida.

Figura 15 Gráfica de Coherencia Software Nv Gate-OROS



El ruido no correlacionado genera una no linealidad en las señales de entrada y salida, contribuyendo al desfase de mediciones. Tras el análisis de las gráficas se procedió a calcular por medio del método de BroadBand del Software Nv Gate-OROS, las frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración del elemento en estudio obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 2 Frecuencias naturales obtenidas a través el análisis modal experimental

Frecuencias Naturales Obtenidas a través del EMA	
Modo	Frecuencia
1	130,2 Hz
2	359,9 Hz
3	701,9 Hz
4	1156,4 Hz

En el **Anexo B** se expone más a fondo los resultados y procedimiento de este ensayo.

NOTA: se realizaron 5 ensayos, con el fin de obtener una mayor precisión en los resultados. Las frecuencias naturales expuestas en el análisis modal experimental son el valor promedio de los 5 ensayos realizados.

4.6 APLICACIÓN DEL (OMA) PARA LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS MODALES EN ELEMENTO MECÁNICO EN FUNCIONAMIENTO.

En el presente trabajo se utilizó **el método del Peak Picking**, este método no paramétrico se utiliza en el análisis en el dominio de la frecuencia donde el objetivo es conocer la distribución tiempo-frecuencia de una señal que se procesará en el OMA, determinando los parámetros modales del elemento en cuestión, al considerar la medición de cada uno de los picos de amplitud de las funciones de densidad espectrales.

Cada frecuencia natural obtenida tiene su respectivo modo de vibración, donde si se presenta la vecindad de frecuencias de resonancia ⁴³ en la función de densidad espectral puede ser simulado a través de un sistema de un solo grado de libertad con frecuencia ω_k y un coeficiente de amortiguamiento ε_k .

Se pensó en la implementación de esta técnica debido a que la cantidad de registros adquiridos no son tan extensos y por ende, la aplicación de un código más robusto no es práctico. Además, las funciones de densidad espectral son más una herramienta ingenieril, mientras que las funciones de correlación (usadas en técnicas en el dominio del tiempo como el NEXT/ERA) son más utilizadas en la matemática y estadística. Y estas dos funciones básicamente proveen la misma información. ⁴⁴

A continuación se presentan los pasos seguidos en esta investigación acorde a la metodología propuesta para la implementación de la técnica del OMA en la caracterización dinámica del eje del banco de ensayos del laboratorio de vibraciones mecánicas.

⁴³ BENDAT , Julius S y PIERSOL , Allan G . Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Los Angeles, California: Wiley, 4 edition. 2010. p.21. ISBN-10: 0470248777

⁴⁴ ÁNGEL, David Henao. Identificación de las propiedades dinámicas de una estructura sometida a vibración ambiental empleando análisis espectral. Tesis de Grado. Medellín: Universidad EAFIT. Escuela de Ingeniería, 2013, 33p.

4.6.1 Descripción equipo, sensores y software de adquisición de datos

4.6.1.1 Sensores Acelerómetros. Se utilizaron dos sensores de aceleración Uniaxial de Referencia 3056B2 de la empresa DYTRAN Instruments Inc, con sensibilidad de 99,68 mv/g y 100,44 mv/g con capacidad de lecturas de aceleración hasta 50 g; posee un conector axial Ref 10-32, un orificio de montaje roscado 10-32 y una base magnética para fijarse a la superficie de medición.

4.6.1.2 Adquisición de Datos. Modulo Analizador de vibración Ref: OR-35-Freq-8 de la Empresa OROS con capacidad de 8 canales de entrada y un ancho de banda hasta 20kHz.

4.6.1.3 Software.

Software NV Gate V. 10.0 con los siguientes módulos:

- FFT Módulo
- Time Domain Recorder Modulo
- Advance Swept Sine Solution

4.6.2 Planeación pruebas del análisis modal operacional OMA. La adquisición de datos se desarrolló registrando los datos de aceleración en las dos chumaceras que dan soporte al eje como se observa en la figura 16.

4.6.2.1 Muestreo. Considerando la frecuencia de Nyquist, la cual determina los rangos de frecuencia máximas identificables según la frecuencia de muestreo donde:

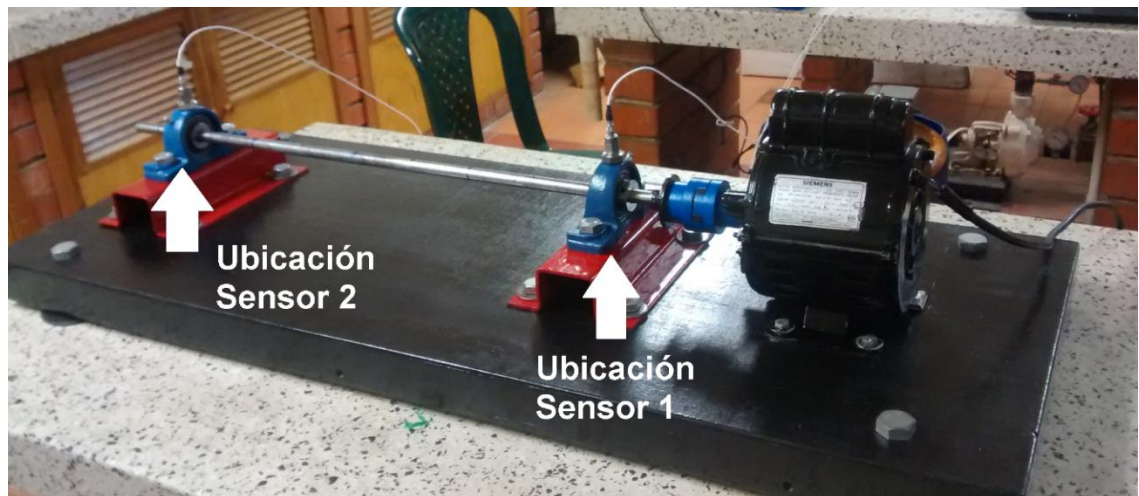
$F_{\text{muestreo}} = F_{\text{NYQUIST}} = 2 * F_{\text{max}}$. Se decidió utilizar una frecuencia de muestreo (F_m) así:

$F_{\text{muestreo}} = 2560 \text{ Hz}$, permitiendo identificar espectros hasta de 1280 Hz.

Por otra parte el registro del fenómeno debe ser lo suficientemente largo para tener un buen registro muestral (sample record) para realizar un análisis fiable, considerándose que un registro con 120.000 datos por sensor es adecuado.

Por lo tanto al considerar una $F_{\text{muestreo}} = 2560 \text{ Hz}$, se recolectarán un total de 120.000 datos, al registrados en un intervalo de tiempo de 48 Sg.

Figura 16 Esquema de ubicación de sensores sobre las chumaceras



Siguiendo el Numeral 3.5.1 expuesto anteriormente se procede a registrar:

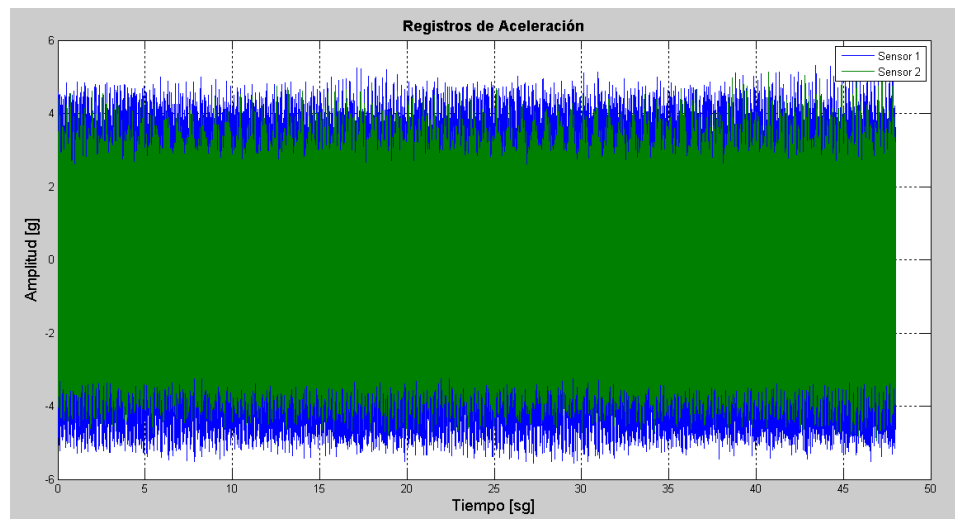
- **Velocidad de rotación del eje:** 3555 RPM
- **Potencia transmitida :** 0,37 Kwatts (Potencia máxima que transmitiría el eje en este caso de estudio)
- **Características de cargas:** No se presenta carga sobre el eje.
- **Frecuencia de muestreo:** 2560 Hz
- **Tiempo de Muestreo:** 48 Segundos
- **Rango de frecuencias a estudiar:** 10-1280 Hz
- **Número de mediciones a realizar:** 5 mediciones

4.6.3 Procesamiento digital y análisis de datos ⁴⁵

4.6.3.1 Selección de Registros. Antes de proceder a realizar el análisis de las señales se deben importar los registros al software MATLAB, los cuales están organizados en un archivo de texto, donde cada columna representa los datos adquiridos de cada sensor en cada uno de los Setup, y el número de filas corresponde al número de datos adquiridos, en este caso de 120.000 datos, conformando una matriz de 120.000 x 2. Para el estudio del eje se analiza los registros en dirección X (transversalmente), considerándose que los movimientos registrados en dirección Z (Longitudinalmente) y dirección Y se restringen mayormente por los apoyos de las chumaceras. Se utilizará la denominación de sensor 1 al sensor de aceleración ubicado en la chumacera más cercana al motor eléctrico y denominación de sensor 2 al sensor ubicado sobre la chumacera más lejana al motor eléctrico.

A continuación, se presentan los registros de aceleración adquiridos por los sensores:

Figura 17 Registros de Aceleración Adquiridos en dominio del tiempo.



⁴⁵ AU, Siu-Kui. Model validity and frequency band selection in operational modal analysis. En: Mechanical Systems and Signal Processing. Junio, 2016., p. 1016-1025.

4.6.3.2 Corrección de Línea Base. En algunos casos se puede presentar un desplazamiento de las señales registradas con respecto al origen, razón por la cual se debe ajustar para que los valores se presenten sobre el origen a través de una regresión (ajuste por mínimos cuadrados), además se restan los valores de aceleración real de los valores de sus respectivos homólogos obtenidos con la ecuación de regresión derivada. La presencia de falsas tendencias que se definen generalmente en el registro temporal obtenido, son eliminados del movimiento de entrada, posibilitándose la utilización de polinomios de hasta tercer grado.

En este caso NO es necesario realizar la corrección de línea base debido a que las señales obtenidas no se encuentran desplazadas con respecto al origen.

4.6.3.3 Filtrado del Registro de Datos. Los registros de desplazamientos adquiridos por los acelerómetros se ven afectados por el ruido operacional, el cuál es originado por fuentes de excitación externas como cables de energía eléctrica, antenas de telefonía móvil y equipos de internet, a su vez por algún desalineamiento y desbalanceo de elementos mecánicos adyacentes al eje; todo esto se trató de mantener bajo control para inducir al menor error posible (reducir la influencia de factores externos). No obstante es necesario tratar la señal mediante un filtro que elimine o disminuya la perturbación dependiendo si la fuente del ruido es de alta o baja frecuencia.

La existencia de diversos filtros digitales:

- **Filtros Pasa Bajas:** Eliminan las frecuencias que son más altas que una frecuencia de corte estipulada (Frec_limite)
- **Filtros Pasa Altas:** Posibilita el paso de frecuencias más altas que la frecuencia de corte estipulada (Frec_limite) y se haga parte de la señal.
- **Filtros Pasabanda:** Posibilita el paso de señales dentro de un rango de frecuencias estipuladas (Frec_limite_1 a Frec_limite_2)

- **Filtros de suspensión de banda:** Elimina las señales dentro de un intervalo de frecuencias dadas (Frec_limite_1 a Frec_limite_2) donde Frec_limite_2 no debe ser superior a $\frac{1}{2}$ de la frecuencia de muestreo (F_muestreo).

Para este proyecto se determinó utilizar el filtro pasabanda Butterworth ⁴⁶ estipulándose las frecuencias de corte entre 100 y 1200 Hz, correspondiendo a los valores de las frecuencias naturales de los 4 primeros modos de vibración determinados a partir del Análisis modal del modelo numérico del eje realizado en el software ANSYS.

4.6.3.4 Implementación Ventana procesamiento Datos. Para nuestro código, utilizamos una Ventana de Hamming ⁴⁷, la cual es la más aplicada para el análisis de sistemas de respuesta en frecuencia a partir de datos aleatorios.

4.6.4 Análisis de señal para identificación de parámetros modales a través del OMA.

4.6.4.1 Identificación de Frecuencias de los primeros modos de vibración.

Método: Peak Picking. Se desarrolló un algoritmo en MATLAB con el fin de permitir el procesamiento y análisis de la señal proveniente del estado vibratorio de un eje en operación, para así obtener una herramienta ágil y efectiva.

El código programado utiliza funciones de densidad espectral de potencia (en inglés Power Spectral Density, PSD), la cual se utiliza para establecer la

⁴⁶ BUTTERWORTH, Stephen. On the Theory of Filter Amplifiers. En: Wireless Engineer. Octubre, 1930, vol.7., p. 536-541.

⁴⁷ PROAKIS , John G. y MANOLAKIS , Dimitris G. Tratamiento digital de señales. Pearson Educación, 2007. p.323-324. ISBN 978-84-8322-347-5

composición en frecuencia de los datos adquiridos de aceleración y encontrar relaciones con las características del sistema físico en estudio.

“Esta función se obtiene básicamente convirtiendo las medidas de aceleraciones al dominio de la frecuencia mediante la transformada de Fourier discreta (DFT)” ⁴⁸

Comúnmente no es suficiente analizar una sola función de densidad espectral (PSD) para encontrar las frecuencias naturales del elemento en estudio, puesto que persiste la posibilidad de encontrarse un nodo modal repercutiendo en una amplitud nula de aceleración en uno o varios modos de vibración, para evitar esto, se plantea el uso de la densidad de potencia espectral normalizada (NPSD) ⁴⁹, básicamente esta función permite ajustar los demás registros de aceleración con los registros del acelerómetro “fijo” (acelerómetro de referencia). Por último se realiza un promedio de esta función, obteniendo el promedio normalizado de densidad de potencia (ANPSD, Averaged Normalized Power Spectral Density), en la cual se visualizaran los picos energéticos de los datos adquiridos sobre el eje. Las funciones de coherencia validaran estos picos energéticos como modos de vibración, según sea el valor de convergencia entre los distintos datos.

Aplicación de la FFT (Fast Fourier Transform)

“Debido a que no es posible medir un proceso $x(t)$ desde $-\infty$ a ∞ , se mide desde un intervalo finito de tiempo T , por lo que la transformada de Fourier $S_x(f)$ es estimada por medio de la Transformada Finita de Fourier.

⁴⁸ RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Capítulo 6. Sevilla: Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005. p. 64-65.

⁴⁹ BENDAT , Julius S y PIERSOL , Allan G . Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Los Angeles, California: Wiley, 4 edition. 2010. p.25. ISBN-10: 0470248777

$$S_X(f, T) = \int_0^T x(t) e^{-i2\pi ft} dt$$

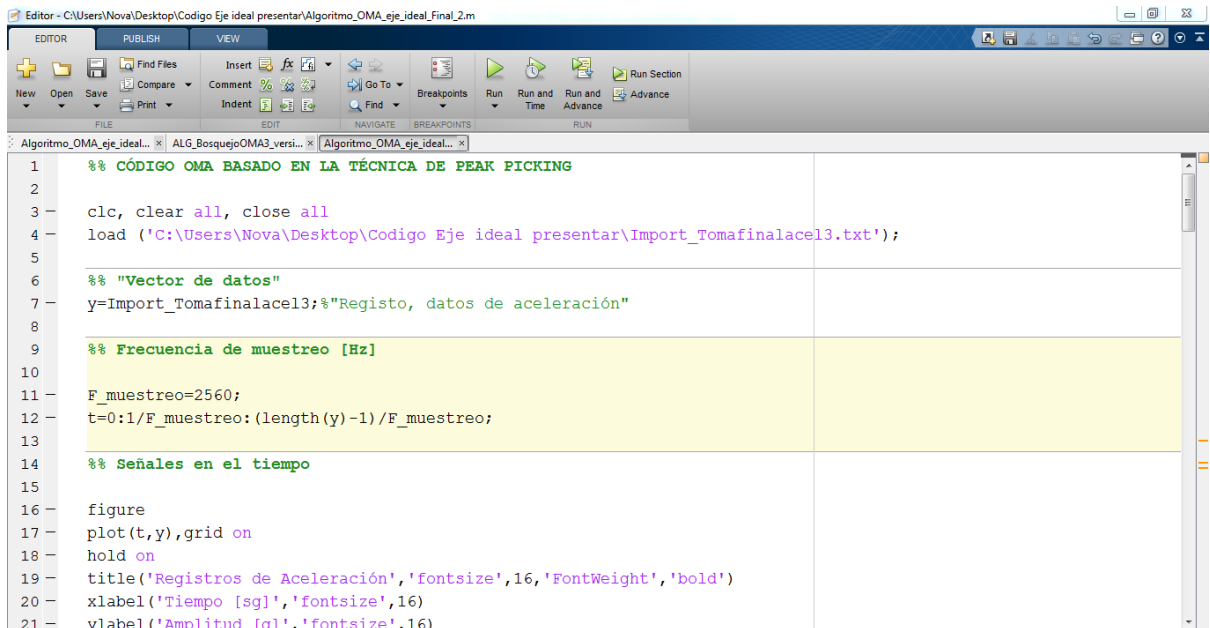
Más aún, para series de datos discretos y de duración finita, se usa la Transformada Discreta de Fourier (DFT).

$$S_X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-i\frac{2\pi kn}{N}}$$

Computacionalmente se utiliza un algoritmo que reduce significativamente la cantidad de operaciones a realizarse en el cálculo de la transformada de Fourier, denominado **transformada rápida de Fourier (FFT)**⁵⁰

⁵⁰ ÁNGEL, David Henao. Identificación de las propiedades dinámicas de una estructura sometida a vibración ambiental empleando análisis espectral. Transformada Rápida Finita de Fourier. Medellín: Universidad EAFIT. Escuela de Ingeniería, 2013. p. 39.

Figura 18 Código Programado en MATLAB.



```
1 %% CÓDIGO OMA BASADO EN LA TÉCNICA DE PEAK PICKING
2
3 clc, clear all, close all
4 load ('C:\Users\Nova\Desktop\Codigo Eje ideal presentar\Import_Tomafinalacel3.txt');
5
6 %% "Vector de datos"
7 y=Import_Tomafinalacel3;"Registro, datos de aceleración"
8
9 %% Frecuencia de muestreo [Hz]
10
11 F_muestreo=2560;
12 t=0:1/F_muestreo:(length(y)-1)/F_muestreo;
13
14 %% Señales en el tiempo
15
16 figure
17 plot(t,y),grid on
18 hold on
19 title('Registros de Aceleración','fontSize',16,'FontWeight','bold')
20 xlabel('Tiempo [sg]','fontSize',16)
21 ylabel('Amplitud [g]','fontSize',16)
```

Funciones de Densidad Espectral en Potencia (PSD) ⁵¹

Los PSD se obtienen dividiendo las series temporales en series de 8192 datos (2^{13}), considerando para este estudio un traslape de 50 % usando ventanas tipo Hamming. A continuación, se presentan las gráficas PSD para cada uno de los datos adquiridos con los acelerómetros.

