

**ESTABLECER CRITERIOS DE FIABILIDAD DE LA APLICACIÓN DE LA
TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL EN PIEZAS DE
GEOMETRÍAS DEFINIDAS**

**CARLOS DANIEL MENDOZA BROCHERO
OSCAR IVÁN SILVA PEREIRA**

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

2018

**ESTABLECER CRITERIOS DE FIABILIDAD DE LA APLICACIÓN DE LA
TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL EN PIEZAS DE
GEOMETRÍAS DEFINIDAS**

**CARLOS DANIEL MENDOZA BROCHERO
OSCAR IVÁN SILVA PEREIRA**

**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**

2018

DEDICATORIA

A Dios, por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio y haberme permitido llegar hasta este punto.

A mis Papás por el apoyo incondicional que siempre me han brindado, por los valores y la educación que me han inculcado, principalmente A mi madre, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones.

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.

A mis amigos que siempre han estado ahí, para compartir grandes momentos, acompañándome en mi proceso de formación.

Gracias por hacer de mí un profesional.

CARLOS DANIEL MENDOZA BROCHERO

DEDICATORIA

Dedico esta tesis con todo mi amor a:

Dios que guía mis pasos día a día, por darme salud y bendición para alcanzar mis metas como persona y como profesional.

Mis padres Jairo Iván Silva Marín y Virginia Pereira Plata por ese apoyo a lo largo de mi trayectoria de vida, por haber depositado su confianza, amor y su anhelo para hacer realidad mis sueños.

Mis hermosas hermanitas compañeras de viaje; a mis nonitas por ser tan lindas conmigo y demás miembros de familia que hicieron realidad este proyecto de vida.

Mis amores preciosos Samuelito y Lina por ser mis musas inspiradoras.

OSCAR IVÁN SILVA PEREIRA

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 William Pinto Hernández por sus aportes en el desarrollo del proyecto de grado.

A nuestro amigo Fabián Rodolfo Nova Agudelo por su colaboración en el desarrollo de proyecto.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	22
1. OBJETIVOS	24
1.1 OBJETIVO GENERAL	24
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
2. MARCO TEÓRICO.....	25
2.1 ANÁLISIS MODAL	25
2.2 FRECUENCIA NATURAL.....	25
2.3 MODOS DE VIBRACIÓN.....	25
2.4 FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO.....	26
2.5 ANÁLISIS MODAL NUMÉRICO.....	27
2.5.1 Método de Elementos Finitos (MEF).....	27
2.6 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	28
2.6.1 Etapas aplicación de un EMA [19]	29
2.7 TIPOS DE EXCITACIÓN EN ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.....	30
2.7.1 Excitación por impacto.....	30
2.7.2 Excitación sinusoidal.....	30
2.7.3 Excitación aleatoria.....	30
2.8 TIPOS DE EXCITADORES EN ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL	31
2.8.1 Martillo excitador.....	31
2.8.2 Excitador electrodinámico.....	32
2.9 TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE SEÑALES	32
2.9.1 Teorema de muestreo o de Nyquist.....	33

2.10 MAC (Criterio de Aseguramiento Modal).	34
3. METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	37
3.1 SELECCIÓN DE PIEZAS PARA LA APLICACIÓN DEL EMA.	37
3.2 MODELAMIENTO DE LAS PIEZAS E IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES FORMA NUMÉRICA.	38
3.3 SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE SEÑALES PARA LA APLICACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.....	40
3.3.1 Módulo de adquisición de datos.....	40
3.3.2 Acelerómetros.....	40
3.3.3 Martillo excitador.....	41
3.3.4 Excitador electrodinámico.....	41
3.3.5 Celda de carga de compresión.	42
3.3.6 Software.....	42
3.4 CONFIGURACIÓN BÁSICA DEL SOFTWARE MODAL-OROS PARA ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.....	42
3.5 PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL CUANDO SE UTILIZA COMO HERRAMIENTA DE EXCITACIÓN UN MARTILLO.	45
3.5.1 Posicionamiento de la pieza a excitar.....	46
3.5.2 Configuración complementaria del software Modal-Oros para la prueba de martillo excitador.....	47
3.6 PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL CUANDO SE UTILIZA UN EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.....	48
3.6.1 Posicionamiento de la pieza a excitar.....	49