⁵¹ BENDAT, Julius S y PIERSOL, Allan G. Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Los Angeles, California: Wiley, 4 edition. 2010. p.23. ISBN-10: 0470248777

Figura 19 Gráfica de PSD Datos adquiridos con el Sensor 1

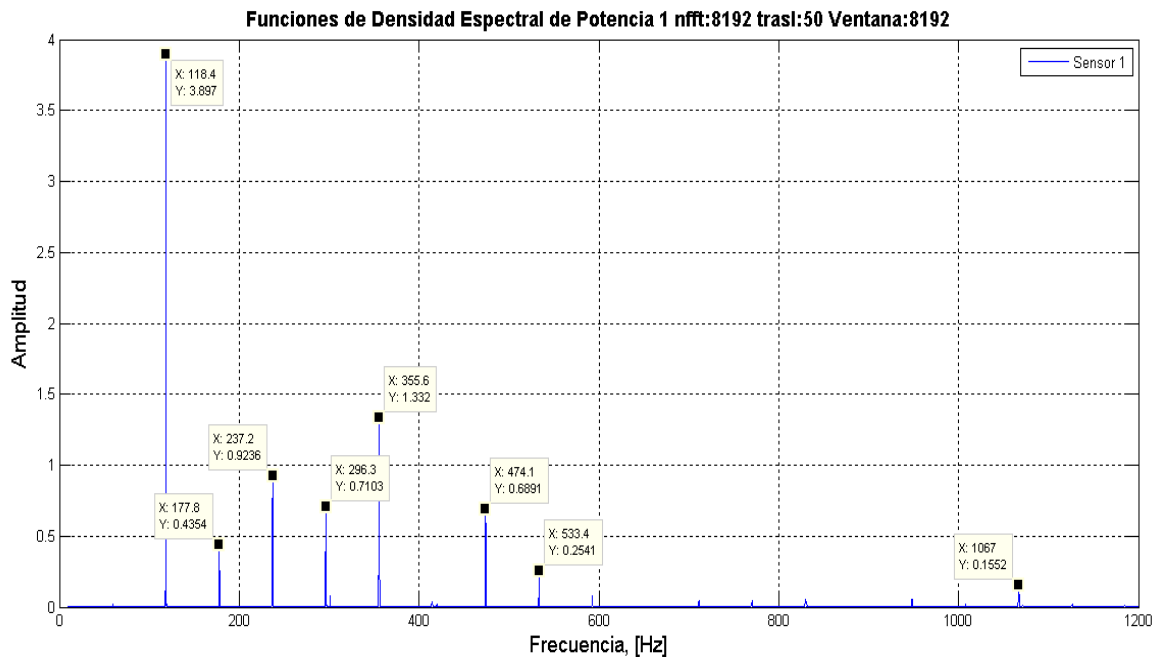
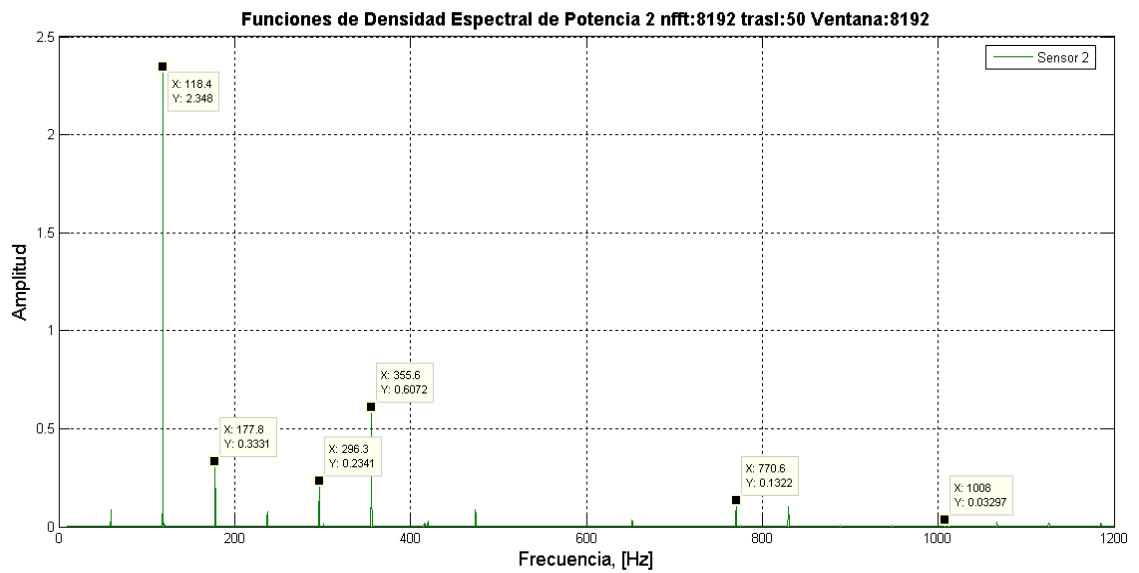


Figura 20 Gráfica PSD Datos adquirido con el Sensor 2



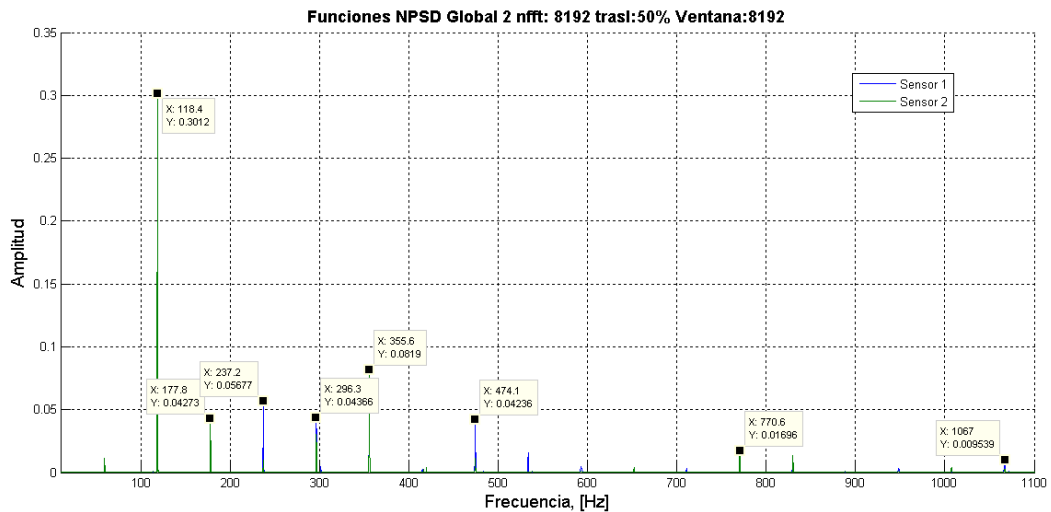
Funciones de Densidad Espectral en Potencia Normalizadas (NPSD). La NPSD obtiene dividiendo la estimación del (PSD) por la suma de sus N elementos.

52

$$NPSD_i(\omega) = \frac{PSD_i(\omega)}{\sum_{k=1}^N PSD(\omega_k)}$$

A continuación se presenta la gráfica NPSD para los datos adquiridos con el par de acelerómetros.

Figura 21 Gráfica función NPSD



Obtención Espectro Medio Normalizado (ANPSD). Para el análisis de los picos de todas las aceleraciones registradas se presenta la herramienta del espectro medio normalizado (ANPSD) ⁵³

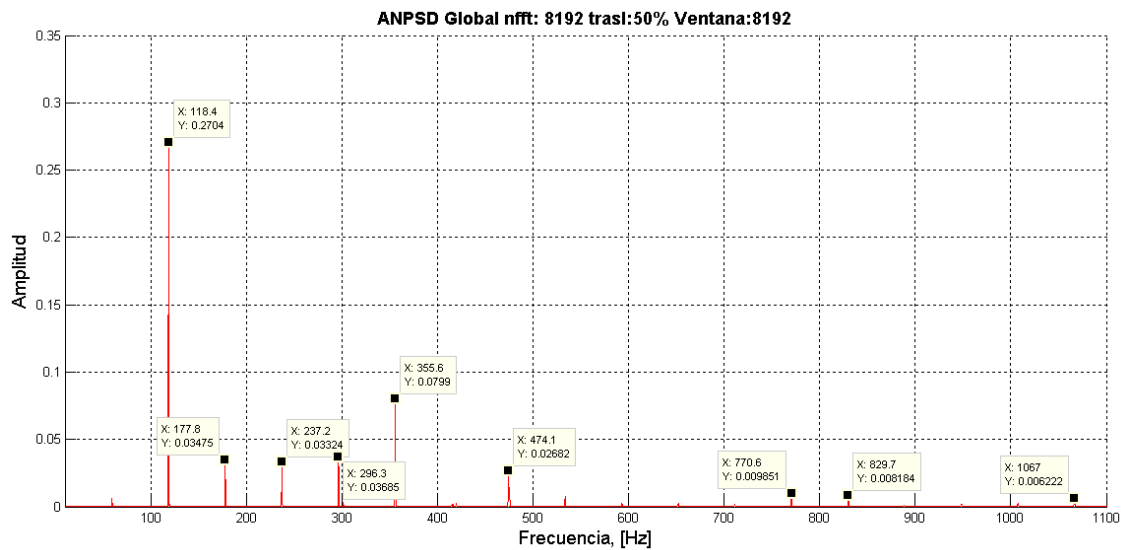
⁵² *Ibíd.*, p. 25.

⁵³ *Ibíd.*, p. 27.

$$ANPSD(\omega) = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^L NPSD_i(\omega)$$

Con L que es el número de grados de libertad y por la suma de sus N elementos. Al lograr obtener la gráfica del espectro medio normalizado (ANPSD), es pertinente identificar los picos correspondientes a las frecuencias naturales del elemento. En seguida se presentan la gráfica ANPSD obtenida tras el procesamiento de los datos adquiridos con el par de acelerómetros.

Figura 22 Gráfica ANPSD



Donde se observan los picos obtenidos:

Tabla 3 Frecuencias y amplitudes obtenidas a través del ANPSD

Frecuencia [Hz]	Amplitud [g]
118,4	0,2704
177,8	0,03475
237,2	0,03324
296,3	0,03685
355,6	0,0799
474,1	0,02682
770,6	0,009851
829,7	0,008184
1067	0,006222

Nos presentan las posibles frecuencias fundamentales, donde se debe proceder a realizar la comprobación respectiva a través de las funciones de coherencia.

Funciones de Coherencia

El uso de las funciones de coherencia permite corroborar las estimaciones de las frecuencias naturales del elemento en estudio, básicamente cuantificando la coherencia entre dos auto espectros ubicándolo en un valor de cero a uno, donde el valor igual a uno es la máxima coherencia entre auto espectros.

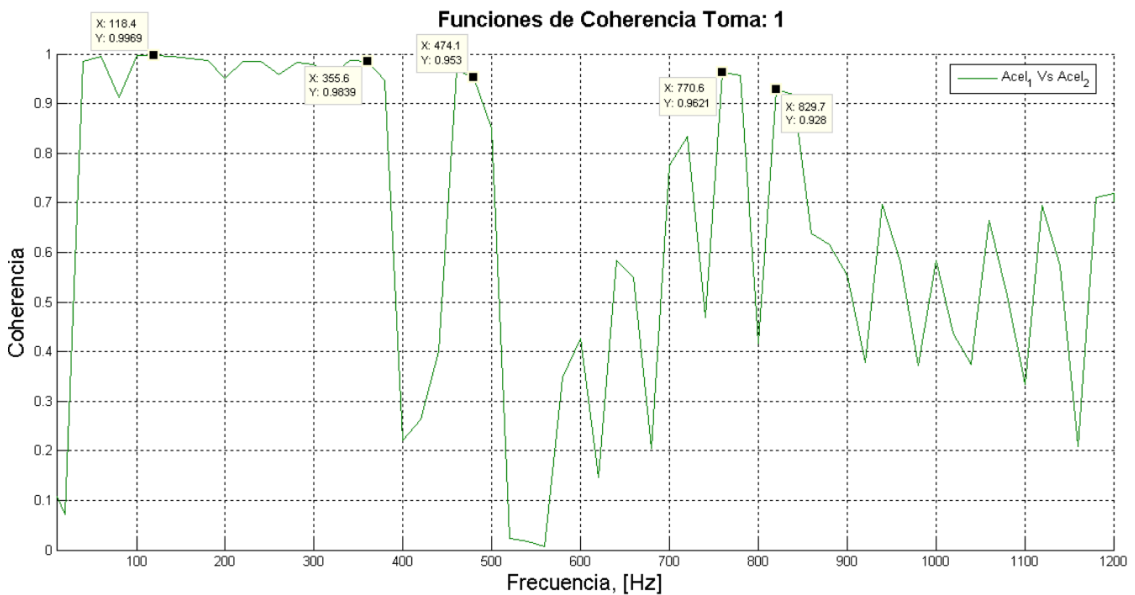
Matemáticamente se define:⁵⁴

$$\gamma^2_{i,j}(\omega) = \frac{|S_y(\omega)_{i,j}|^2}{S_y(\omega)_{i,i}S_y(\omega)_{j,j}}$$

Donde y_i y y_j son las dos señales a analizar. Las frecuencias fundamentales del eje se representan con valores cercanos a uno en las funciones de coherencia, los cuales validan los resultados obtenidos utilizando el ANPSD.⁵⁵

El uso de funciones de coherencia entre los datos registrados por los sensores comparados entre sí, es recomendable para confirmar los resultados obtenidos. A continuación se presenta las funciones de coherencia correspondiente al eje en estudio.

Figura 23 Gráfica Función de Coherencia



⁵⁴ *Ibíd.*, p. 30.

⁵⁵ WANG, T. et al. A frequency and spatial domain decomposition method for operational strain modal analysis and its application. En: *Engineering Structures*. Mayo, 2016, vol.114., p. 104-112.

Se observa que las frecuencias en el intervalo aproximado de [100-370] Hz tienen una coherencia por encima del 90%, al igual que las frecuencias de 474,1 Hz, 770,8 Hz y 829,7 Hz. (Ver figura 23).

Puesto que los primeros modos de vibración son los modos con mayor contenido energético en un intervalo de tiempo y este contenido energético se evidencia en la amplitud de los picos del ANPSD. Por tanto las frecuencias naturales, asociadas a los primeros modos de vibración, serán aquellas frecuencias cuyos picos sean los de mayor amplitud en el ANPSD y con una convergencia mayor al 90%.

Según esto, con los datos obtenidos y **teniendo en cuenta las frecuencias naturales teóricas del eje**, el código permite identificar e interpretar las **dos primeras frecuencias naturales** asociadas a los dos primeros modos de vibración del eje, ya que son los **dos primeros picos de mayor amplitud** en el ANPSD (ver figura 22) y **con una convergencia de 0.9969 y 0.9839 respectivamente** (ver figura 23)

Tabla 4 Frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal operacional

Frecuencias Naturales	
Obtenidas a través del OMA	
Primer Modo	118,4 Hz
Segundo Modo	355,6 Hz

Siendo congruente con los picos de mayor contenido energético para cada uno de los modos de vibración.

Para el tercer modo EN ADELANTE no aplica la teoría, ya que los picos aproximadamente a 770 Hz y 1100Hz son muy bajos y a pesar de que la coherencia para la frecuencia de 770 Hz sea mayor del 90% (siendo esta frecuencia aproximada al tercer modo de vibración teórico del eje), se puede interpretar más como una señal de ruido que no está asociada a un modo de vibración.

Esto se podría mejorar con una mayor cantidad de registros tomados sobre el eje, permitiendo tener un mayor rango de medida.

NOTA: *los picos que se evidencian en el ANPSD a las frecuencias de:*

- 177,8 Hz
- 237,2 Hz
- 296,3 Hz
- 829,7 Hz

Y que tienen una coherencia por encima del 90%, son frecuencias naturales asociadas a soportes y demás elementos adyacentes al sistema de transmisión de potencia. Esto será explicado más adelante (ver Anexo F y H).

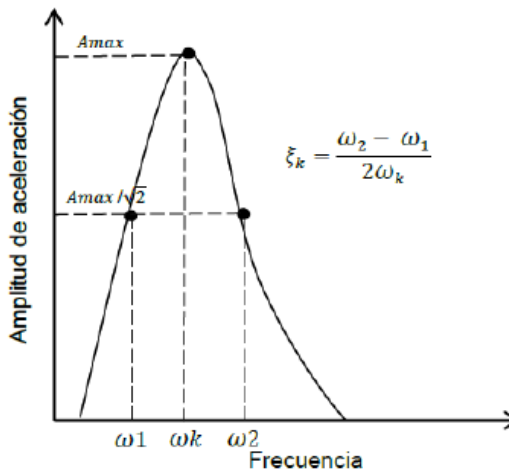
4.6.4.2 Cálculo de los Coeficientes de Amortiguamiento para los dos primeros modos de vibración del Eje. En el presente trabajo se utiliza el método de ancho de banda⁵⁶, el cual relaciona la frecuencia de los modos de vibración con las frecuencias vecinas. Se debe ubicar primeramente los puntos de media potencia w_1 y w_2 a cada lado del pico identificado cuya amplitud es $\frac{A_{max}}{\sqrt{2}}$.

⁵⁶ AU, T. Model validity and frequency band selection in operational modal analysis. En: Mechanical Systems and Signal Processing. Junio, 2016., p. 1012- 1023.

El Coeficiente de amortiguamiento se puede estimar a partir del ancho de pico de resonancia:

$$(\zeta) \text{ Coeficiente Amortiguamiento} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{4wr} = \frac{w_2 - w_1}{2wr}$$

Figura 24 Método del ancho de banda para calcular la razón de amortiguamiento



Considerando el Primer Modo de Vibración el $A_{\max} = 0,2704$ g, correspondiente a 118,4 Hz

$$w = \frac{A_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{0,2704}{\sqrt{2}} = 0,1912$$

Donde las frecuencias a cada lado del pico A_{\max} son:

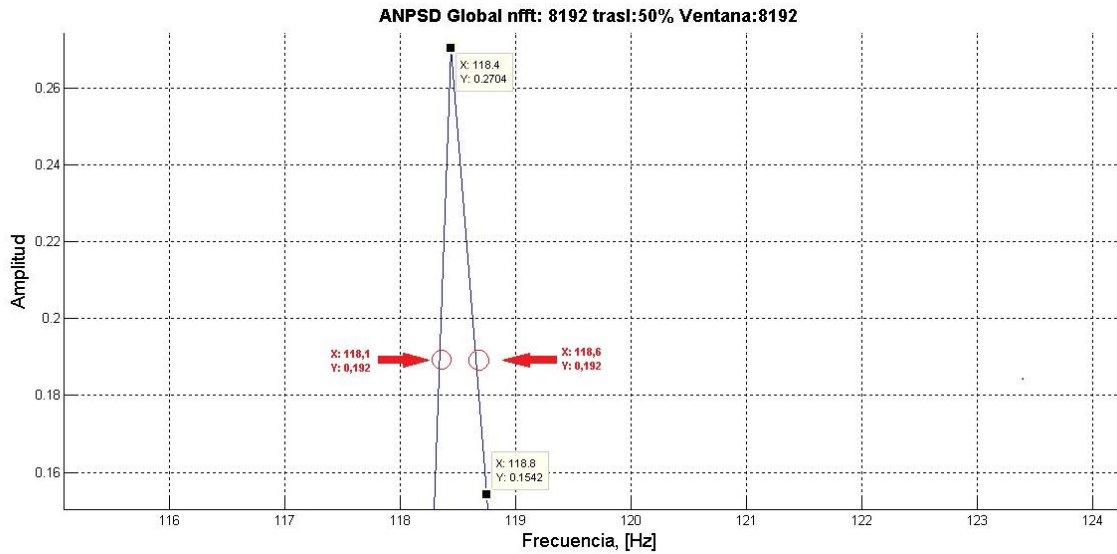
- $w_1 = 118,1$ Hz y
- $w_2 = 118,6$ Hz.

Aplicando método del ancho de banda:

$$(\zeta) \text{ 1 Modo} = \frac{w_2 - w_1}{2wr} = \frac{118,6 - 118,1}{2 \cdot (118,4)} = 2,111 \text{ e-3}$$

$$\zeta \text{ 1 Modo} = \underline{0.2111\%}$$

Figura 25 Determinación coef amortiguamiento primer modo de vibración



Considerando el Segundo Modo de Vibración el Amáx = 0,0799 g, correspondiente a 355,6 Hz

$$w = \frac{A \max}{\sqrt{2}} = \frac{0,0799}{\sqrt{2}} = 0,05649$$

Donde las frecuencias a cada lado del pico Amáx son

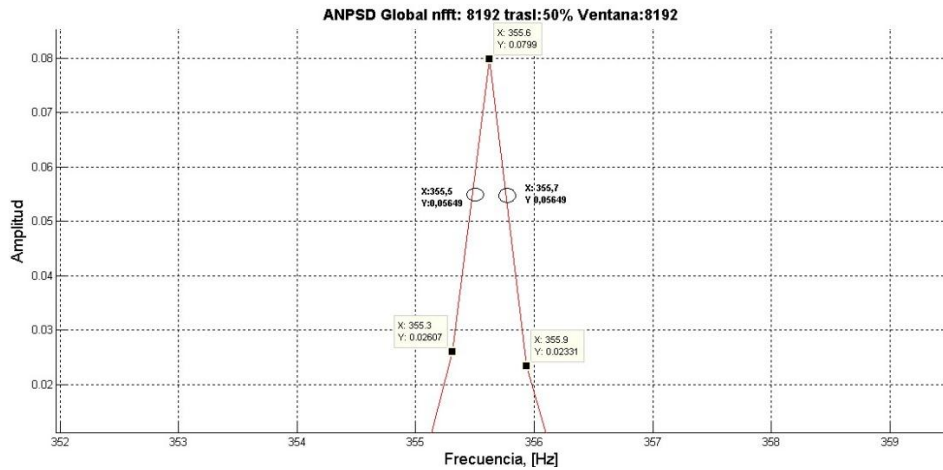
- w1= 355,5 Hz y
- w2=355,7 Hz.