3.6.2 Configuración complementaria del software Modal-Oros para la prueba de excitador electrodinámico.	50
3.7 VISUALIZACIÓN DE LA INFORMACIÓN OBTENIDA AL APLICAR EMA	51
4. ANALISIS DE RESULTADOS	56
4.1 CRITERIO DE CONFIANZA MODAL (MAC)	56
4.2 AJUSTE DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS.....	56
4.2.1 Análisis de sensibilidad de mallado.	57
4.2.2 Ajuste de propiedades físicas en ANSYS WORKBENCH 18.0.....	59
4.3 COMPARACIÓN DE MODELOS AJUSTADOS DE ELEMENTOS FINITOS...60	
4.3.1 Resultados ángulo	60
4.3.2 Resultados ángulo soldado.....	62
4.3.3 Resultados eje	64
4.3.4 Resultados placa	66
4.3.4 Resultados lámina	68
4.3.6 Resultados base motor	70
4.3.7 Resultados perfil rectangular	72
4.3.9 Resultados edificio.....	74
4.3.9 Resultados marco de bicicleta	76
4.3.10 Resultados estructura	78
4.4 COMPARACIÓN GRÁFICA DE MODOS DE VIBRACIÓN	80
4.4.1 Ángulo.....	80
4.4.2 Ángulo soldado	81
4.4.3 Eje.....	82
4.4.4 Placa.....	83

4.4.5 Lámina	84
4.4.6 Base de motor.....	85
4.4.7 Perfil rectangular.....	86
4.4.7 Edificio	87
4.4.9 Marco de bicicleta	88
4.4.10 Estructura.....	89
4.5 CÁLCULO DE ERROR EN FRECUENCIA.....	90
5. CONCLUSIONES.....	94
6. RECOMENDACIONES	95
REFERENCIAS	96
BIBLIOGRAFIA.....	99
ANEXOS.....	103

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Primeros modos de vibración de una placa	26
Figura 2. Diagrama de bloques de una FRF	28
Figura 3. Prueba martillo excitador	31
Figura 4. Prueba con excitador electrodinámico	32
Figura 5. Módulo de modal analysis.	39
Figura 6. Quinto modo de vibración de la lámina	39
Figura 7. Oros 35	40
Figura 8. Acelerómetro DYTRAN	40
Figura 9. Martillo excitador	41
Figura 10. Excitador electrodinámico	41
Figura 11. Celda de carga de compresión	42
Figura 12. Configuración de nodos	43
Figura 13. Unión de nodos	43
Figura 14. Dirección de golpeo	44
Figura 15. Configuración de la referencia	44
Figura 16. Configuración de transductores	45
Figura 17. Pieza suspensión libre	46
Figura 18. Distribución de puntos de impactos	46
Figura 19. Ubicación del acelerómetro	47
Figura 20. Configuración de parámetros	48
Figura 21. Pieza en suspensión libre y ubicación del excitador electrodinámico ..	49
Figura 22. Configuración de parámetros	50
Figura 23. Configuración de la excitación	51
Figura 24. Inicio de prueba	51
Figura 25. Designación del ancho a analizar	52
Figura 26. Identificación de modos	53
Figura 27. Listado de características dinámicas	53
Figura 28. Modos de vibración	53

Figura 29. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)	54
Figura 30. Función de coherencia.....	55
Figura 31. Correlación de modos experimentales.....	56
Figura 32. Sensibilidad de mallado placa	58
Figura 33. Sensibilidad de mallado base motor	58
Figura 34. Sensibilidad de mallado estructura	59
Figura 35. Ángulo.....	103
Figura 36. Ángulo soldado	103
Figura 37. Eje.....	104
Figura 38. Placa.....	104
Figura 39. Lámina	105
Figura 40. Base motor	105
Figura 41. Perfil rectangular.....	106
Figura 42. Edificio	106
Figura 43. Marco bicicleta	107
Figura 44. Estructura	107
Figura 45. Configuración del material en Ansys.....	108
Figura 46. Creación o importación de geometría	108
Figura 47. Configuración de mallado del elemento.....	109
Figura 48. Configuración de modos y ancho de banda.....	109
Figura 49. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro ángulo.....	110
Figura 50. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo	110
Figura 51. Función de coherencia ángulo.....	111
Figura 52. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro ángulo soldado	112
Figura 53. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo soldado.....	112
Figura 54. Función de coherencia ángulo soldado	113
Figura 55. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro eje.....	114
Figura 56. Función de respuesta en frecuencia (FRF) eje.....	114
Figura 57. Función de coherencia eje.....	115
Figura 58. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro placa	116

Figura 59. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) placa	116
Figura 60. Función de coherencia placa	117
Figura 61. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro lámina	118
Figura 62. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) lámina	118
Figura 63. Función de coherencia lámina	119
Figura 64. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro base motor.....	120
Figura 65. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) base motor	120
Figura 66. Función de coherencia base motor.....	121
Figura 67. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro perfil rectangular	122
Figura 68. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) perfil rectangular	122
Figura 69. Función de coherencia perfil rectangular	123
Figura 70. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro edificio	124
Figura 71. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) edificio	124
Figura 72. Función de coherencia edificio	125
Figura 73. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro marco bicicleta.....	126
Figura 74. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) marco bicicleta	126
Figura 75. Función de coherencia marco bicicleta.....	127
Figura 76. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro estructura.....	128
Figura 77. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) estructura	128
Figura 78. Función de coherencia estructura.....	129
Figura 79. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro ángulo	130
Figura 80. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo	130
Figura 81. Función de coherencia ángulo.....	131
Figura 82. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro ángulo soldado.....	132
Figura 83. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo soldado.....	132
Figura 84. Función de coherencia ángulo soldado	133
Figura 85. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro eje	134

Figura 86. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) eje	134
Figura 87. Función de coherencia eje.....	135
Figura 88. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro placa	136
Figura 89. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) placa	136
Figura 90. Función de coherencia placa	137
Figura 91. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro lámina	138
Figura 92. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) lámina	138
Figura 93. Función de coherencia lámina	139
Figura 94. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro base motor	140
Figura 95. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) base motor	140
Figura 96. Función de coherencia base motor.....	141
Figura 97. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro perfil rectangular	142
Figura 98. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) perfil rectangular	142
Figura 99. Función de coherencia perfil rectangular	143
Figura 100. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro edificio	144
Figura 101. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) edificio.....	144
Figura 102. Función de coherencia edificio	145
Figura 103. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro marco de bicicleta	146
Figura 104. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) marco de bicicleta	146
Figura 105. Función de coherencia marco de bicicleta.....	147
Figura 106. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro estructura	148
Figura 107. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) estructura	148
Figura 108. Función de coherencia estructura.....	149

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Listado de piezas	37
Tabla 2. Error total Ansys no modificado ángulo.....	90
Tabla 3. Error total Ansys modificado ángulo	91
Tabla 4. Porcentajes de errores totales	91
Tabla 5. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo	111
Tabla 6. Frecuencias naturales, amortiguamiento validación MAC ángulo soldado	113
Tabla 7. Frecuencias naturales, amortiguamiento validación MAC eje.....	115
Tabla 8. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC placa	117
Tabla 9. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC lámina	119
Tabla 10. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC base motor	121
Tabla 11. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC perfil rectangular	123
Tabla 12. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC edificio	125
Tabla 13. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC marco bicicleta.....	127
Tabla 14. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC estructura	129
Tabla 15. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo.....	131
Tabla 16. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo.....	133
Tabla 17. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC eje.....	135
Tabla 18. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC placa	137
Tabla 19. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC lámina	139
Tabla 20. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC base motor	141
Tabla 21. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC perfil rectangular	143
Tabla 22. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC edificio	145

Tabla 23. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC marco de
bicicleta.....147

Tabla 24. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC estructura 149

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Geometria de de las piezas seleccionadas	103
ANEXO B. Configuración y calculo en Aansys Workbench 18.0	108
ANEXO C. Resultados prueba hammer software Modal-Oros	110
ANEXO D. Resultados prueba excitador electrodinámico software Modal-Oros	130

RESUMEN

TITULO: ESTABLECER CRITERIOS DE FIABILIDAD DE LA APLICACIÓN DE LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL EN PIEZAS DE GEOMETRÍAS DEFINIDAS*

AUTORES: CARLOS DANIEL MENDOZA BROCHERO**
OSCAR IVÁN SILVA PEREIRA**

PALABRAS CLAVES: Análisis Modal Experimental (EMA), Frecuencias Naturales, Modos de Vibración, Martillo Excitador, Excitador electrodinámico