Aplicando método del ancho de banda:

$$\zeta \text{ 2 Modo} = \frac{w2-w1}{2wr} = \frac{355,7-355,5}{2*(355,6)} = 2,8121 \text{ e-4}$$

$$\zeta \text{ 2 Modo} = \underline{0.028121\%}$$

Figura 26 Determinación coef amortiguamiento segundo modo de vibración



4.7 CONTRASTACIÓN RESULTADOS: FRECUENCIAS NATURALES Y COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO DETERMINADOS DE FORMA TEÓRICA Y EXPERIMENTAL

Frecuencias Naturales. Al determinar las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración (primero y segundo) del elemento en estudio por medio del Análisis Modal Operacional (OMA) que fue programado en MatLab, el análisis modal Teórico, (Software ANSYS) y el Análisis Modal Experimental (EMA) se busca contrastar los resultados entre sí para corroborar la funcionalidad del Algoritmo desarrollado en este trabajo y la pertinencia de la implementación del OMA a un eje en condiciones de operación, se presenta la comparación en las tablas 5 y 6.

Coefficientes de amortiguamiento. Para el contraste de los coeficientes de amortiguamiento calculados a través del método de ancho de banda, se tomaran como valores teóricos los coeficientes de amortiguamiento calculados por el Análisis Modal Experimental (EMA), debido a que el ANSYS (modelo teórico del eje) trabaja a base de un modelo constitutivo despreciando el coeficiente de amortiguamiento. La comparación de los valores obtenidos a través de los diferentes métodos utilizados se presenta en la tabla 7.

Tabla 5 Frecuencias fundamentales obtenidas a través de métodos teóricos y experimentales

Frecuencias (Hz) Fundamentales Obtenidas a través método teórico y experimental			
Modo de Vibración	Teórico ANSYS	Experimental	
		OMA	EMA
1	127	118,4	130,2
2	349,5	355,6	359,9

Tabla 6 Porcentaje de error obtenido al determinar las frecuencias fundamentales

Porcentaje de Error utilizando diferentes métodos Experimentales de Caracterización Dinámica, con respecto al valor teórico		
Modo de Vibración	Experimental	
	OMA	EMA
1	6,77 %	2,52 %
2	1,74%	2,98 %

Tabla 7 Contrastación de los coeficientes de amortiguamiento calculados de forma experimental.

Contrastación de los coeficientes de amortiguamiento calculados de forma experimental.			
Modo de Vibración	Coeficientes de amortiguamiento (%)		Porcentaje de Error entre los coeficientes de amortiguamiento calculados experimentalmente.
	OMA	EMA (valor teórico)	
1	0.2111	0,214	1,36%
2	0.028121	0,033	14,8%

NOTA: para la obtención de los coeficientes de amortiguamiento a partir del EMA, se realizó un promedio de los coeficientes de amortiguamiento obtenidos en los 5 ensayos realizados.

5. VALIDACIÓN DEL ALGORITMO DESARROLLADO PARA CARACTERIZAR DINÁMICAMENTE UN EJE A TRAVÉS DEL OMA.

Con el objetivo de validar la efectividad del algoritmo desarrollado en Matlab y por ende, la metodología implementada para encontrar las frecuencias fundamentales de un eje empleando un Análisis Modal Operacional utilizando el método de Peak Picking, se realizó la caracterización a un segundo eje de un banco de ensayos del laboratorio de vibraciones mecánicas.

5.1 GENERALIDADES DEL BANCO DE ENSAYOS “EJE DE VALIDACIÓN” PARA LA AUTENTIFICACIÓN DE LA TÉCNICA DEL OMA APLICADA EN EJES EN CONDICIÓN DE SERVICIO

Se seleccionó un banco de ensayos, el cual no se tiene ningún tipo de conocimiento previo respecto a funcionamiento, fallas, etc. El banco consta de un motor acoplado a una correa que transmite potencia a un eje soportado por tres rodamientos, y estos rodamientos están sujetos a una estructura metálica.

Figura 27 Banco de ensayos seleccionado para la autentificación de la técnica del OMA en ejes en condición de servicio



5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO

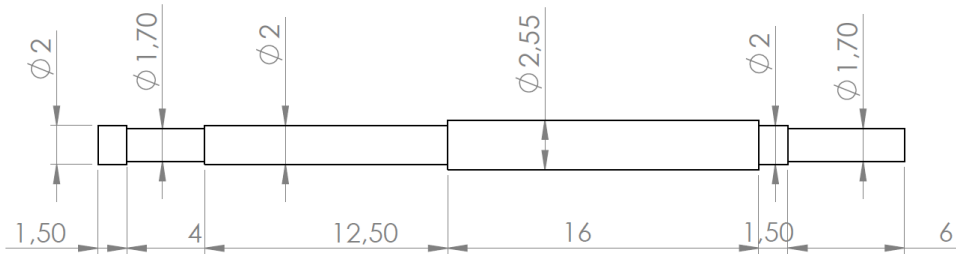
5.2.1 Eje. Un eje de acero estructural, con varios cambios de sección. A continuación se presentan las dimensiones del eje en cm y sus respectivas características:

- Longitud total= 41,5 cm
- Densidad: 7850 kg/m³
- Módulo de Young (E) =21 GPascales
- Peso = 1,202 Kg aprox.
- Coeficiente de Poisson= 0,3

Figura 28 Componentes del banco de ensayos seleccionado para la autenticación de la técnica del OMA en ejes en condición de servicio



Figura 29 Dimensiones Eje de validación utilizado en banco de ensayos para la autenticación del OMA



5.2.2 Rodamientos. Tres rodamientos radiales de bolas con diámetros internos de 2 cms.

5.2.3 Motor Eléctrico. Motor Eléctrico Monofásico con las siguientes características:

- Potencia = 0,5 hp
- RPM =3450
- Frecuencia= 60 Hz

Figura 30 Motor eléctrico de operación en el
“eje de validación”



5.2.4 Poleas. El banco de ensayos consta de dos poleas de diferente diámetro externo, en una relación de reducción de 2:1, debido a que la polea de mayor diámetro está conectada al eje. El material de las poleas está hecho de algún tipo de fundición.

5.2.5 Banda de transmisión. Permite la transmisión de potencia del motor al eje.

5.3 ANÁLISIS DE FALLAS DEL “EJE DE VALIDACIÓN”

Debido a que no se tiene ningún conocimiento sobre el estado funcional del eje, se realizó un análisis de fallas, a través del espectro de frecuencia generado por las vibraciones en los soportes del eje basándose en la Norma ISO 10816-2014.⁵⁷ **(Ver Anexo D).**

Como se puede observar en el Anexo D, el banco de ensayos presenta un desalineamiento y una pequeña deformación en el eje que están generando fallas en los rodamientos. El desalineamiento del eje se generó por el montaje que se realizó para los soportes de los rodamientos, donde los orificios de estos soportes tienen una pequeña excentricidad unos con otros; por consiguiente para solucionar el problema se deberá modificar la base, cambiar el eje o por lo menos ajustar su forma a una base. Además que no se tiene en cuenta un desalineamiento entre las poleas o alguna falla en el motor.

A partir de estas fallas analizadas en el banco y su posible solución (cambio de la base y de rodamientos), se tomó la decisión de realizar la adquisición de datos de aceleración para ejecutar la técnica del OMA, en el estado funcional actual del eje y precisar que tanto disminuiría la validez de la técnica y como las fallas presentes en el eje afectarían la toma de datos.

5.4 IDENTIFICACIÓN DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE FORMA TEORICA DEL “EJE DE VALIDACIÓN”

5. 4.1 Modelo Numérico a través del Método de Elementos Finitos (MEF). Se realizó el Análisis Modal Teórico con el software de Elementos Finitos ANSYS

⁵⁷ INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION (ISO) 10816-8:2014. Mechanical vibration: Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. (Consultado el 28 de abril de 2017). Disponible en <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-8:ed-1:v1:en>.

WORKBENCH 15.0, identificando las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración.

Tabla 8 Frecuencias naturales teóricas del “eje de validación”

Frecuencias Naturales Teóricas del Banco Medición Fallas en Rodamientos	
Modo	Frecuencia
1	658,76 Hz
2	1674,8 Hz
3	2886,5 Hz
4	4456,1 Hz

Nota: En el Anexo E, se presenten los resultados obtenidos para los 4 primeros modos de vibración del eje de “validación”.

5.5 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL “EJE DE VALIDACIÓN” A TRAVÉS DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

Se realizó el mismo procedimiento del EMA para el primer eje, utilizando el mismo equipo de adquisición de datos. **En el Anexo C** se explica el procedimiento del EMA para el “eje de validación”.

Los resultados que se obtuvieron de este análisis son presentados en la tabla 9:

Tabla 9 Frecuencias naturales obtenidas a través del EMA para el "eje de validación"

Frecuencias Naturales Obtenidas a través del EMA para el "Eje de Validación"	
Modo	Frecuencia
1	659,34 Hz
2	1690,15 Hz
3	2928,45 Hz
4	4509,6 Hz

5.6 APLICACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL OMA PARA LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS MODALES DEL "EJE DE VALIDACIÓN" EN CONDICIÓN DE SERVICIO.

Al igual que en el primer caso, se aplicó la técnica del Peak Picking en la obtención de las frecuencias naturales del "eje de validación".

5.6.1 Equipo de adquisición de datos.

5.6.1.1 Sensores de Aceleración. Se utilizaron tres sensores de aceleración Uniaxial de Referencia 3056B2 de la empresa DYTRAN Instruments Inc, con sensibilidad de 99,68 mv/g, 100,44 mv/g y 99,71 mv/g con capacidad de lecturas de aceleración hasta 50 g. los acelerómetros poseen una base magnética para fijarse a la superficie de medición.

5.6.1.2 Tarjeta de Adquisición de Datos. Modulo Analizador de vibración Ref: OR-35-Freq-8 de la Empresa OROS con capacidad de 8 canales de entrada y un ancho de banda hasta 20kHz.

5.6.1.3 Software. Software NV Gate V. 10.0 con los siguientes módulos:

- FFT Módulo
- Time Domain Recorder Modulo
- Advance Swept Sine Solution

5.6.2 Toma de datos técnica del análisis modal operacional al “eje de validación”. La adquisición de datos se desarrolló registrando los datos de aceleración en los tres rodamientos que dan soporte al eje como se observa en la figura 31.

Figura 31 Adquisición de datos de aceleración para el “eje de validación”



5.6.2.1 Muestreo. Considerando la frecuencia de Nyquist, la cual determina los rangos de frecuencia máximas identificables según la frecuencia de muestreo donde:

$F_{\text{muestreo}} = F_{\text{NYQUIST}} = 2 * F_{\text{max}}$. Se decidió utilizar una frecuencia de muestreo igual a **3800 Hz, permitiendo identificar espectros hasta de 1900 Hz.**

Por lo tanto al considerar una $F_{\text{muestreo}} = 3800$ Hz, se recolectarán un total de 120.000 datos al registrar el fenómeno por un intervalo de tiempo de 32s aproximadamente. El rango de frecuencias estará entre 10-1900Hz y un número de mediciones a realizar=5.

5.6.3 Procesamiento digital y análisis de datos. Se cargaron los datos del “eje de validación” en el código de MatLab, los cuales están organizados en un archivo de texto, donde cada columna representa los datos adquiridos de cada sensor en cada uno de los Setup, y el número de filas corresponde al número de datos adquiridos, en este caso de 120.000 datos, conformando una matriz de 120.000 x 3. Se utilizara el sensor 1 (ver figura 31) como el acelerómetro de referencia, debido a que en esta posición se ubica el rodamiento con menor índice de falla.

De la misma forma en que se trabajó para el primer eje, no hubo la necesidad de realizar una corrección de línea base. Se trabajó con filtro pasabanda Butterworth, estipulándose las frecuencias de corte entre 300 y 1899 Hz, correspondiendo a los valores de las frecuencias naturales de los dos primeros modos de vibración y se usó una Ventana de Hamming.

5.6.4 Análisis de señal para identificación de parámetros modales a través del OMA del “eje de validación”

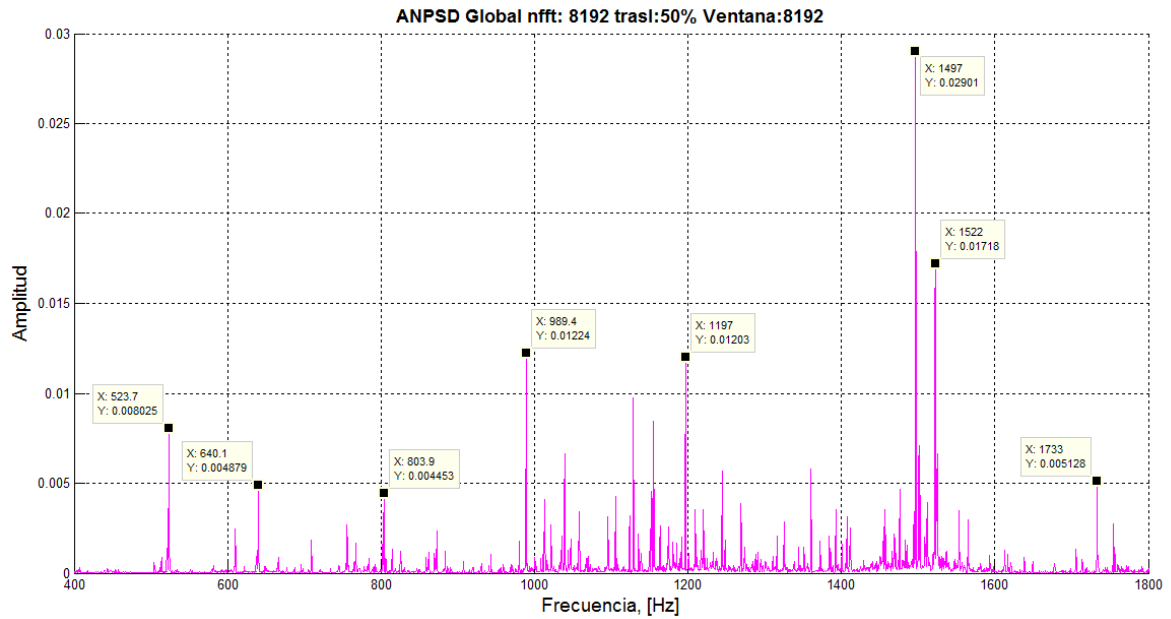
5.6.4.1 Identificación de Frecuencias de los primeros modos de vibración en el “Eje de Validación”. Obtención Espectro Medio Normalizado (ANPSD)

Se presenta en la figura 32 la gráfica del promedio normalizado de la función de densidad espectral de potencia (ANPSD) y la información en detalle de los puntos obtenidos de frecuencia y amplitud se expone en la tabla 10.

- **Funciones de Coherencia**

En la figura 33 se presenta la función de coherencia correspondiente al eje del banco medición fallas en rodamientos. Habida cuenta de que la técnica se basa en el análisis de los primeros picos más altos en el ANPSD, como picos con alto contenido energético en un intervalo de tiempo y que serán comprobados con la función de coherencia, como frecuencias naturales. Se tomaron como los dos primeros modos de vibración los picos a las frecuencias de 523,7 Hz y 1497 Hz. Siendo estos dos los únicos picos en el ANPSD con una coherencia por encima del 90% para el “eje de validación” (ver figura 32 y 33), además de que el pico de 523,7 Hz es el primer pico energético y 1497 Hz el pico más alto en el ANPSD a las frecuencias de corte 300 y 1899 Hz (rango de frecuencias para los dos primeros modos de vibración)

Figura 32 Gráfica ANPSD de los Datos adquiridos para el procesamiento del "Eje de validación"

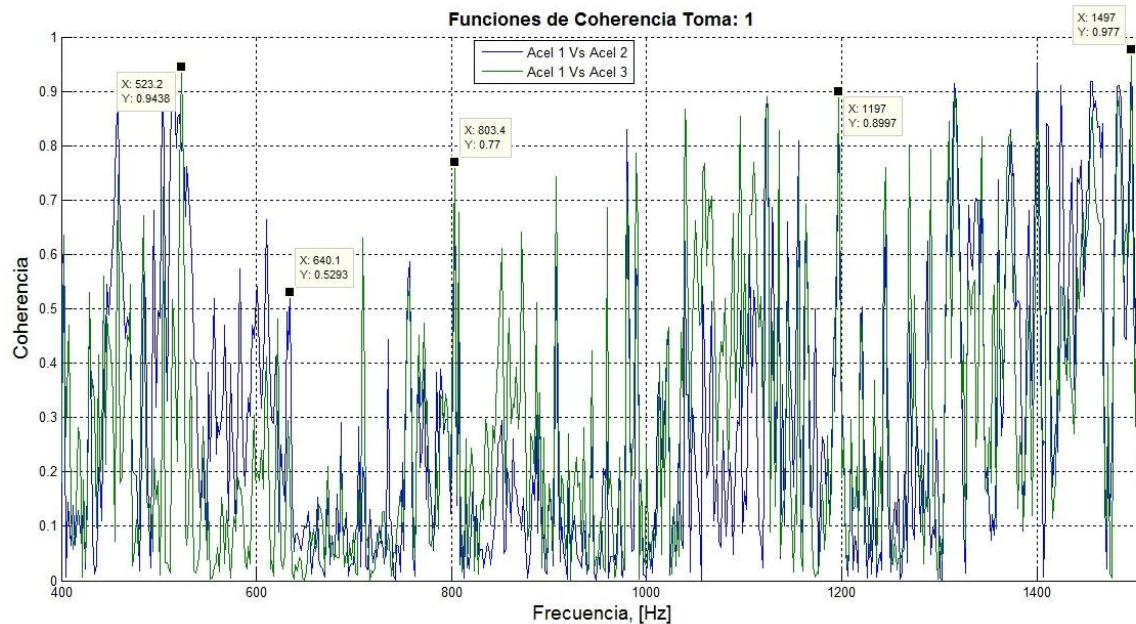


Donde se observan los picos obtenidos:

Tabla 10 Frecuencia y amplitud obtenida en el ANPSD del procesamiento de los datos adquiridos para el eje de validación.

Frecuencia [Hz]	Amplitud [g]
523,7	0,008025
640,1	0.004879
803,9	0,004453
989,4	0,01224
1197	0,01203
1497	0,02901
1522	0,01718
1733	0,005128

Figura 33 Gráfica de Coherencia para los datos adquiridos para el procesamiento del "Eje de validación"



A pesar de ello en el ANPSD del "Eje de Validación" (figura 32) se observan grandes picos energéticos, incluso más altos que el escogido para el primer modo de vibración, debido a la rigidez que aportan los rodamientos y las fallas presentadas en el eje.

En la tabla 11 se expone los valores de Frecuencias Naturales para los dos primeros modos de vibración obtenidos a través del OMA para el "eje de validación"

Tabla 11 Frecuencias naturales "eje de validación" obtenidas a través del OMA

Frecuencias Naturales del “ Eje de validación” a través del OMA	
Primer Modo	523,7 Hz
Segundo Modo	1497 Hz

5.6.4.2 Cálculo de los Coeficientes de Amortiguamiento para los dos primeros modos de vibración del “Eje del Validación”

- Considerando el Primer Modo de Vibración el $A_{max} = 0,006693 \text{ g}$, correspondiente a 523,7Hz (ver figura 34)

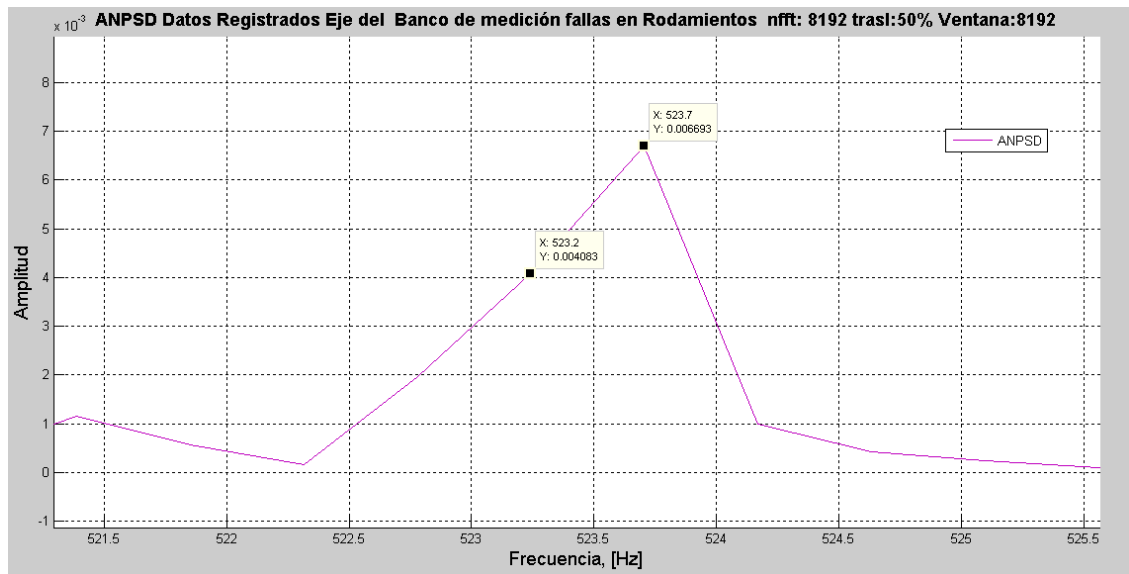
$$w = \frac{A_{max}}{\sqrt{2}} = \frac{0,006693}{\sqrt{2}} = 4,7326 \text{ e} - 03$$

Donde las frecuencias a cada lado del pico A_{max} es $w_1 = 523,2 \text{ Hz}$ y $w_2 = 538 \text{ Hz}$. Aplicando método del ancho de banda:

$$\langle \zeta \rangle 1 \text{ Modo} = \frac{w_2 - w_1}{2w_r} = \frac{538 - 523,2}{2 * (523,7)} = 0,01413$$

$$\langle \zeta \rangle 1 \text{ Modo} = 1,413\%$$

Figura 34 Determinación coeficiente de amortiguamiento para el primer modo de vibración del “eje validación”



- Considerando el Segundo Modo de Vibración el Amáx = 0,02657 g correspondiente a 1497 Hz

$$w = \frac{A_{max}}{\sqrt{2}} = \frac{0,02657}{\sqrt{2}} = 0,01878$$

Donde las frecuencias a cada lado del pico Amáx es w1= 1497,3 Hz y w2=1496,7 Hz. Aplicando método del ancho de banda:

$$(\zeta) 2 \text{ Modo} = \frac{w2-w1}{2wr} = \frac{1497,3-1496,7}{2*(1497)} = 2,004 \text{ e-4}$$

$$(\zeta) 2 \text{ Modo} = 0,02\%$$

5.6.5 Contrastación frecuencias fundamentales y coeficientes de amortiguamiento obtenidos para el “eje de validación” por medio del análisis modal teórico vs experimental (EMA y OMA)

- **Frecuencias Naturales**

Tabla 12 Frecuencias fundamentales obtenidas para el "eje de validación" a través del Análisis Modal Teórico y Experimental.