DESCRIPCIÓN: Las pruebas de Análisis Modal Experimental (EMA) son ampliamente utilizadas para estudiar y caracterizar dinámicamente una estructura o pieza. El presente trabajo de investigación, tiene como finalidad realizar una comparación de los resultados obtenidos de la aplicación del EMA, a diez piezas de geometría definida, utilizando como herramientas de excitación un martillo y un excitador electrodinámico, basándose en la estimación de la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF). El planteamiento metodológico se basa, en seleccionar diez piezas con variedades geométricas que permitan verificar como responden el EMA ante esas diferentes topologías al ser excitadas. Como primera medida se realiza una simulación del elemento en estudio, empleando para esto un modelo numérico basado en el Método de Elementos Finitos (FEM), con la finalidad de conocer el comportamiento dinámico de la pieza a estudiar. Posteriormente se realiza el EMA a cada una de las piezas y se verifica el modelo numérico mediante la comparación de resultados teóricos–experimentales, debido a que los datos obtenidos por el modelo numérico difieren considerablemente de los datos medidos en el modelo real y de esta manera tener una herramienta de juicio para el posterior análisis. Finalmente, estos resultados son confrontados para establecer las diferencias encontradas en las diversas aplicaciones del EMA.

* Proyecto grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo, PhD. Ingeniería Mecánica

ABSTRACT

TITLE: ESTABLISH CRITERIA OF RELIABILITY OF THE APPLICATION OF TECHNOLOGY EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS IN PIECES OF DEFINITE GEOMETRIES*

AUTHORS: CARLOS DANIEL MENDOZA BROCHERO**
OSCAR IVÁN SILVA PEREIRA**

KEY WORDS: Experimental Modal Analysis (EMA), Natural frecuencies, Vibration modes, Hammer, Shaker.

DESCRIPCIÓN: The tests of Experimental Modal Analysis (EMA) are widely used to study and to characterize dynamically a structure or piece. The present work of investigation, it has as purpose realize a comparison of the results obtained of the application of the EMA, to ten pieces of definite geometry, using as tools of excitation a hammer and an electrodynamic excited, being based on the estimation of the Frequency Response Function (FRF). The methodological exposition is based, in selecting ten pieces with geometric varieties that they allow to check as they answer the EMA before these different topologies on having been excited. Since the first measure realizes a simulation of the element in study, using for this a numerical model based on the Finite Element Method (FEM), with the purpose of knowing the dynamic behavior of the piece to studying. Later the EMA is realized to each of the pieces and the numerical model happens by means of the comparison of theoretical - experimental results, due to the fact that the information obtained by the numerical model differs considerably from the information measured in the royal model and in this way have a judgment tool for the subsequent analysis. Finally, these results are confronted to establish the differences found in the diverse applications of the EMA.

* Bachelor Thesis

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

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el desarrollo industrial ha creado la necesidad de investigar técnicas que permitan obtener altos niveles de seguridad en máquinas, estructuras y piezas que la conforman, con el fin de proporcionar parámetros confiables para desarrollar procesos de alta calidad. El análisis modal experimental (EMA, Experimental Modal Analysis) es una de las técnicas utilizada para estudiar y caracterizar dinámicamente una estructura o pieza, obteniendo sus parámetros modales [1],[2]. Esta técnica posee un mayor grado de confiabilidad, debido a que desarrolla la función de transferencia a partir de sus parámetros de entrada y salida, según Esben Orlowitz y Anders Brandt [3]. Para realizar un EMA se emplea como herramienta de excitación el Hammer [4],[5] o shaker [6],[7],[8] que proporcionan información de entrada necesaria para determinar cada una de estas características dinámicas de manera experimental. En los últimos años el EMA se ha implementado con mayor frecuencia y rigurosidad, debido a las empresas que se enfocan en el diseño, han detectado que al realizar estos estudios mejoran de manera eficiente sus productos, así como lo evidencia Guy Banwell, Stefan Mohr [9], se enfocaron en desarrollar un modelo de elementos finitos para crear nuevos diseños de raquetas y así poder evitar construir prototipos.