Frecuencias (Hz) Fundamentales Obtenidas a través método teórico y experimental del “Eje Validación”			
Modo de Vibración	Teórico ANSYS	Experimental	
		OMA	EMA
1	658,76	523,7	659,34
2	1674,8	1497	1690,15

Tabla 13 Porcentaje de error en la Caracterización dinámica del “eje de validación”

Porcentaje de Error utilizando diferentes métodos Experimentales de Caracterización Dinámica del “Eje Validación ”		
Modo de Vibración	Experimental	
	OMA	EMA
1	20,5 %	0,088 %
2	10,6 %	0,92 %

Cabe resaltar que en el ANPSD del “Eje de validación” se encuentra un pico a **640,1 Hz** aproximadamente (*ver figura 32*), que si se compara con la frecuencia natural asociada al primer modo de vibración teórico de este eje, tiene un porcentaje de error de **2,83%**, el cual es menor al que se escogió (cuyo porcentaje de error es del 20,5%), solo que este pico energético es de menor amplitud y su coherencia está por debajo del 60% comparado con el pico escogido como primer modo de vibración. Esta alteración es consecuente a las frecuencias naturales de los apoyos (*ver Anexo I*) y de más componentes del sistema, además que las fallas generan mayor ruido en los datos adquiridos, perturbando la amplitud de los picos del ANPSD.

6. CONCLUSIONES

- ❖ Se valida la aplicabilidad del Análisis Modal Operacional (OMA) para lograr la identificación de las frecuencias naturales de los primeros modos de vibración, con una “exactitud aceptable”, de un eje en condición de rotación al adquirir datos de aceleración únicamente en los apoyos ubicados en sus extremos.
- ❖ Se avala el uso del Peak Picking como método de identificación de los parámetros modales (frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento) a través del Análisis Modal Operacional (OMA), en un eje en condición de operación, apoyado en dos rodamientos (ubicados en los extremos del eje), debido a que posibilita la identificación de las frecuencias fundamentales y coeficientes de amortiguamiento de los dos primeros modos de vibración con un porcentaje de error menor al 7 % (para frecuencias naturales) y 15% (para coef. Amortiguamiento), con respecto al valor teórico para este estudio.
- ❖ La determinación del tercer modo de vibración en adelante se ve limitado utilizando la técnica del OMA debido a los pocos puntos de medición de aceleración disponibles, el uso de una función de normalización de funciones de densidad espectral (NSPD), va encaminado al ajuste de los datos de aceleración adquiridos, con respecto a una frecuencia de excitación que se acerque a una frecuencia natural de un acelerómetro de referencia, para nuestro caso solo se trabaja con dos registros (dos acelerómetros en los rodamientos) desaprovechando la capacidad de la función, resultados que también se evidencian en algunos puntos de fluctuación en las funciones de coherencia. Además estos puntos de medida son poco óptimos para medir modos de vibración, puesto que el desplazamiento del eje en posición radial en las posiciones de medición, es casi nulo y para la aplicación de la técnica del OMA se recomienda la utilización de muchos puntos muestrales y de

preferencia se ubiquen en un punto distinto a un nodo del elemento de estudio. **Aun así, se demostró que se puede implementar la técnica en este tipo de condiciones, el cual era el objetivo principal del proyecto.**

- ❖ Respecto al cálculo de los modos de vibración a través del algoritmo desarrollado se concluye:
En primera instancia, la técnica OMA empleada fue el Peak Picking, donde en ella no se obtienen modos de vibración sino **modos de deformación**, siendo estos una buena aproximación si el amortiguamiento modal del elemento de estudio es pequeño. Además esta técnica de identificación de modos de deformación se basa en el análisis ODS (Operating Deflection Shape) ⁵⁸ donde se puede visualizar los modos de deformación a través del análisis de los **movimientos relativos realizados entre los distintos puntos** del elemento de estudio. Es por ello y dadas las condiciones expuestas con anterioridad (solo 2 puntos de medida y en los apoyos) se dificulta la exposición de estas formas de vibración por medio del algoritmo.

- ❖ Al realizar el Análisis Modal Experimental (EMA) a los dos ejes de estudio, en condición de apoyo en sus respectivos rodamientos (ver Anexos F y G) se evidencia la aparición de “nuevas frecuencias naturales” además de las frecuencias naturales del elementos de estudio, estas nuevas frecuencias son frecuencias naturales de los apoyos (ver Anexos H e I) y su aparición se hace más evidente a medida que se aumente la rigidez del eje (se aumente el número de apoyos).

- ❖ El análisis realizado sobre el “Eje de Validación” permite concluir:
 - ✓ Se avala el uso del Peak Picking como método de identificación de las frecuencias naturales a través del Análisis Modal Operacional (OMA), en un

⁵⁸ SKF. Análisis ODS. [En línea]. (Consultado 17 de febrero de 2017). Disponible en: <http://www.skf.com/ar/services/simulacion-y-diagnostico-avanzado/analisis-ods/index.html>

eje en condición de operación, apoyado en 3 rodamientos (ubicados en los extremos del eje y uno en el centro). Los porcentajes de error para los dos primeros modos de vibración fueron de 20,5 %, habida cuenta de lo explicado y analizado en el Anexo I, donde en realidad la frecuencia natural que se tomó para este primer modo es una frecuencia natural de los apoyos que es cercana al primero modo de vibración teórico del eje, y 10,6% respectivamente.

- ✓ Los fallos detectados en el Banco de ensayos del “eje de validación” (ver Anexo D), repercute en la adquisición de ruido en el proceso de toma de datos, se refleja en el aumento de error en la estimación de las frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento en el eje de validación y en la perturbación del ANPSD (ver figura 32). Sugiriendo que al momento de realizar una caracterización dinámica sobre un componente mecánico en estado de operación, se debe garantizar que su estado funcional sea el mejor posible, de lo contrario los resultados no serán confiables. Así pues dadas las condiciones del banco de ensayos del “eje de validación” (mayor número de soportes y un estado de fallas), se dificulta la interpretación de los picos energéticos del ANPSD

- ✓ El efecto del aumento de rigidez que se genera debido a una mayor cantidad de soportes (la ubicación y cantidad de rodamientos que sostienen el eje), repercuten en un mayor amortiguamiento en el elemento de estudio, aumentando los valores de frecuencias naturales del eje y disminuyendo la exactitud de la técnica Peak Picking, ya que al aumentar el amortiguamiento en el elemento de estudio, los picos en la función de densidad espectral (que ocurren para las frecuencias de resonancia), se desplazan de las frecuencias naturales. Esto genera un aumento en el porcentaje de error de las frecuencias naturales calculadas para los dos primeros modos de vibración del “eje de validación”.

- ❖ Para el cálculo de los coeficientes de amortiguamiento por el método de ancho de banda, basándonos en la técnica de Peak Picking y en las condiciones expuestas para el banco “Eje de Validación” No son fiables. En términos generales, el cálculo de los coeficientes de amortiguamiento en un sistema, es muy relativo, puesto que el amortiguamiento de un sistema no es un valor absoluto, a pesar de ello el porcentaje de error para los coeficientes de amortiguamiento calculados en el “eje ideal”, de los 2 primeros modos de vibración, fueron menores al 15%, pero se tuvieron que realizar varios “EMAs” y obtener los valores de amortiguamiento con mayor exactitud respecto al calculado por el método del ancho de banda.

Nota: los coeficientes de amortiguamiento identificados en cada uno de los “EMAs” desarrollados para el “eje ideal” eran dispersos, validado que el coeficiente de amortiguamiento es un valor condicionado, fluctuante.

- ❖ La aplicabilidad del OMA para caracterizar un eje en condición de operación se ve limitado al método de identificación de parámetros modales, la cantidad de puntos de medición, el estado funcional del elemento de estudio y la interferencia por presencia de ruido que se pueda captar en el proceso de adquisición de datos.

7. RECOMENDACIONES

- ❖ Aplicar una técnica en el dominio del tiempo, para la realización de un análisis modal operacional de un eje en rotación y verificar si mejoran la exactitud de los resultados con respecto al valor teórico
- ❖ Como modo de validar a un más la técnica y permitir la identificación de modos de deformación, se sugiere la aplicación de sensores de proximidad sobre el eje, permitiéndome así, tener un mayor rango de puntos muestrales que me permitan caracterizar a plenitud el eje.
- ❖ Aplicar varios métodos para el cálculo de coeficientes de amortiguamiento diferente al utilizado, verificando si existe una mejora y concluir cual se ajusta con mejor exactitud

LÍNEAS FUTURAS

- ❖ Generar un algoritmo que permita discretizar los elementos mecánicos de una máquina, de esta forma lograr caracterizar dinámicamente cada uno de los componentes mecánicos de la máquina sin necesidad de desensamblar, evaluando así los componentes de la máquina sin detener su funcionamiento.

- ❖ Implementar la técnica del Análisis Modal Operacional (OMA) en la detección de fallos de elementos mecánicos en condición de operación al determinar la variación de los valores de parámetros modales para así indicar presencia de posible falla, la aplicación de esta técnica como herramienta de diagnóstico in situ que evitaría la interrupción del funcionamiento de la máquina o desarticulación de la misma.

BIBLIOGRAFÍA

AENLLE, Manuel López et al. Mejora de la fiabilidad en el dimensionamiento a fatiga utilizando análisis modal. En: Anales de Mecánica de la Fractura. Enero, 2006, vol.2., p.623-628.

ÁNGEL, David Henao. Identificación de las propiedades dinámicas de una estructura sometida a vibración ambiental empleando análisis espectral. Tesis de Grado. Medellín: Universidad EAFIT. Escuela de Ingeniería, 2013, 109p.

ANSYS Workbench plataforma. [En línea]. (Consultado el 3 de Septiembre de 2016) .Disponible en: <http://www.ansys.com/es-ES/products/platform>.

AU, Siu-Kui. Model validity and frequency band selection in operational modal analysis. En: Mechanical Systems and Signal Processing. Junio, 2016., p. 1016-1025.

AU, T. Model validity and frequency band selection in operational modal analysis. En: Mechanical Systems and Signal Processing. Junio, 2016., p. 1012- 1023.

BALSAMO, L et al. Modal parameter based damage detection in operational modal analysis. En: Safety, Reliability, Risk and Life-Cycle Performance of Structures and Infrastructures. Febrero, 2014, vol.0., p. 1879-1884.

BENDAT , Julius S y PIERSOL , Allan G . Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Los Angeles, California: Wiley, 4 edition. 2010. p.640. ISBN-10: 0470248777

BURNETT, David S. Finite element analysis: from concepts to applications. Massachusetts: Addison-Wesley Publising Company, 1987. p.10. ISBN 0-201-10806-2

BUTTERWORTH, Stephen. On the Theory of Filter Amplifiers. En: Wireless Engineer. Octubre, 1930, vol.7., p. 536-541.

CACHO-PEREZ, M . FRECHILLA, N y LORENZANA, A. Estimación de parámetros modales de estructuras civiles a partir de la función de respuesta en frecuencia. En: Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería. Junio, 2016, vol. 33 no.3., p. 197-203.

CAICEDO , Juan. Practical Guidelines for the Natural Excitation Technique (NEXt) and the Eigensystem Realization Algorithm (ERA) for Modal Identification using Ambient Vibration. En: Experimental Techniques. 1 de Agosto, 2011, vol. 35., p. 52-58.

CASADO SÁNCHEZ, Carlos Mariano y DE SEBASTIÁN SANZ, Jesús. Vibration Control of Pedestrian Bridges. Valladolid: Centro Tecnológico CARTIF, 2010, 1-10p.

CEBALLOS, Marcelo A y PRATO, Carlos A. Análisis Modal Experimental Aplicado a la Calibración de Modelos de Sistemas con Interacción Suelo-Estructura. Tesis doctoral. Córdoba: Universidad Nacional de Córdoba. Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales. 2004, 223p.

CHOPRA , Anil K . Dynamics of Structures. California: Prentice Hall, 4 edition, 2014. p.944. ISBN 0273774247

CIGADA, A . CAPRIOLI, A. y VANALI, M. Vibration Testing at Meazza Stadium: Reliability of Operational Modal Analysis to Health Monitoring Purposes. En: Journal of Performance of Constructed Facilities. Agosto, 2008, vol. 22 no.4., p. 228-237.

CUNHA , Álvaro et al . From Input-Output to Output-Only Modal Identification of Civil Engineering Structures. Porto: University of Porto (FEUP). Faculty of Engineering, 2005, 22p.

EBRAHIMI, Reza. ESFAHANIAN, Mohsen y ZIAEI-RAD, Saeed. Vibration modeling and modification of cutting platform in a harvest combine by means of operational modal analysis (OMA). En: Measurement. Diciembre, 2013, vol.46 no.10., p. 3959-3967.

GADE, Shivkant N y MØLLER, Nis B. Frequency Domain Techniques for Operational Modal Analysis. En: ResearchGate. Febrero, 2017.

GENTILE, C y GALLINO, N. Ambient Vibration Testing and Structural Evaluation of an Historic Suspension Footbridge. En: Adv. Eng. Softw. 4 abril, 2008, vol.39 no. 4., p. 356-366.

GÓMEZ ARAUJO, Iván. MALDONADO RONDÓN, Esperanza y CHIO CHO, Gustavo. Pruebas De Vibración Ambiental En Puentes. En: Revista UIS Ingenierías. Junio, 2010, vol.9 no.1., p. 55-68.

INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION (ISO) 10816-8:2014. Mechanical vibration: Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. (Consultado el 28 de abril de 2017). Disponible en <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-8:ed-1:v1:en>.

JEMIOŁO, Stanisław et al. Experimental (OMA) and Numerical (FEM) Modal Analysis of Ball Mill Foundations . XXIV R-S-P seminar, Theoretical Foundation of Civil Engineering (24RSP) (TFoCE 2015). En: Procedia Engineering. Enero, 2015, vol.111., p. 858-863.

MATLAB. El lenguaje del cálculo técnico. [En línea]. (Consultado el 4 de Agosto de 2016). Disponible en: <https://es.mathworks.com/products/matlab.html>.

MONTAGNIER, O. y HOCHARD, C. Dynamics of a supercritical composite shaft mounted on viscoelastic supports. En: Journal of Sound and Vibration. Enero, 2014, vol.333 no.2., p. 470-484.

PROAKIS , John G. y MANOLAKIS , Dimitris G. Tratamiento digital de señales. Pearson Educación, 2007. p.967. ISBN 978-84-8322-347-5

RAHMATALLA, Salam et al .Finite element modal analysis and vibration-waveforms in health inspection of old bridges. En: Finite Elements in Analysis and Design. Enero, 2014, vol. 78., p. 40-46.

REN, Wei-Xin. ZHAO, Tong y HARIK, Issam E. Experimental and Analytical Modal Analysis of Steel Arch Bridge. En: Journal of Structural Engineering. Junio, 2004, vol.130 no.7., p. 1022-1031.

RITTA, R.J. MASSA , J.C. y CHIAPPERO, G.D. Processing of Ambient Vibration Records for the Estimation of the Fundamental Vibration Period of Soils Deposits. En: IEEE Latin America Transactions. Febrero, 2013, vol.11 no. 1., p. 300-306.

RODRIGUEZ SÚNICO, Manuel. Análisis Modal Operacional: Teoría y práctica. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2005, 137p.

ROJAS DÍAS, Ramon y GALVIN BARRERA, Pedro. Detección de fallos en estructuras mediante la medida de la variación de sus propiedades dinámicas. Tesis de Grado. Sevilla: Universidad de Sevilla. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2006, 164p.

SKF. Análisis ODS. [En línea]. (Consultado 17 de febrero de 2017). Disponible en: <http://www.skf.com/ar/services/simulacion-y-diagnostico-avanzado/analisis-ods/index.html>

TISCHER , Helene. THOMSON, Peter y MARULANDA, Johannio A. Comparación de tres transformadas para distribuciones tiempo-frecuencia por medio de su aplicación a registros de vibraciones ambientales. En: Ingeniería y Competitividad. 8 de Junio, 2011, vol.9 no. 2., p. 21-32.

VAN OVERSCHEE , Peter y DE MOOR, Bart. Subspace Identification for Linear Systems. Aalborg East, Denmark: University of Aalborg, Sohngaardsholmsvej, 1996,1-6p.

WANG, T. et al. A frequency and spatial domain decomposition method for operational strain modal analysis and its application. En: Engineering Structures. Mayo, 2016, vol.114., p. 104-112.

ANEXOS

ANEXO A MODOS DE VIBRACIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

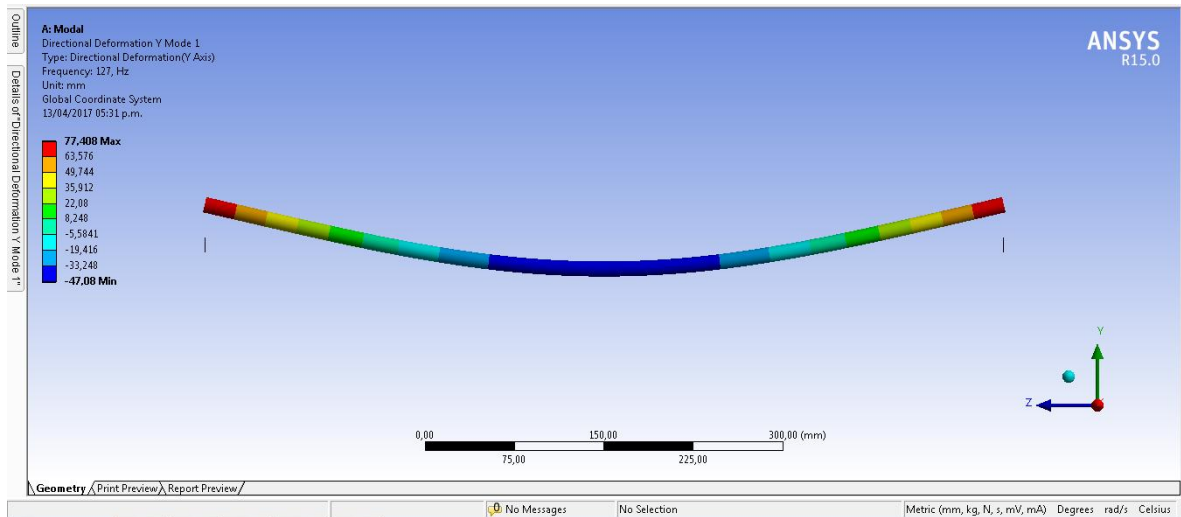
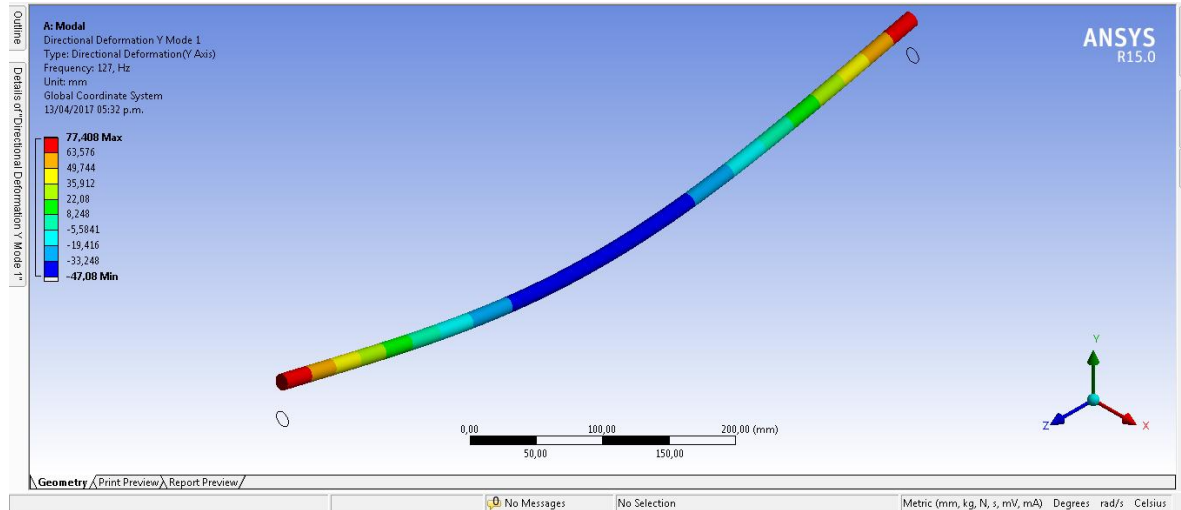


Figura 35 Primer modo de vibración eje

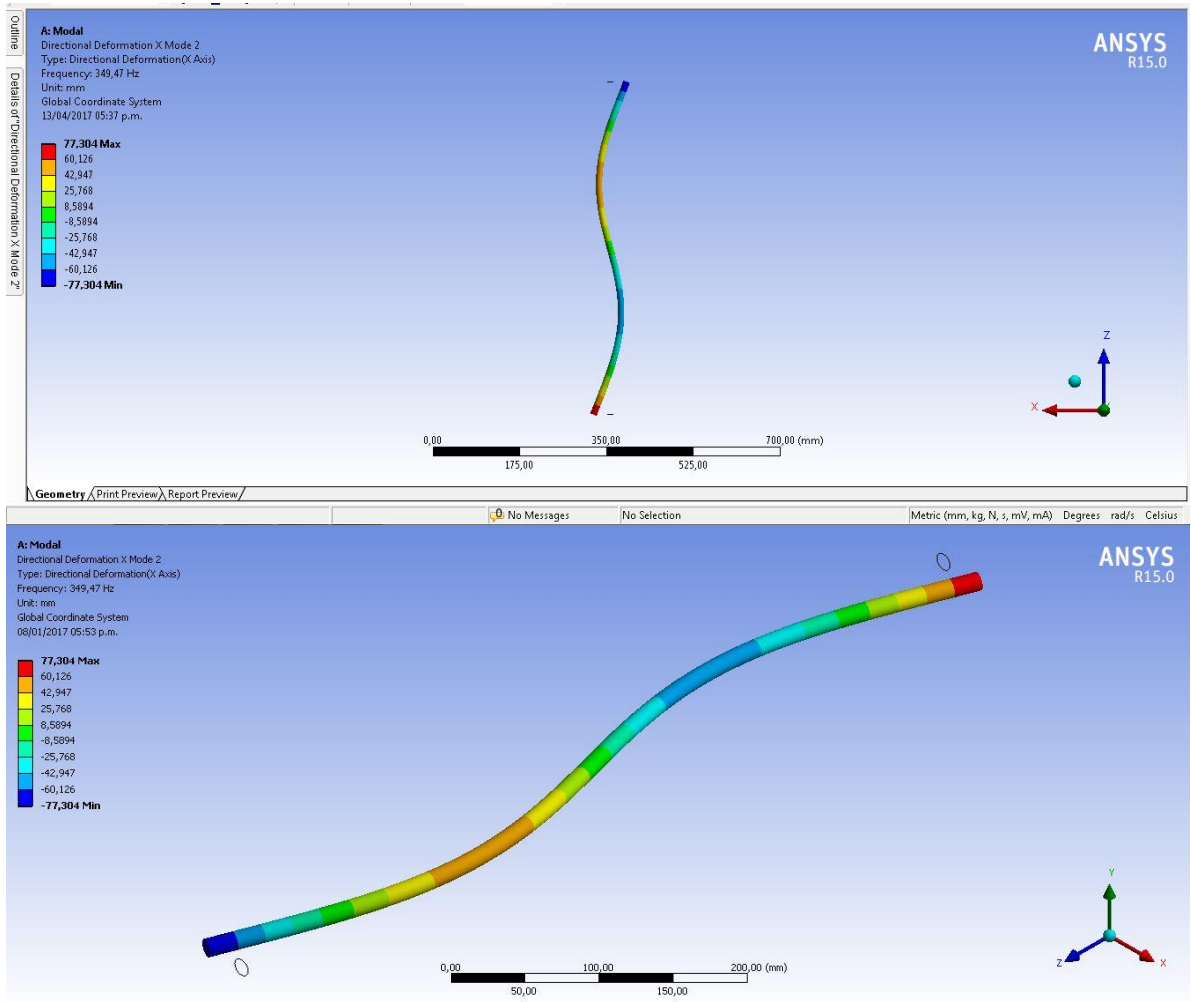


Figura 36 Segundo modo de vibración eje

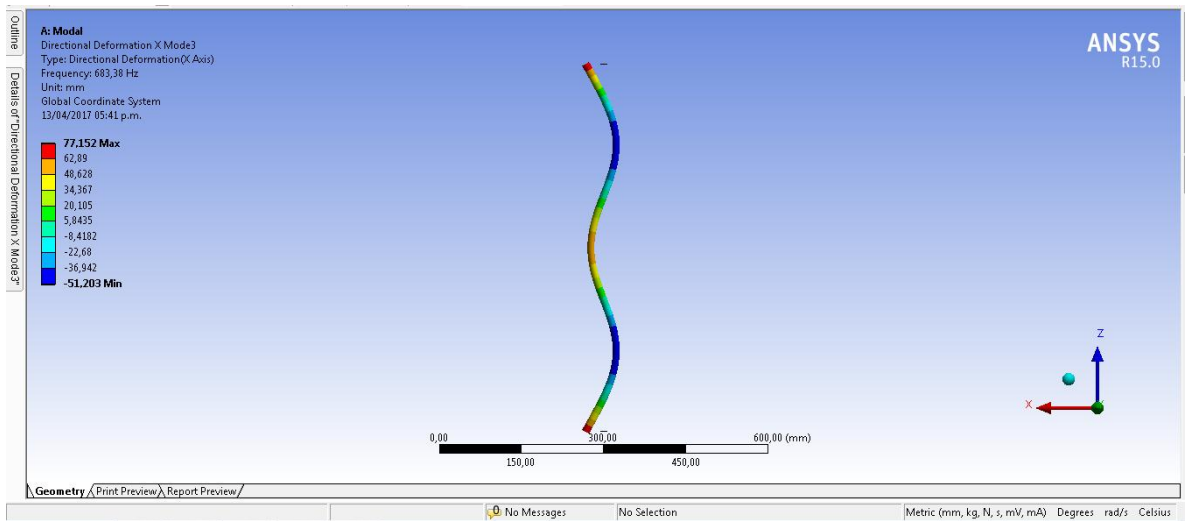
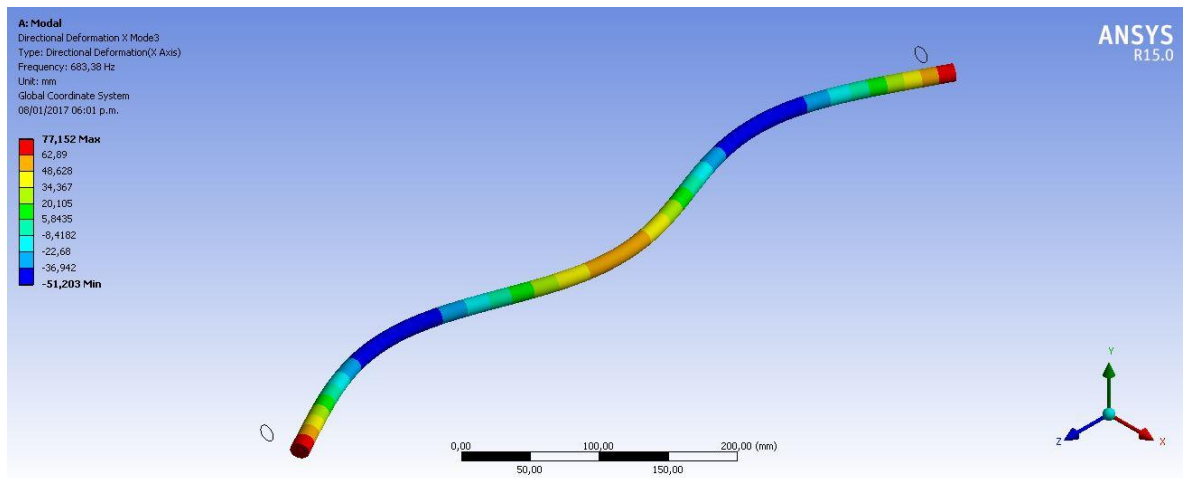


Figura 37 Tercer modo de vibración eje

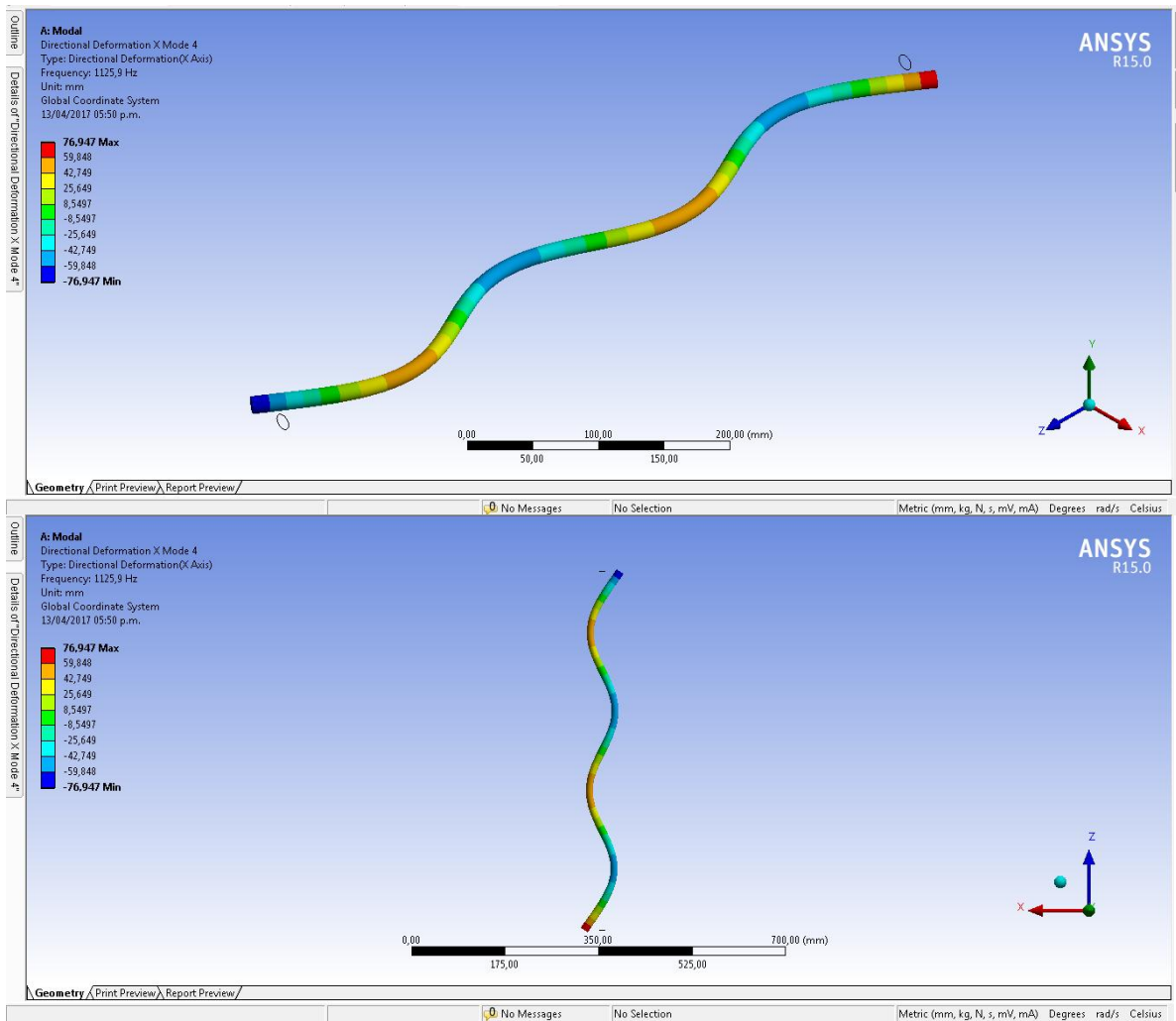


Figura 38 Cuarto modo de vibración eje

ANEXO B . ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA) EN EL PRIMER EJE

1. Equipo de adquisición de datos para el EMA




		
Acelerómetro Uniaxial. sensibilidad de 11,51 mV/g	Modulo Analizador	Excitador Dinámico. Hammer con sensibilidad de 10,8 mV/Lbf

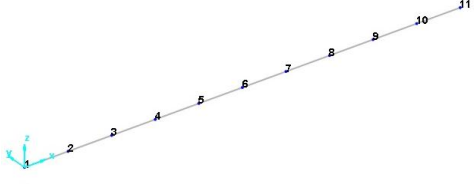
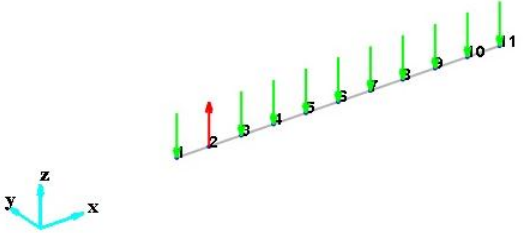
Figura 39 Equipo de adquisición de datos para el EMA

2. Configuración del Software NV Gate, Modulo Modal

Se realizara la toma de datos empleando la condición de suspensión libre y se excitara artificialmente el eje (por medio del Hammer). Para ello se configuro en el Software un segmento de recta con once puntos equidistantes a 6 cm, simulando el tamaño del eje.

Sobre el nodo 2 del segmento de recta, se ubicó el acelerómetro el cual medirá la respuesta del elemento al ser excitado.

Nota: se le restaron 3.5 cm a los extremos del eje ya que era el lugar donde se ubicará las “ligas” que permitirá simular la condición de suspensión libre.

	
<p>Figura 40 Configuración geométrica del eje y sus respectivos nodos.</p>	<p>Figura 41 Representación gráfica respecto a la dirección a la cual serán golpeados los nodos con el Hammer</p>

Después, se configuro el rango de frecuencias a analizar, el número de golpes a dar por nodo (5 golpes), la ubicación del acelerómetro de referencia, su sensibilidad y la dirección a la cual recibiría la señal de vibración cada nodo; al igual que se configuro la sensibilidad del Hammer.

3. Montaje y realización del ensayo

Se golpea con el Hammer cada uno de los once (11) puntos marcados y se procede a calcular por medio del método de BroadBand del Software Nv Gate-OROS, las frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración del elemento en estudio.



Figura 42 Montaje para la realización del EMA



Figura 43 Ubicación del Acelerómetro y los puntos de medida

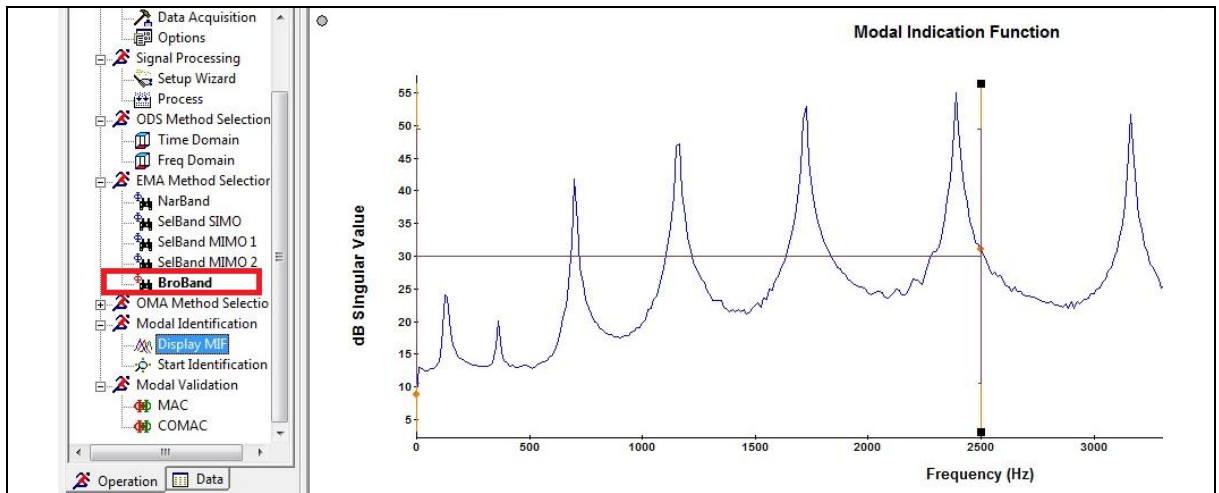


Figura 44 Selección del método de análisis y designación del ancho de banda a analizar

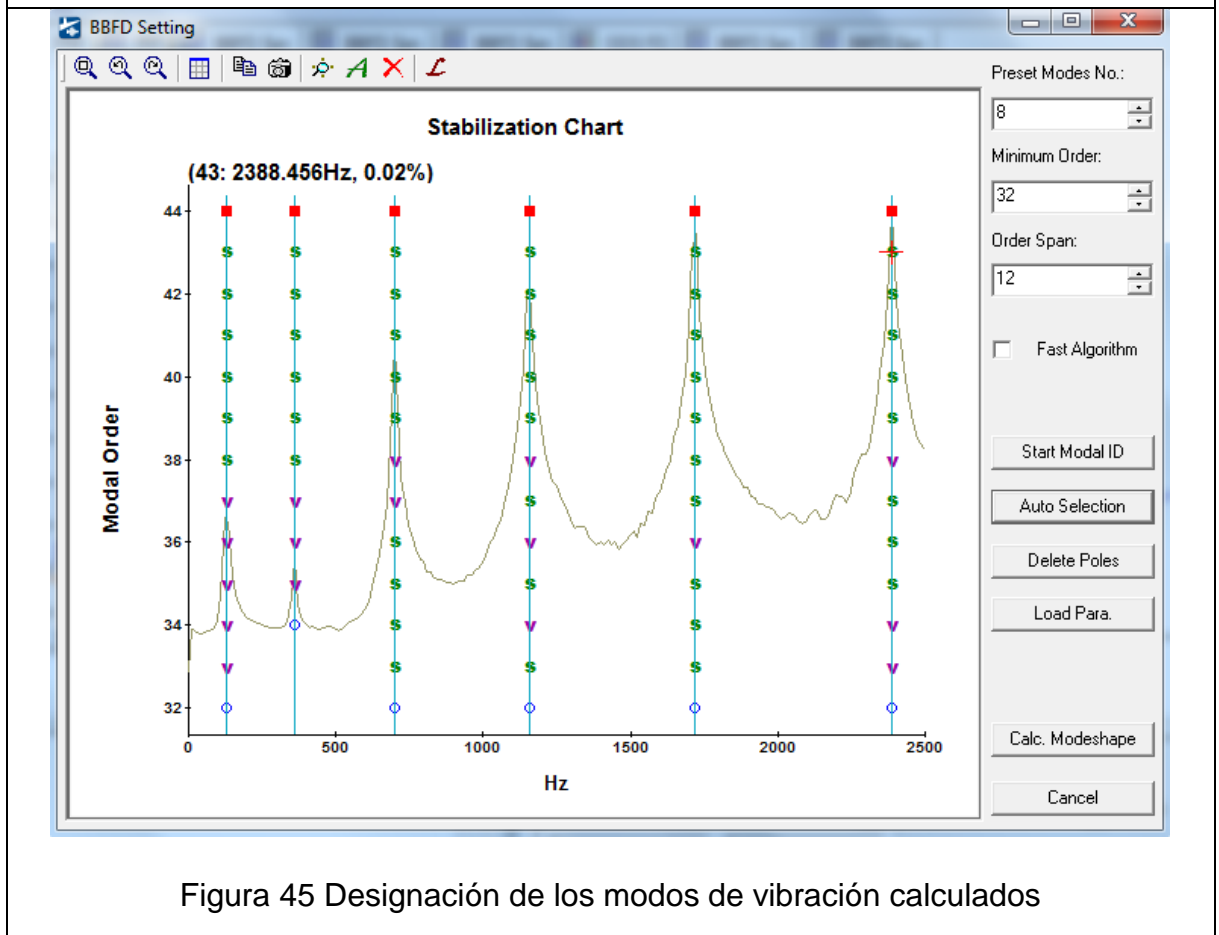
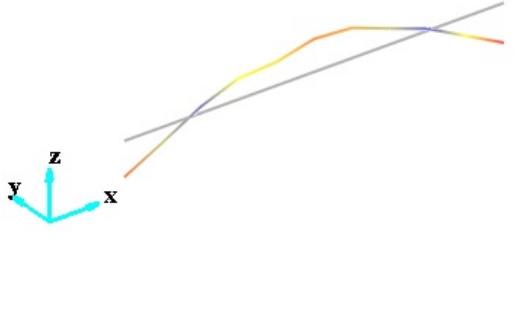
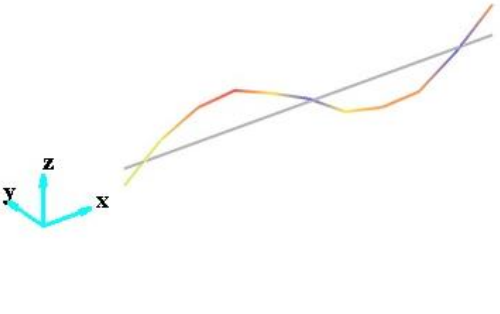

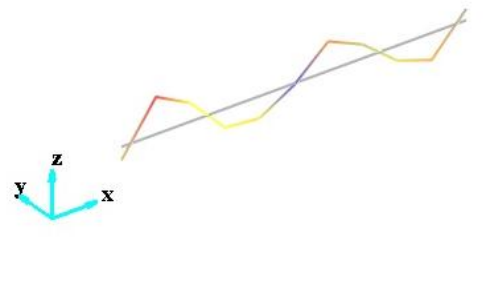


Figura 45 Designación de los modos de vibración calculados

4. Visualización de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento del Primer eje de estudio en condición de suspensión Libre.