Muchos investigadores implementan estas técnicas para estudiar las propiedades dinámicas y los factores que influyen en su variación, al momento de compararlas con el modelo numérico inicialmente establecido observaron grandes diferencias entre ellas, esto creó la necesidad de ajustar el modelo de elementos finitos, basándose en los datos obtenidos experimentalmente con el objetivo de validarlos o tener un patrón de comparación como se muestra en la investigación de Yuto Noguchi, Takahito Maruyama [4], al realizar una prueba de análisis modal experimental con Hammer a una maqueta de un sistema de manejo remoto de la manta ITER, ya que las características dinámicas extraídas son esenciales para la verificar y definir el diseño estructural del sistema.

Algunos estudios de investigaciones con EMA, se han realizado con un enfoque distinto en diversas aplicaciones, una de ellas es validar y comprar un modelo teórico con las características dinámicas extraídas experimentalmente de una viga en voladizo, al momento de ser excitada con un Hammer, donde encontraron que al comparar los parámetros tenían una buena correlación como se evidencia en la investigación realizada por S. Walunj Prashant V.N. Chougule Anirban C. Mitra [10]. También Qiong Zou, Zhengn Li y Honghua Wu [11], observaron que al realizar un análisis modal experimental a un colector solar, variaron sus propiedades dinámicas con respecto al ángulo de elevación del colector, con el fin de compararlos con el modelo de elementos finitos realizado para validar la aplicabilidad del este modelo. El EMA también es utilizado con una intensidad mayor al de obtener sus parámetros modales tal como lo demuestran S.A. Park, J.S. Choi, K.W. Min [12] al realizar un EMA usando como herramienta de excitación un Hammer, identificaron características dinámicas dominantes de la estructura Heunginjimun, pretendiendo determinar posteriormente su rigidez lateral, Así mismo Jin-Shui Yang et al. [13] realizaron un análisis modal experimental donde estudiaron el comportamiento de amortiguación de vibraciones en las fibras de carbono en paneles cilíndricos tipo sándwich corrugados rellenos de espuma y vacíos, además estudiaron la influencia del ángulo de inclinación, el grosor de núcleo y la longitud del arco en las características modales, validando el modelo número para los posteriores diseños. Este proyecto de investigación se ocupa especialmente de identificar la eficacia del resultado del EMA, cuando empleando como herramientas de excitación un Hammer y un excitador electrodinámico (Shaker), ante diferentes piezas.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Analizar y comparar los resultados al aplicar análisis modal experimental (EMA), cuando se emplea como elemento de excitación un martillo y un excitador electrodinámico, en diez piezas con geometría definida.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar y describir diez diferentes piezas entre ellas tipo placa, eje, lámina, ángulos y estructuras con geometría definida.
- Elaborar una guía metodológica para la aplicación del EMA.
- Emplear el método de elementos finitos (MEF), para determinar una aproximación de las características dinámicas inherentes del sistema para la aplicación del EMA.
- Aplicar el EMA para las diez diferentes piezas definidas cuando se emplea como elemento de excitación un martillo y un excitador electrodinámico.
- Analizar y comparar los resultados obtenidos de la aplicación del EMA, para determinar cuál herramienta es adecuada utilizar, teniendo en cuenta la sencillez de aplicación y la confianza en los resultados según su geometría.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANÁLISIS MODAL

El análisis modal es una técnica, mediante la cual se determinan las características dinámicas inherentes de un sistema, como: las frecuencias naturales, modos de vibración y el factor de amortiguamiento. Esta Información es empleada para obtener un modelo que simule el comportamiento dinámico determinados sistemas mecánicos y estructurales.

El análisis modal se basa en el hecho que la respuesta vibratoria de un sistema dinámico lineal invariante en el tiempo, pueda ser expresado como la combinación lineal de un conjunto de movimientos armónicos simples llamados modos naturales de vibración [14].

2.2 FRECUENCIA NATURAL

La Frecuencia natural es una característica propia de un sistema el oscilará después de recibir una perturbación inicial y dejarlo vibrar libremente sin fuerzas externas [15].

Un sistema se puede discretizar en n grados de libertad, cada división relaciona un grado de libertad del sistema. Un sistema vibratorio de n grados de libertad tiene, n frecuencias naturales de vibración distintas [16].