	
<p>1er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=130,2 • coef. de amortiguamiento=0,214% 	<p>2do Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=359,9 • coef. de amortiguamiento=0,033%
	
<p>3er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=701,9 • coef. de amortiguamiento=0,051% 	<p>4to Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=1156,4 • coef. de amortiguamiento=0,027%

ANEXO C ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA) EN EL “EJE DE VALIDACIÓN”

Al igual que para el primer caso se realiza la toma de datos empleando la condición de suspensión libre y se excita artificialmente el eje (por medio del Hammer). Para ello se configuro en el Software un segmento de recta con once puntos equidistantes a 4 cm, simulando el tamaño del eje. De la misma forma que en el caso anterior se restaron 0.75 cm en los extremos del eje ya que era el lugar donde se ubican las “ligas” que permite simular la condición de suspensión libre.

Sobre el nodo 3 del segmento de recta, se ubicó el acelerómetro el cual medirá la respuesta del elemento al ser excitado.

1. Montaje y realización del ensayo

Se realizaron los mismos pasos anteriores en términos de configuración y se dispuso a hacer el montaje del ensayo.



Figura 46 Eje en condición de suspensión libre y ubicación del Acelerómetro



Figura 47 Realización del EMA, golpeando el eje en los puntos de medida con el Hammer

2. Cálculo y visualización de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento del “eje de validación”

Se dispone a calcular por medio del método de BroadBand los modos de vibración del “Eje de Validación”, teniendo en cuenta el ancho de banda a analizar para este caso.

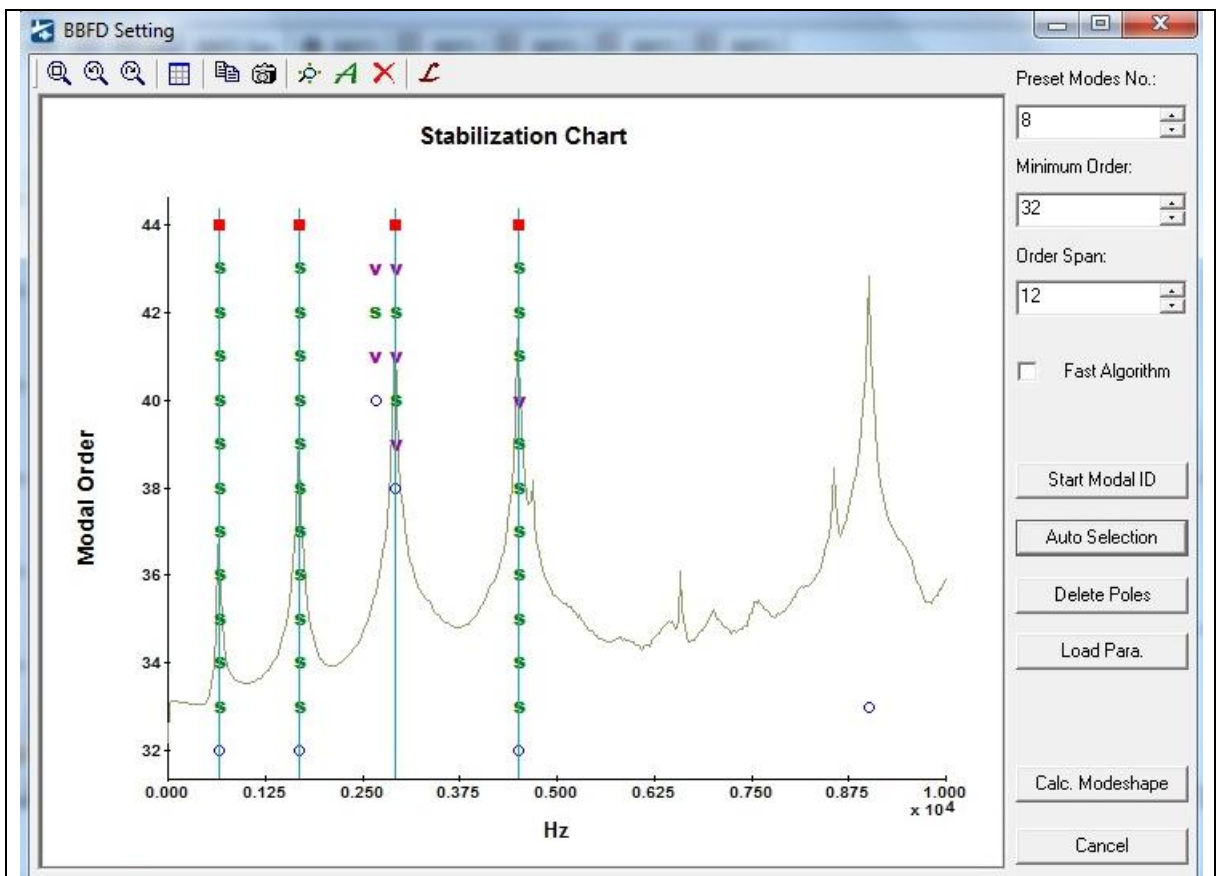
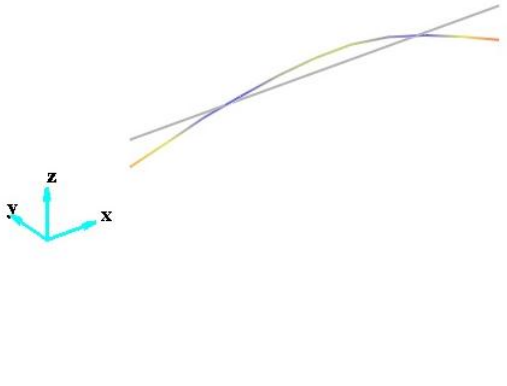
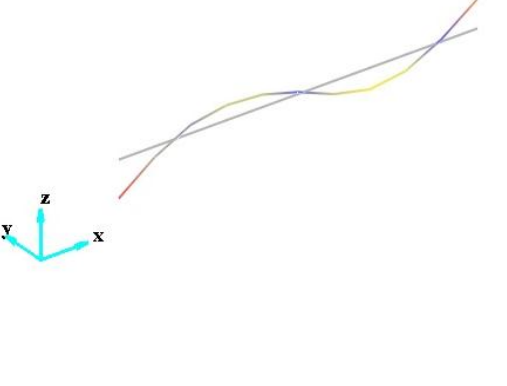
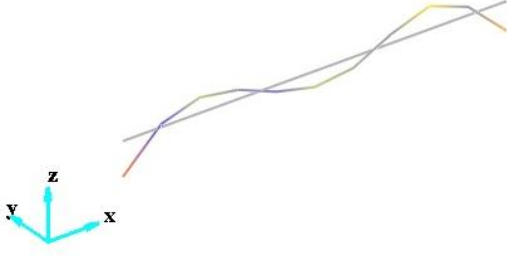



Figura 48 Designación de los modos de vibración calculados en el Eje de validación

3. Visualización de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento del Eje de Validación en condición de suspensión libre.

	
<p>1er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=659,3 • coef. de amortiguamiento=0,06% 	<p>2do Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=1690,15 • coef. de amortiguamiento=0,017%
	
<p>3er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=2928,5 • coef. de amortiguamiento=0,005% 	<p>4to Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=4509,6 • coef. de amortiguamiento=0,023%

ANEXO D ANÁLISIS DE FALLAS EN EL BANCO DE ENSAYOS DEL “EJE DE VALIDACIÓN”

Se obtuvieron los datos de vibración en los soportes de los rodamientos (*ver figura 31*) los datos obtenidos fueron integrados y así obtener un espectro de frecuencia con amplitudes en velocidad, ya que la norma ISO 10816-2014⁵⁹ (*evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas*), me permite evaluar la severidad del banco de ensayos según las amplitudes de velocidad.

Como se tomaron registros en los 3 rodamientos, en el documento se expondrá el análisis de falla del rodamiento más crítico, el cual está en la posición 3 (*ver figura 31*)

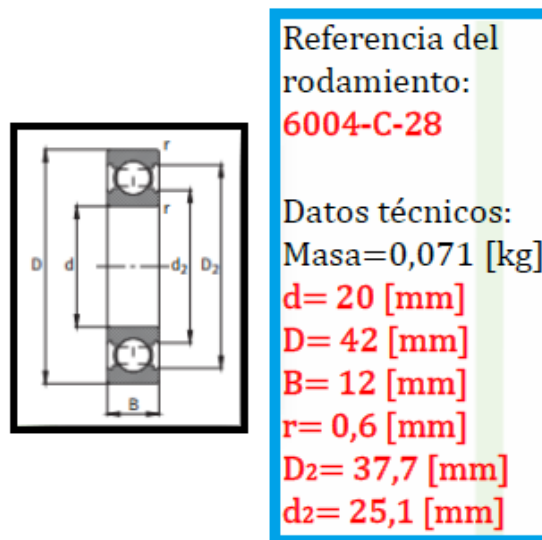


Figura 49 Geometría del rodamiento crítico

⁵⁹ INTERNATIONAL STANDARDIZATION ORGANIZATION (ISO) 10816-8:2014. Mechanical vibration: Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. (Consultado el 28 de abril de 2017). Disponible en <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-8:ed-1:v1:en>.

Frecuencias de deterioro de un rodamiento

Las fallas que se presentan en los rodamientos generan señales que cuyas intensidades son suficientemente fuertes para producir señales en el espectro de vibraciones. Las frecuencias de falla dependen de la geometría del rodamiento y la velocidad de giro.

Para nuestro caso de estudio, se analizaran 4 frecuencias asociadas a un tipo de fallo en el rodamiento.

- BPFO: se generara una señal si el defecto se encuentra en la pista exterior del rodamiento.
- BPFI: se generara una señal si el defecto se encuentra en la pista interior del rodamiento.
- BSF: se generara una señal si el defecto se encuentra en los elementos rodantes del rodamiento.
- FTF: se generara una señal si el defecto se encuentra en la jaula del rodamiento

Para el cálculo de estas frecuencias, se cuenta con unas ecuaciones principales que están en función de la geometría del rodamiento. Debido que para el rodamiento 6004-C-28 el catalogo no indica el ángulo de contacto, se trabajan con unas formulas aproximadas las cuales son las siguientes:

$$FTF = 0,4 * RPM$$

$$BPFO = 0,4 * Nb * RPM$$

$$BPFI = 0,6 * Nb * RPM$$

Donde Nb representa el número de elementos rodantes (9 bolas) y RPM es la velocidad de giro del eje al que se encuentra acoplado el rodamiento (1725 RPM).

$$\mathbf{FTF = 0,4 * 1725 = \underline{690 \text{ RPM}} = 11,5 \text{ Hz}}$$

$$\mathbf{BPFO = 0,4 * 9 * 1725 = \underline{6210} = 103,5 \text{ Hz}}$$

$$\mathbf{BPFI = 0,6 * 9 * 1725 = \underline{9315} = 155,25 \text{ Hz}}$$

Para la frecuencia BSF, no se encuentra formula aproximada, para ello, con la ayuda de las ecuaciones principales y los resultados de las frecuencias anteriormente calculadas se dará una aproximación para el ángulo de contacto del rodamiento; permitiéndome así, calcular la frecuencia BSF.

Cálculo del ángulo de contacto (α)

$$BPFO = \frac{N\omega}{2} \left[1 - \frac{d_r}{d_p} \cos(\alpha) \right]$$

Donde:

- N=9; número de elementos rodantes
- $\omega=28,75$ [Hz]; velocidad de giro del eje
- $d_r=6,5$ [mm]; diámetro de los elementos rodantes
- $d_p=31,4$ [mm]; diámetro primitivo (diámetro de circunferencia imaginaria formada por los centros geométricos de los elementos rodantes)
- $BPFO = 103,5$ [Hz]; frecuencia de pista exterior

Donde se obtuvo un $\alpha=14.95^\circ$, así pues, con el valor de este ángulo y con las ecuaciones principales para cada una de las frecuencias, se reemplazó el valor de α y se calculó el valor de cada una de las frecuencias, comparando su valor con el valor obtenido de las frecuencias de forma aproximada, con el fin de dar veracidad al valor del ángulo de contacto obtenido.

Cálculo de la frecuencia BPF1 a partir del ángulo alpha calculado

$$BPF1 = \frac{N\omega}{2} \left[1 + \frac{d_r}{d_p} \cos(\alpha) \right]$$

Se obtuvo una frecuencia $BPF1=155.2$ Hz, la cual es acorde con la calculada aproximadamente. Se realizó el mismo procedimiento para la frecuencia FTF, obteniéndose el mismo valor de la frecuencia calculada aproximadamente; concluyendo así que el ángulo de contacto calculado es **correcto**.

Con este ángulo de contacto calculado, se procedió a calcular la frecuencia de fallo debió a los elementos rodantes (BSF)

Cálculo de la frecuencia BSF a partir del ángulo alpha calculado

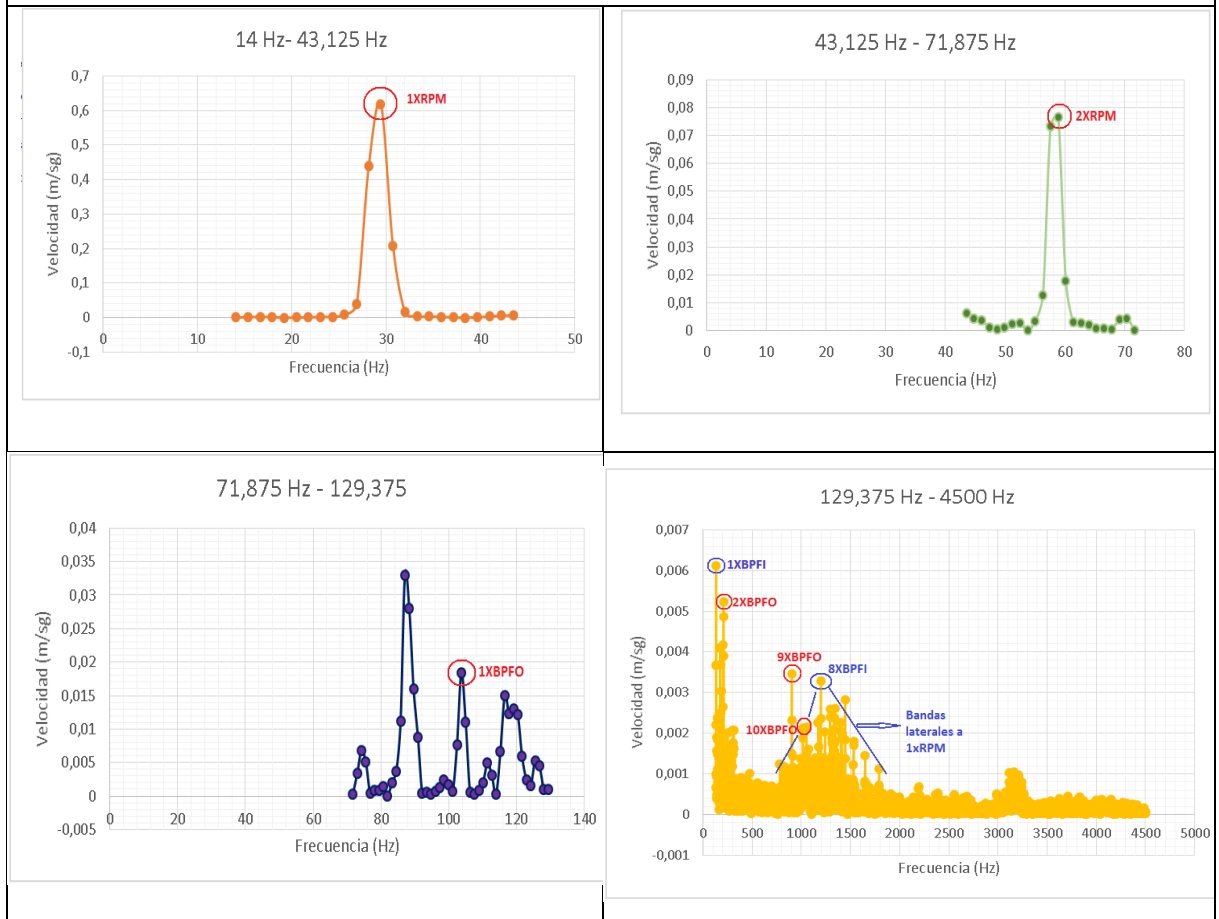
$$BSF = \frac{d_r * 0,5 * \omega}{d_p} \left[1 - \left(\frac{d_r}{d_p} \cos(\alpha) \right)^2 \right]$$

Obteniendo un valor de **BSF=2.857 Hz.**

A partir de las frecuencias obtenidas se analizaran el valor de las amplitudes de cada uno de sus picos y sus armónicos, con el fin de evaluar los valores de las amplitudes de estos picos según la norma ISO 10816 (*evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas*), permitiéndome diagnosticar el estado de falla del rodamiento.

Análisis de comportamiento vibratorio (espectro de frecuencia) del rodamiento critico

Figura 50 Espectro de frecuencia dividido en 5 anchos de banda para visualizar los picos de amplitud de la mejor forma.



Se identificaron picos a las frecuencias de 1XRPM, 2XRPM, las cuales me indican en primera instancia que hay fallo en la máquina, ya sea por desbalanceo, rodamientos, desalineamiento, etc., y basándonos en la norma ISO 10816, son picos de gran amplitud indicando que la vibración está provocando años.

Analizando por separado, las 4 frecuencias principales en el análisis de fallos en rodamientos, se encontró picos solo en las frecuencias BPFO y BPFI y sus

respectivos armónicos, es decir fallos en las pista tanto interior como exterior del rodamiento, no se encontraron picos significativos a las frecuencias de BSF y FTF.

- A partir de los picos de frecuencia encontrados debido a fallas por pista interior y exterior, la norma indica lo siguiente:
 - ✓ **Picos asociados a frecuencias y armónicos de BPFi:** la maquina puede trabajar por un tiempo prolongado.
 - ✓ **Picos asociados a frecuencias y armónicos de BPFo:** puede operar indefinidamente.

Esto me indica que el fallo por rodamiento no tiene gran incidencia en el comportamiento del banco analizado como si los picos asociados a 1xRPM y 2xRPM que pueden estar ligado a cualquier tipo de fallo.

Es claro que el desalineamiento del eje es un factor fundamental en los picos tan altos a 1xRPM y 2xRPM. Teniendo en cuenta que se presenta una excentricidad entre los agujeros que sirven de soporte para los rodamientos, esta excentricidad ha generado una sobrecarga radial en el eje que con el paso del tiempo y la operación del mismo, se transforme en una deformación en el eje.

A pesar de que solo se adquirieron registros en posición radial y para obtener un análisis más preciso del estado de falla del banco de ensayos se debería tener registros axiales en los soportes del eje. Aun así, estos registros radiales son contundentes en que el banco de ensayos no está adecuado para una operación continua y que el banco está sufriendo daños debido al desalineamiento y deformación del eje y estas fallas están repercutiendo en los rodamientos. Eso sin tener en cuenta un desalineamiento entre las poleas o alguna falla en el motor.

ANEXO E MODOS DE VIBRACIÓN “EJE DE VALIDACIÓN”

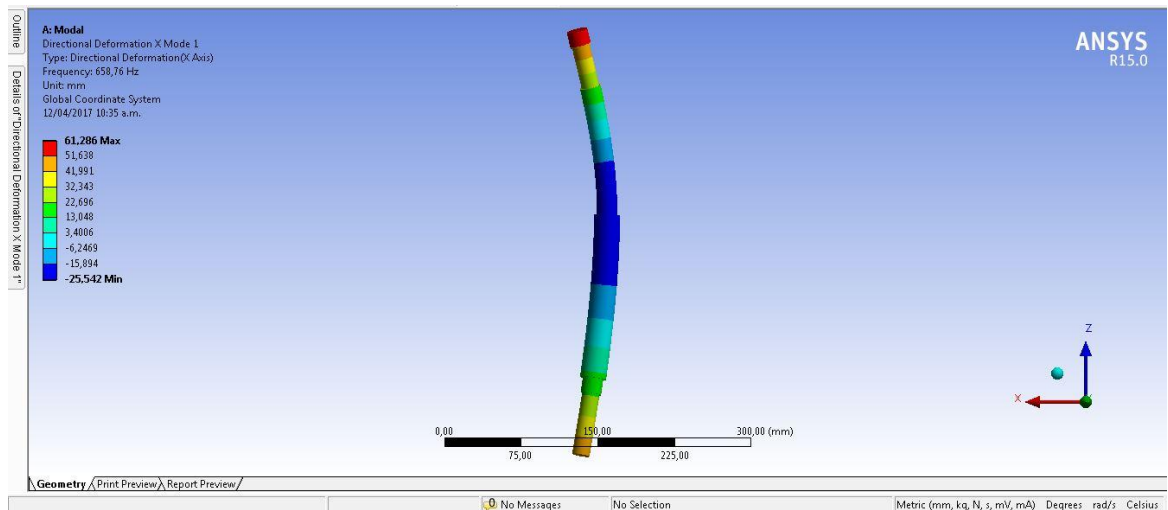
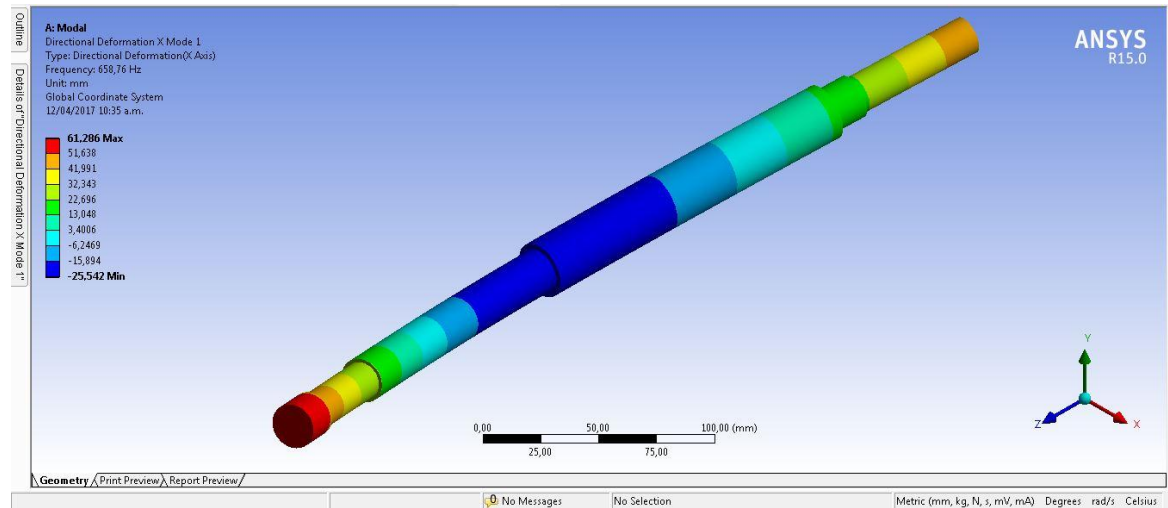


Figura 51 Primer modo de vibración “eje de validación”

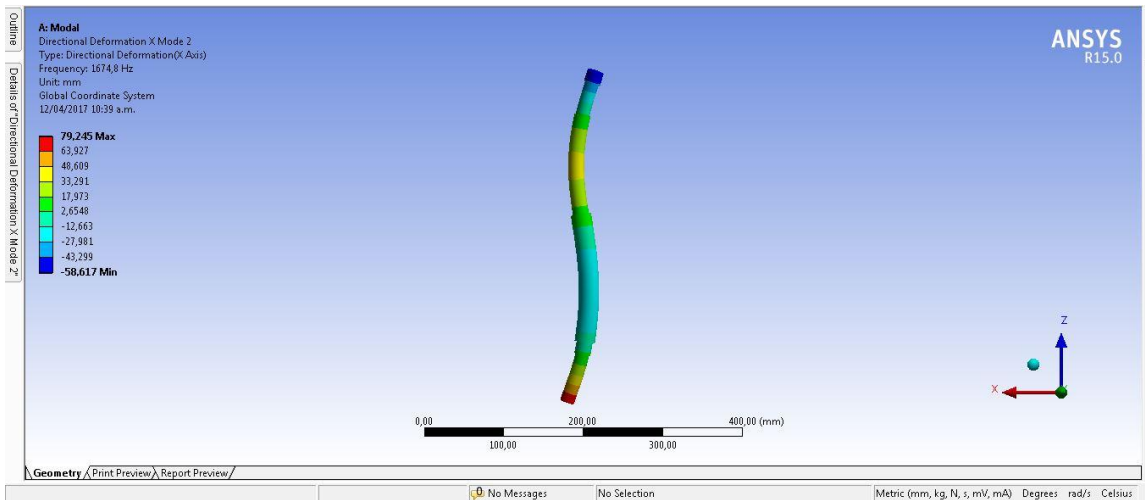
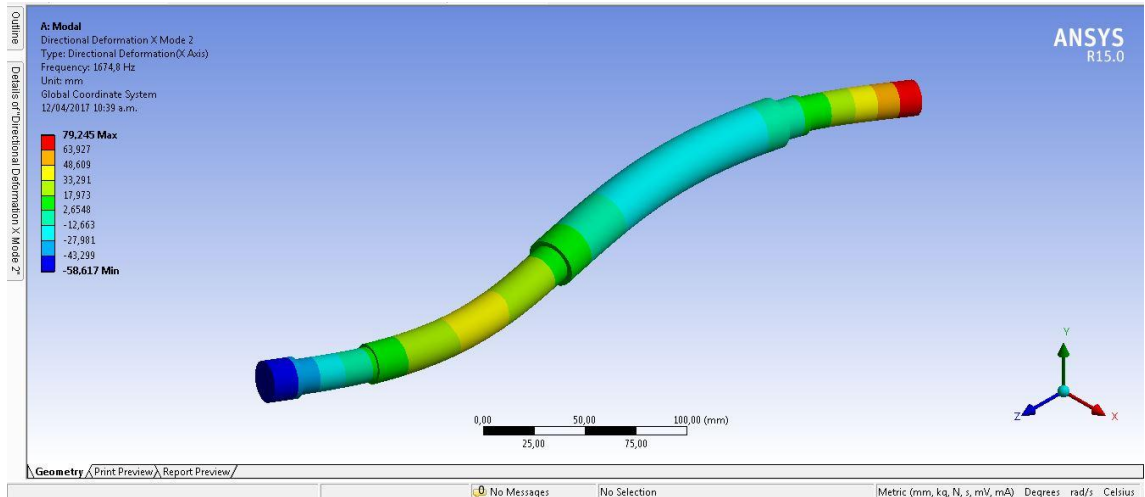


Figura 52 Segundo modo de vibración “eje de validación”

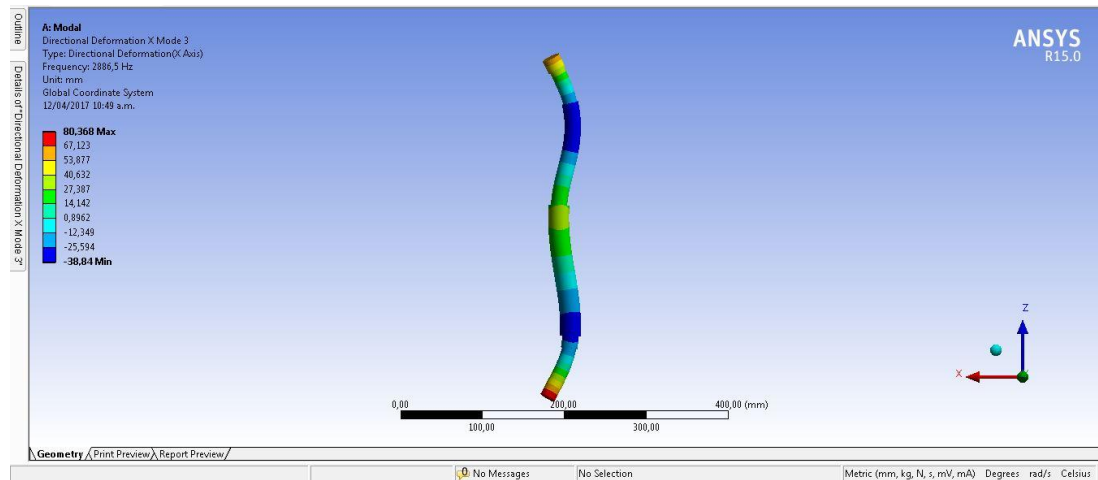
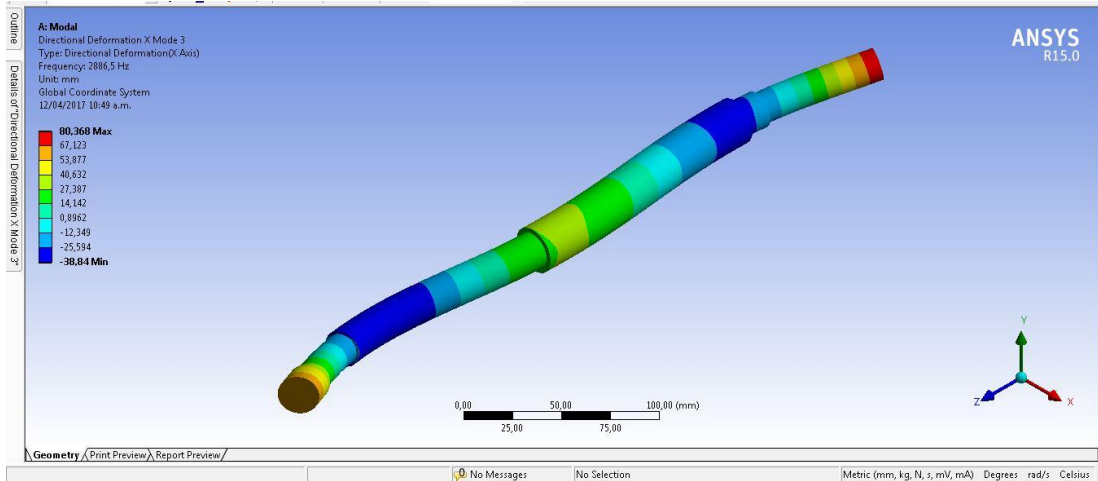


Figura 53 Tercer modo de vibración “eje de validación”

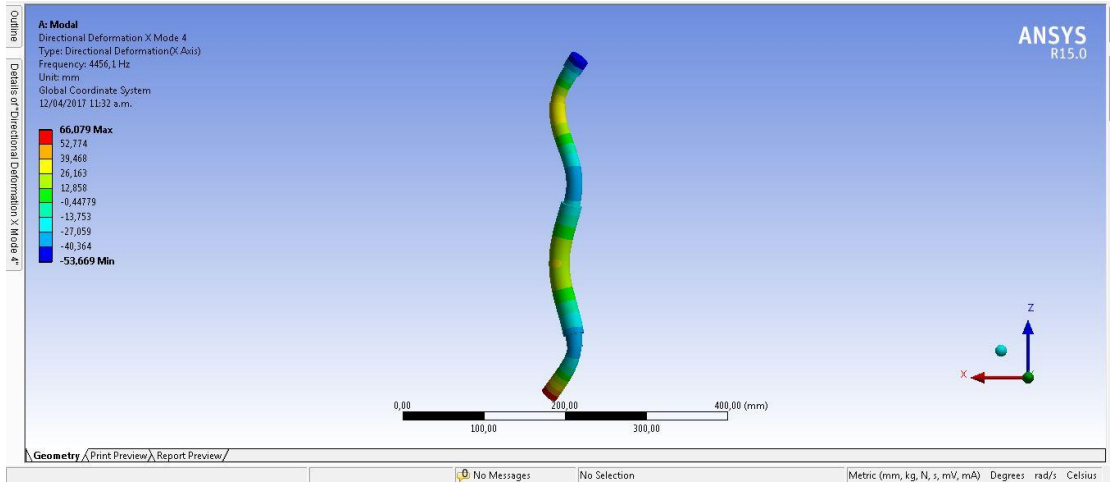
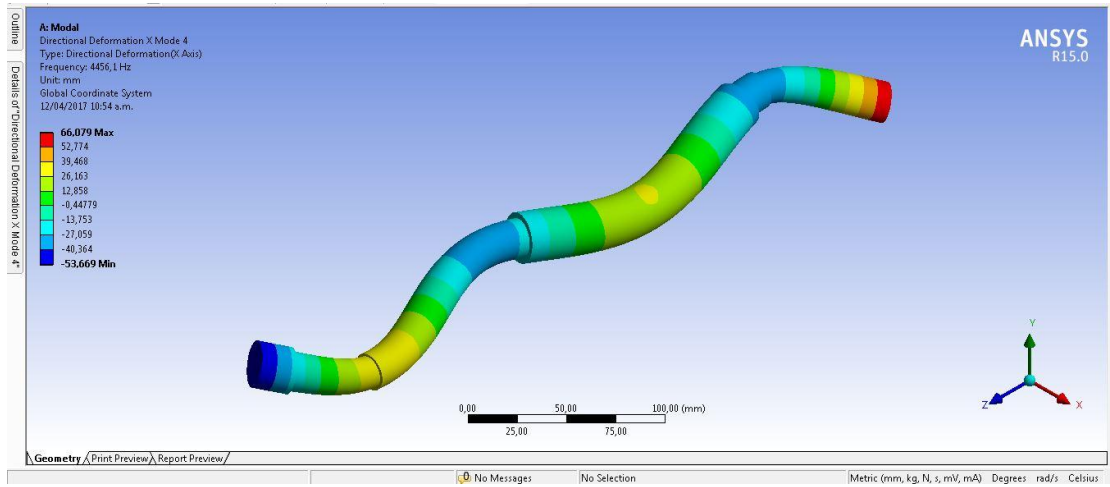


Figura 54 Cuarto modo de vibración “eje de validación”

ANEXO F EMA EN EL PRIMER EJE DE ESTUDIO APOYADO EN LOS RODAMIENTOS.

Con el fin de precisar que tanto los apoyos en el eje influirían en la visualización de las frecuencias naturales del eje se realizó un Análisis Modal Experimental en el eje estando apoyado en los rodamientos, a pesar de que este análisis se debe realizar en vibración libre.

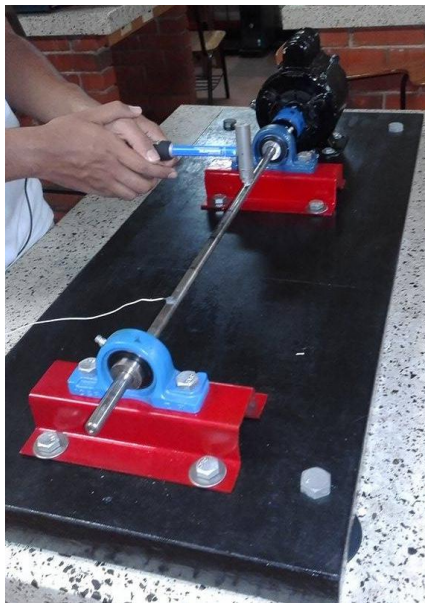

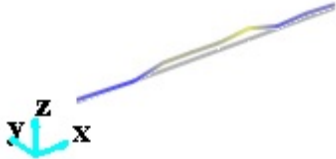






Figura 55 EMA Apoyado en el primer eje de estudio (soportado por dos rodamientos)

El procesamiento de los resultados se realizó de la misma forma que en el EMA en vibración libre, los sets de posición y la ubicación del acelerómetro se conservaron igual que en la suspensión libre, con el fin de tener repetitividad en los ensayos.

Los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes:

Visualización de los modos de vibración con sus respectivas frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento del Primer Eje de estudio en condición de apoyo en los rodamientos.

	
<p>1er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=119,57 • coef. de amortiguamiento=1,44% 	<p>2er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=310,9 • coef. de amortiguamiento=1,12%
	
<p>3er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=490,68 • coef. de amortiguamiento=3,75% 	<p>4er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=766,24 • coef. de amortiguamiento=5,12%
	
<p>5er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=885,99 • coef. de amortiguamiento=2,42% 	<p>6er Modo de Vibración</p> <ul style="list-style-type: none"> • frecuencia natural=1198,05 • coef. de amortiguamiento=2,04%

Al realizar un análisis modal experimental en el eje apoyado en los rodamientos, aparecen nuevos modos de vibración [490.68 Hz (3modo), 888,9 Hz (5modo)], pero permanecen los 4 primeros modos de vibración teóricos con un margen de error.

Tabla 14 Resultados frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal experimental (EMA) primer eje de estudio apoyado en los rodamientos

ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)PRIMER EJE DE ESTUDIO APOYADO EN LOS RODAMIENTOS		
EMA Condición Suspensión Libre	EMA Condición apoyado en Rodamientos	Porcentaje de error
127 Hz	119,57 Hz	5,85%
349,5 Hz	310,9 Hz	11,04%
683,4 Hz	766,24 Hz (cuarto modo)	12,12%
1125,9 Hz	1198,05 Hz(sesto modo)	6,41%

ANEXO G EMA EN EL “EJE DE VALIDACIÓN” APOYADO EN LOS RODAMIENTOS

Se ejecutó este análisis con el mismo objetivo que se realizó para el primer eje.



Figura 56 EMA en el “Eje de Validación” apoyado en los rodamientos

Los set de posición que se usaron para este análisis variaron con respecto al análisis de suspensión libre ya que los apoyos generaban mayor dificultad en mantener la repetitividad en las posiciones. Los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes:

No. # ▲	Frequency (Hz)	Damping (%)
Φ Mode 1	893.79	5.02
Φ Mode 2	984.81	5.52
Φ Mode 3	1213.16	4.01
Φ Mode 4	1458.11	2.34
Φ Mode 5	1632.79	3.48
Φ Mode 6	1821.19	3.43
Φ Mode 7	2075.67	1.69
Φ Mode 8	2264.14	2.66
Φ Mode 9	2462.70	1.47
Φ Mode 10	2684.12	0.84

Figura 57 Modos de vibración (EMA apoyado del “Eje de Validación”)

Al realizar un análisis modal experimental en el eje apoyado en los rodamientos, aparecen nuevos modos de vibración a las siguientes frecuencias:

- 984,81 Hz
- 1213,16 Hz
- 1458,11 Hz
- 1821,19 Hz
- 2075,67 Hz
- 2264,14 Hz
- 2462,70 Hz

Permanecen los 3 primeros modos de vibración teóricos con un margen de error.

Tabla 15 Resultados frecuencias naturales obtenidas a través del análisis modal experimental (EMA) eje de validación apoyado en los rodamientos

ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL DEL EJE DE VALIDACIÓN APOYADO EN LOS RODAMIENTOS)		
Modo experimental condición suspensión Libre	Modo experimental condición apoyado en Rodamientos	Porcentaje de error
658,76 Hz	893,79 Hz	35,7%
1674,8 Hz	1632,79 Hz	2,5%
2888 Hz	2684,12 Hz	7,1%

ANEXO H ANÁLISIS MODAL EN EL SOPORTE DEL “EJE IDEAL”

Se realiza un análisis modal en el soporte del eje de estudio, con el fin de identificar las frecuencias naturales en este soporte y lograr verificar la influencia de estas frecuencias en las frecuencias naturales detectadas en los distintos análisis realizados al eje.

SOPORTE EJE IDEAL

El soporte de este eje consta de una base metálica y una chumacera unidas entre sí, por medio de tornillos. (Ver figura 58)



Figura 58 Soporte eje ideal

Como primera medida se realiza un análisis modal teórico, a partir del software de método de elementos finitos ANSYS, para poder contrastar los valores que se obtendrán a partir del EMA.