2.3 MODOS DE VIBRACIÓN

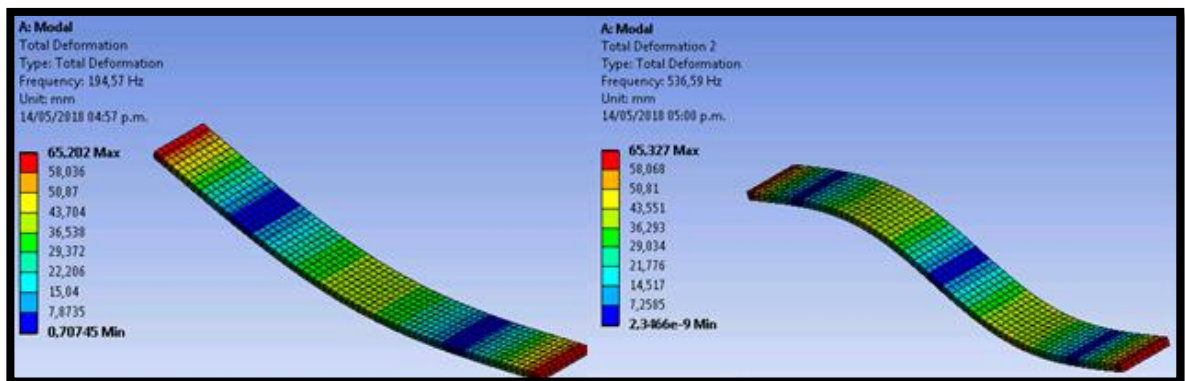
La forma modal es un patrón de vibración, el cual se define como las posibles formas que adopta un sistema mecánico al estar sometido a vibraciones a una determinada frecuencia [15], en la figura 1 se muestran las formas modales correspondiente a una estructura donde se destaca las dos primeras frecuencias naturales y su

respectivo modo de vibrar a dichas frecuencias, observando que cada una de las formas modales son diferentes debido a la naturaleza de la vibración.

Estos modos naturales de vibración son características inherentes al sistema dinámico, que son determinados por propiedades físicas como: rigidez, masa, amortiguamiento y geometría [14].

Cada modo se define por una frecuencia natural, un amortiguamiento modal y una forma modal. Cuando el sistema vibra con la frecuencia natural de un modo o cerca de ella, la forma modal general tiende a ser dominada por la forma modal de la resonancia [17].

Figura 1. Primeros modos de vibración de una placa.



2.4 FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO

Cuando un sistema mecánico vibra en un medio fluido como por ejemplo el aire, un gas, agua o aceite, la resistencia que ofrece este fluido al cuerpo en movimiento ocasiona la disipación de energía. En este caso, la cantidad de energía disipada depende de muchos factores, tales como el tamaño, forma del cuerpo que vibra, la viscosidad del fluido, la frecuencia de vibración, el material del que está fabricado y la velocidad del cuerpo que vibra. En el amortiguamiento viscoso, la fuerza amortiguada es proporcional a la velocidad del cuerpo, no obstante parte del

amortiguamiento es considerado propia del mismo y en este caso el material internamente es el encargado de disipar la energía [16].

2.5 ANÁLISIS MODAL NUMÉRICO

El principal 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.

2.5.1 Método de Elementos Finitos (MEF). El método de elementos finitos es un método numérico utilizado para la solución y análisis de problemas de ingeniería y física. El método consiste en la división de un medio continuo 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.

El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se conoce como malla. Los cálculos se realizan sobre una malla o discretización creada a partir del dominio con programas generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso.

De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas) como se muestra en la siguiente ecuación:

$$[M]\ddot{x} + [K]x = F(x)$$

Los modelos están representados por una matriz de masa ($[M]$) y rigidez ($[K]$) además de la fuerza externa aplicada para inducir una excitación ($F(x)$) y los factores que multiplican a cada una de ellas representan los grados de libertad. Estas matrices relacionan las propiedades del material del sistema de ecuaciones, el número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos [18].

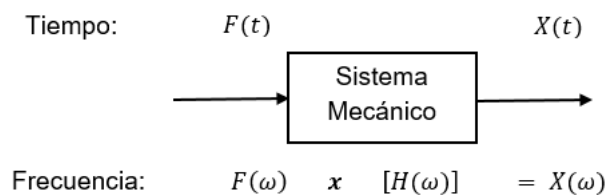
2.6 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

El análisis modal experimental también llamado ensayo modal es un método para caracterizar dinámicamente una estructura en términos de su frecuencia, amortiguamiento y las formas modales, a través de ensayos de vibración [14].

Un ensayo modal está compuesto por la medición de varias funciones de respuesta. Estas funciones son medidas a través de registros en el tiempo de señales de entrada (excitación) y salida (desplazamientos), las cuales son procesadas para obtener las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF) [17].

La FRF describe la relación entrada-salida entre dos puntos en una estructura en dominio de la frecuencia, la cual se determina experimentalmente por medio de la relación entre la respuesta y la excitación de un sistema y se puede representar el sistema por diagrama de bloques conforme se muestra en la figura 2 [17]:

Figura 2. Diagrama de bloques de una FRF



Donde $F(\omega)$ y $X(\omega)$ son las señales de fuerza (Entrada) y excitación (Salida) en función de la frecuencia, respectivamente. En consecuencia, $H(\omega)$, se define como

la función de transferencia. La representación más general de la función de transferencia y está dada por la siguiente expresión:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = ([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1}$$

Donde $[K]$, $[M]$ y $[C]$ corresponden a rigidez, masa y amortiguamiento, respectivamente.

2.6.1 Etapas aplicación de un EMA [19]

- **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.

En todos los casos el ensayo modal experimental caracterizar dinámicamente el comportamiento real de un sistema y eventualmente se puede utilizar para calibrar un modelo matemático del mismo. Dependiendo de lo que se requiera conseguir existen diferentes aplicaciones técnicas [3]:

- Caracterización dinámica de una estructura para su posterior comparación con los datos calculados por el método de los elementos finitos u otro modelo teórico, con el objetivo de validarlo.
- Comparación de los resultados teóricos con los experimentales para identificar cuáles pueden ser las causas de las diferencias entre las mediciones calculadas por el método de elementos finitos y las reales.
- Generación de un modelo para poder predecir los efectos de la modificación de la estructura original.
- Toma de decisiones

2.7 TIPOS DE EXCITACIÓN EN ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.

2.7.1 Excitación por impacto. El dominio del tiempo de la señal fuerza para la excitación por impacto es un pulso amplio de frecuencias. En términos de instrumentación, este método es simple comparado con respecto a otro que emplea excitación con excitador electrodinámico. Es conveniente para usarlo en casos donde se requiera trabajo en campo [14].

2.7.2 Excitación sinusoidal. Se puede considerar el método más tradicional para el análisis modal clásico. La excitación la compone una sola frecuencia a la vez y los barridos de excitación de una frecuencia a otra van sucesivamente, permitiendo a la estructura abordar una vibración armónica a la vez. Esta excitación es eficaz para estructuras con un nivel de vibración alta, para caracterizar la no linealidad de una estructura dependiendo de la amplitud y para excitar los modos de vibración de una estructura amortiguada [14].

2.7.3 Excitación aleatoria. La señal de fuerza para este tipo de excitación es una señal aleatoria estacionaria con distribución Gaussiana. La excitación aleatoria sirve

para una estructura que se comporta de forma no lineal, ya que tiende a linealizar el comportamiento de los datos de medición [14].

2.8 TIPOS DE EXCITADORES EN ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

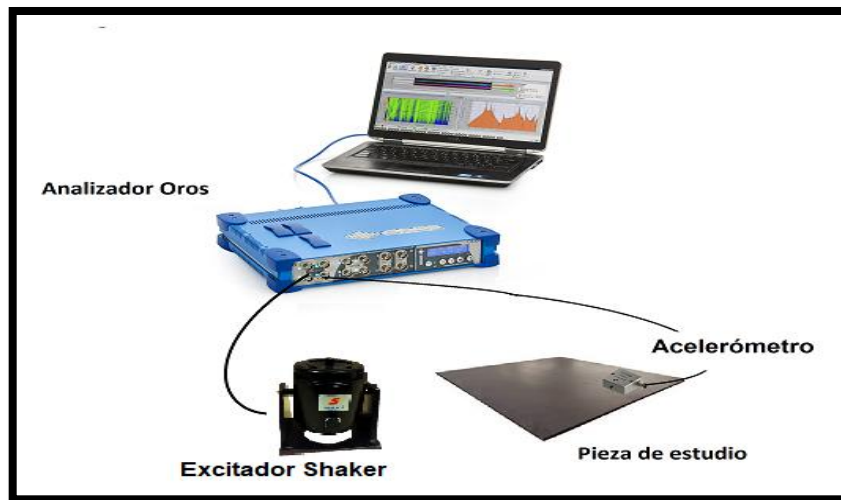
2.8.1 Martillo excitador. Es un dispositivo que permite producir un impulso de fuerza de excitación a la estructura de prueba. Consiste en punta de martillo, transductor de fuerza, equilibrio de masa y mango. La punta se puede cambiar para alterar la dureza. Los materiales típicos para la punta son goma, plástico y acero. La dureza de la punta, junto con la de la superficie de la estructura, está directamente relacionado con el rango de frecuencia de la fuerza de pulso de entrada. Para una punta dura golpeando sobre una superficie dura, podemos esperar que el pulso de fuerza distribuya la energía a una amplia gama de espectro. Este es el único mecanismo para controlar la frecuencia de los componentes de la excitación en una prueba de martillo [14],[20].