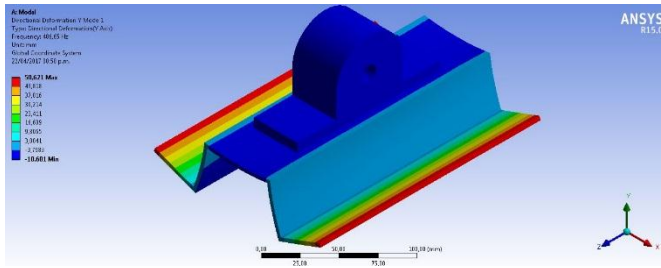
Frecuencias naturales detectadas por el ANSYS

- | | |
|--------------|---------------|
| 1. 486,65 Hz | 6. 1826,3 Hz |
| 2. 624,63 Hz | 7. 1836,3 Hz |
| 3. 730,19 Hz | 8. 1979.9 Hz |
| 4. 888,18 Hz | 9. 2025,5 Hz |
| 5. 1695,7 Hz | 10. 2042,6 Hz |

✓ Modos de vibración para las 4 primeras frecuencias naturales:

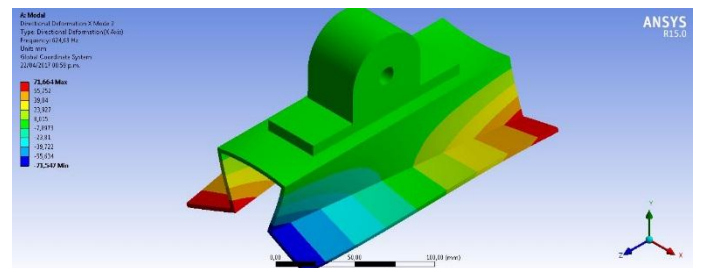
1er Modo de vibración

- Frecuencia : 486,65 Hz
- Deformación Direccional Y Modo 1: 50,621 mm



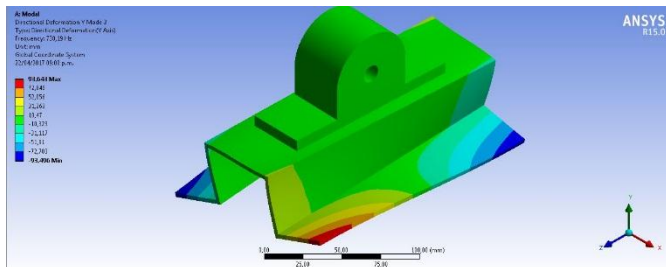
2do Modo de vibración

- Frecuencia : 624,63 Hz
- Deformación Direccional X Modo 2: 71,664 mm



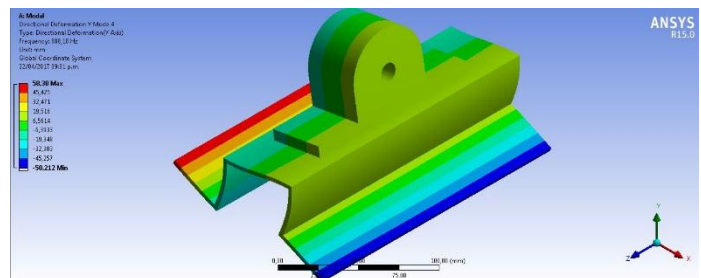
3er Modo de vibración

- Frecuencia : 730,19 Hz
- Deformación Direccional Y Modo 3: 93,643 mm



4to Modo de vibración

- Frecuencia : 888,18 Hz
- Deformación Direccional Y Modo 4: 58,38 mm



Análisis Modal Experimental en el soporte del eje ideal.

Se utilizan dos acelerómetros de referencia (Uniaxiales de la empresa DYTRAN Instruments Inc, con sensibilidad de 99,68 mv/g y 100,44 mv/g), para la realización de este ensayo uno de los acelerómetros se ubica en el extremo de la base metálica y otro en la chumacera (ver figura 59). Al igual que en ensayos practicados anteriormente se utiliza un Hammer modelo Dytran DYNAPULSE 5850 B configurado con una sensibilidad de 10,8 mv/Lbf.

Se configuro una geometría con sus respectivos nodos en el Software del NV Gate y se proceda a realizar el EMA.



Figura 59 Soporte del eje ideal en condición de suspensión libre, para la realización del EMA

El EMA practicado al soporte del “eje ideal” se realiza debido a que las frecuencias encontradas en el Análisis modal teórico con el software ANSYS no son certeras, en razón a que se modelo teóricamente el soporte como un todo (base metálica y chumacera como un solo elemento) y de un mismo material (hierro), lo cual, en la realidad, la chumacera y la base metálica son de distinto material y esta unidas por medio de tornillos.

A pesar de ello se encontraron frecuencias relacionadas con las del análisis modal teórico, que permiten generar una idea sobre el comportamiento modal de este soporte, las cuales son las siguientes:

✓ Frecuencias naturales en el soporte detectadas en el EMA

1. 408,51
2. 563,26
3. 611,28
4. 817,87
5. 1634,79
6. 1888,92
7. 1959,05

Animación de algunos modos de vibración encontrados en el EMA para el soporte del eje ideal.

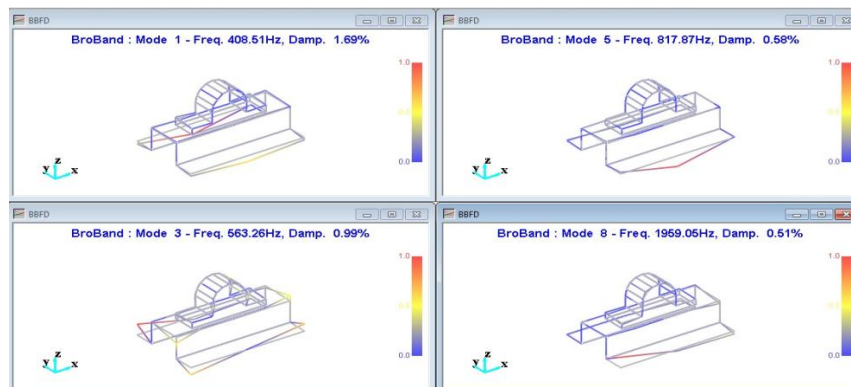


Figura 60 Animación modos de vibración del soporte ideal

Contrastación de las frecuencias naturales obtenidas por el Análisis modal teórico (ANSYS) vs frecuencias naturales obtenidas por el EMA

Se realiza comparación entre las frecuencias obtenidas por los dos métodos (ANSYS y EMA) para determinar si son similares, debido a que se encontraron mayor número de modos de vibración en el ANSYS que en el EMA.

Tabla 16 Contraste de frecuencias naturales obtenidas de forma teórica y experimental para el apoyo del “eje ideal”

ANSYS [Hz] (valor teórico)	EMA [Hz] (valor experimental)	Porcentaje de Error
486,65	408,51	16,06 %
624,63	611,28	2,14 %
888,18	817,87	7,92 %
1695,7	1634,79	3,6 %
1836,3	1888,92	2,9 %
1979,9	1959,05	1,05 %

Según los porcentajes de error obtenidos para este soporte, se tiene un porcentaje de error promedio equivalente al 5,61 %, para cada una de las frecuencias, permitiendo validar el EMA desarrollado para el soporte del “eje ideal”. Estas frecuencias calculadas a partir del EMA se considerarán como frecuencias de referencia, debido a que son valores que más se asemejan a la situación real (puesto que el análisis se hace directamente al soporte), y serán debidamente contrastadas con las frecuencias “inusuales” que aparecieron en los distintos análisis realizados cuando el eje estaba apoyado.

**Contraste entre las frecuencias naturales del apoyo mediante el EMA
vs frecuencias “inusuales”**

Tabla 17 Contraste de las frecuencias naturales del EMA vs frecuencias “inusuales”
para el apoyo del “eje ideal”

Frecuencias naturales del apoyo obtenidas mediante el EMA [Hz]	Frecuencias “inusuales”	
	EMA apoyado [Hz] (ver anexo F)	Algunos picos energéticos del ANPSD distintos a los dos modos de vibración [Hz] (ver figura 22)
408,51	490,68	474,1
563,26	-	533,4
817,87	888,9	829,7

Análisis de resultados.

- ✓ Las frecuencias naturales remanentes encontradas en el EMA apoyado realizado al “eje ideal” son frecuencias naturales de los apoyos, como se evidencia en la tabla anterior, esto se avala debido a que estas frecuencias tiene un porcentaje de error promedio del 14,4% con respecto a las frecuencias calculadas para el soporte de forma individual. Teniendo en cuenta que el apoyo, en el EMA apoyado para el eje, se encuentra atornillado a la base de madera del banco de ensayos, generando que los valores difieran un poco con respecto a los valores dados para el caso de suspensión libre.

- ✓ Respecto a algunos de los picos energéticos encontrados en el ANPSD del “eje ideal” se demuestra que son picos generados por las frecuencias naturales de los apoyos, teniendo un porcentaje de error promedio del 7,6 %, siendo un error bajo dada las condiciones a las cuales se realizaron los distintos ensayos.

ANEXO I ANÁLISIS MODAL EN EL SOPORTE DEL “EJE DE VALIDACIÓN”

Se ejecutó el mismo análisis realizado para el soporte del “eje ideal”. A diferencia del “eje ideal”, cuyos 2 soportes son idénticos, el “eje de validación” consta de dos soportes diferentes (ver figura 61) Se realizó solo el análisis al soporte de perfil en “L” y se interpretaron los resultados con base en ese.

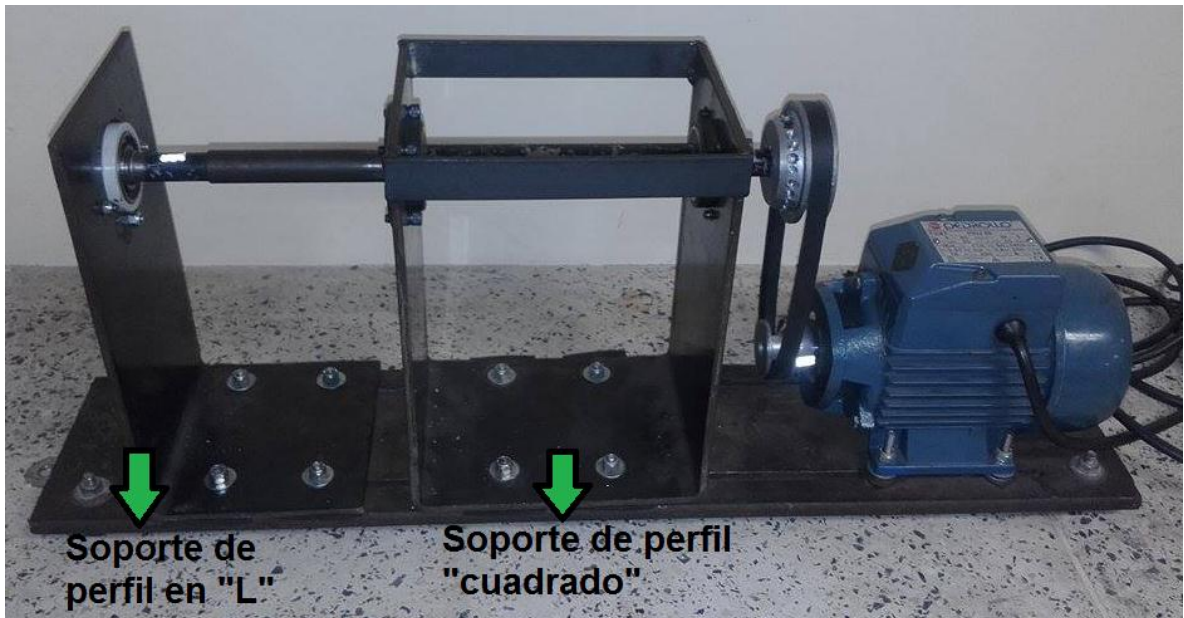


Figura 61 Soportes del “eje de validación”

Resultados del ANSYS para el soporte de perfil en “L” del eje de validación

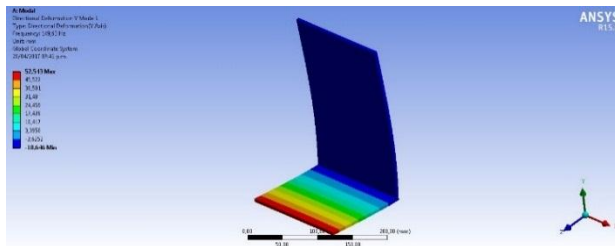
✓ Frecuencias naturales

1. 149,63	6. 913,69
2. 253,74	7. 1231,3
3. 382,28	8. 1300
4. 459,15	9. 1391,6
5. 753,58	10. 1476,8

Modos de vibración para las 4 primeras frecuencias naturales:

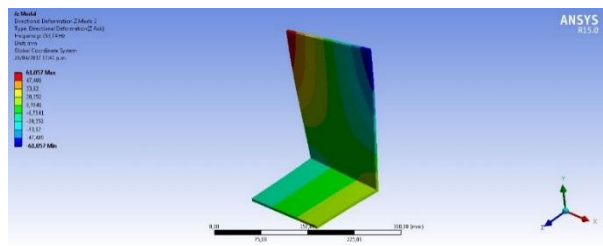
1er Modo de vibración

- Frecuencia : 149,63 Hz
- Deformación Direccional Y Modo 1: 52,543 mm



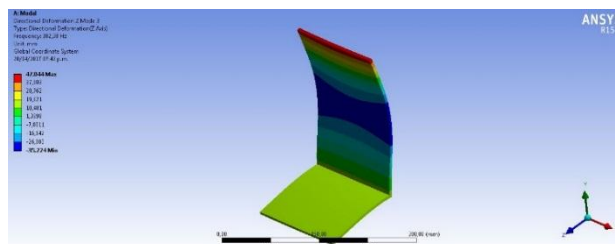
2do Modo de vibración

- Frecuencia : 253,74 Hz
- Deformación Direccional Z Modo 2: 61,057 mm



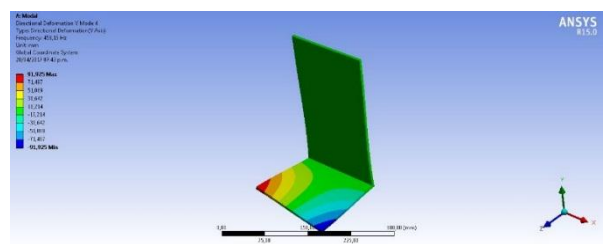
3er Modo de vibración

- Frecuencia : 382,38 Hz
- Deformación Direccional Z Modo 3: 47,044 mm



4to Modo de vibración

- Frecuencia : 459,15 Hz
- Deformación Direccional Y Modo 4: 91,925 mm



Análisis Modal Experimental en el soporte de perfil en “L” del eje de validación.

Se utilizaron dos acelerómetros de referencia (los mismos del ensayo para el soporte del “eje ideal”), como se muestra en la figura 62. El procedimiento para este ensayo es similar a los expresados con anterioridad.



Figura 62 Soporte de perfil en “L” del eje de validación en condición de suspensión libre, para la realización del EMA

✓ Frecuencias naturales detectadas en el soporte de perfil en “L”, a través del EMA

1. 179,82
2. 291,48
3. 442,47
4. 890,58
5. 1252,95
6. 1607,77

✓ Animación de algunos modos de vibración encontrados en el EMA para el soporte de perfil en “L”

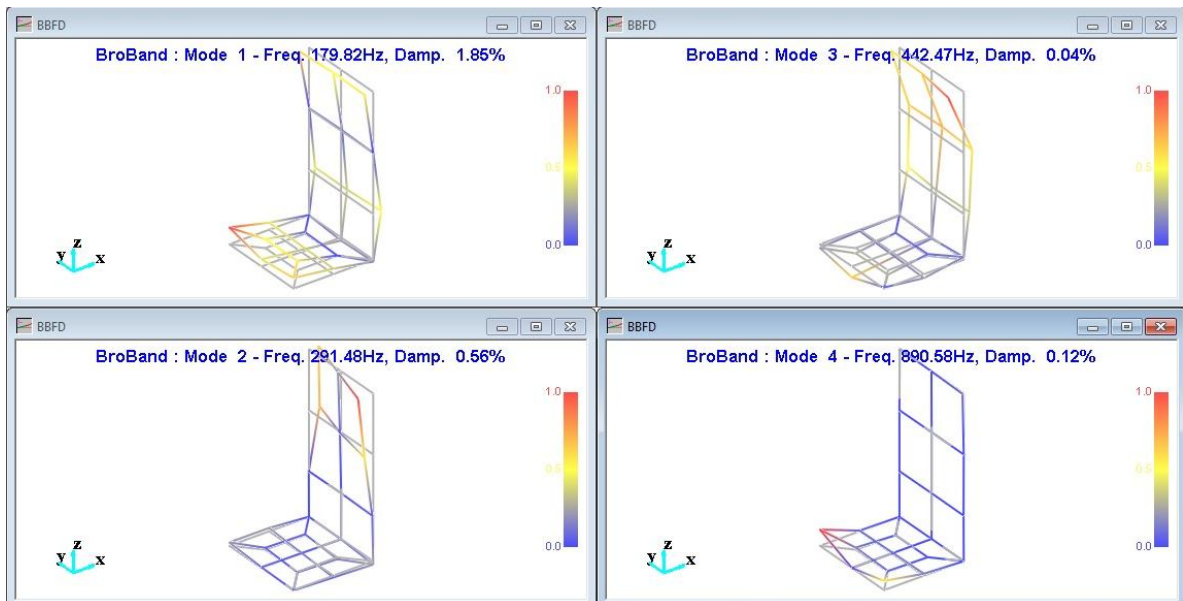


Figura 63 Animación modos de vibración el soporte de perfil en “L”

Contrastación de las frecuencias naturales obtenidas por el ANSYS vs frecuencias naturales obtenidas por el EMA para el “eje de validación”

Al igual que en la comparación que se realizó para el soporte del “eje ideal” se tomaron las frecuencias similares en los dos ensayos.

Tabla 18 Contraste de frecuencias naturales obtenidas de forma teórica y experimental para el apoyo del “eje de validación”

ANSYS [Hz] (valor teórico)	EMA [Hz] (valor experimental)	Porcentaje de Error
149,63	179,82	20%
253,74	291,48	14,9
459,15	442,47	3,6
913,69	890,58	2,5
1231,3	1252,95	1,76
1476,8	1607,77	8,9

Se tiene un porcentaje de error promedio equivalente al 8,61 %, para cada una de las frecuencias obtenidas para el soporte en forma de L, permitiendo validar el EMA desarrollado para el soporte del “eje validación”.

Estas frecuencias calculadas a partir del EMA se considerarán como frecuencias de referencia, debido a que son valores que más se asemejan a la situación real (puesto que el análisis se hace directamente al soporte), y serán debidamente contrastadas con las frecuencias “inusuales” que aparecieron en los distintos análisis realizados cuando el eje de validación estaba apoyado.

Contraste entre las frecuencias naturales del apoyo mediante el EMA vs frecuencias “inusuales”

Tabla 19 Contraste de las frecuencias naturales del EMA vs frecuencias “inusuales”
para el apoyo del “eje de validación”

Frecuencias naturales del apoyo obtenidas mediante el EMA [Hz]	Frecuencias “inusuales”	
	EMA apoyado [Hz] (ver anexo G)	Algunos picos energéticos del ANPSD distintos a los dos modos de vibración [Hz] (ver figura 33)
442,47	-	523,7
890,58	984,81	989,4
1252,95	1213,16	1197

Análisis de resultados.

- ✓ La frecuencia de 523,7 Hz que fue tomada como primer modo de vibración para el “eje de validación” dada la teoría expuesta en el documento, se evidencia, según el análisis realizado en el apoyo, que es una frecuencia de los apoyos del eje, y debido a que es muy cercana a la frecuencia teórica del primer modo de vibración del “eje de validación”, genera una interferencia en la interpretación de estos picos.
- ✓ Respecto a los altos picos energéticos encontrados en el ANPSD del “eje de validación” se demuestra que son picos generados por las frecuencias naturales de los apoyos en forma de L, teniendo un porcentaje de error

promedio del 11,33% respecto al EMA del apoyo y un error promedio del 0,9% con respecto al EMA del eje de validación apoyado, siendo este ensayo (EMA apoyado en los rodamientos) el más análogo a las condiciones del OMA.

- ✓ Las frecuencias naturales remanentes encontradas en el EMA apoyado realizado al “eje de validación” son frecuencias naturales de los apoyos como se evidencia en la tabla anterior, esto se avala debido a que estas frecuencias tiene un porcentaje de error promedio del 6.9 % con respecto a las frecuencias calculadas para el soporte de forma individual. Cabe resaltar que las demás frecuencias remanentes encontradas en el EMA apoyado para este eje y que no fueron tomadas para el análisis, aparentemente son frecuencias naturales del otro apoyo del banco de ensayos del “eje de validación” (apoyo de perfil “cuadrado”) al cual no se le realizó un análisis.