Figura 3. Prueba martillo excitador



2.8.2 Excitador electrodinámico. También conocido como un agitador electrodinámico, es el más común tipo de agitador utilizado en pruebas modales. Consiste en un imán, un bloque móvil y una bobina en el imán. Cuando pasa una corriente eléctrica de un generador de señal A través de la bobina dentro del excitador electrodinámico, una fuerza proporcional a la corriente, el imán genera densidad de flujo que impulsa el bloque en movimiento. Un agitador electromagnético tiene una gran frecuencia, amplitud y rango dinámico, para baja frecuencia y grande excitación de amplitud, Estos dispositivos son utilizados para inducir una vibración forzada en una estructura, permitiendo obtener las características dinámicas [14].

Figura 4. Prueba con excitador electrodinámico



2.9 TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE SEÑALES

Las señales medidas con los transductores se obtienen en el dominio del tiempo, pero las propiedades bajo estudio se muestran en el dominio de la frecuencia. Por esta razón resulta necesario transformar el dominio de la señal. Para realizar esta transformación se usa un analizador de espectro y el algoritmo de la FFT ("Fast Fourier Transform") o TRF ("Transformada Rápida de Fourier"), no obstante, hay algunos errores que deben corregirse antes de que la señal sea digitalizada [21].

2.9.1 Teorema de muestreo o de Nyquist. El ingeniero sueco Harry Nyquist formuló el siguiente teorema para obtener una grabación digital de calidad: “La frecuencia de muestreo mínima requerida para realizar una grabación digital de calidad, debe ser igual al doble de la frecuencia de audio de la señal analógica que se pretenda digitalizar y grabar ($f_s > 2f_{max}$)”

Cuando se discretiza la señal se generan una serie de problemas en la misma. Si estos no son tratados de forma correcta pueden dar lugar a resultados erróneos, estos errores generalmente aparecen debidos a las aproximaciones al discretizar.

A continuación, se exponen algunos errores y sus soluciones, además de otros factores que pueden intervenir en el análisis del espectro de una señal y su procesamiento [22].

Aliasing. Este problema se produce cuando la frecuencia de muestreo es inferior a la de la frecuencia a muestrear, apareciendo componentes de frecuencia indeseable. Para prevenir el fenómeno de Aliasing se debe cumplir que la señal esté limitada en banda. Para ello debe haber una frecuencia máxima por encima de la cual no haya ninguna frecuencia. Puede solventarse si se utiliza un filtro anti-Aliasing, que es básicamente un filtro paso-bajo.

Leakage. Debido a que la adquisición de datos debe ser en un periodo de observación finito T , la transformada discreta de Fourier asume entonces que la señal es periódica con periodo T . Si esta condición no se cumple, se produce un error de “Leakage”. La forma más común de evitar este problema es forzar la señal a acabar en cero en los extremos del registro del tiempo, esto puede conseguirse utilizando una función de ventana (“window”).

Windows (ventanas). Al medir una señal temporal, solo una parte de la señal total es considerada. Esto equivale a multiplicar la señal actual con una ventana de tiempo, sin embargo, una mejor selección de ventana puede reducir considerablemente el error debido a leakage. En general, se buscan ventanas que

reduzcan las discontinuidades en los extremos de la señal, dado que reducen el error por leakage al forzar la señal a ser periódica.

2.10 MAC (Criterio de Aseguramiento Modal). Es una herramienta utilizada para la comparación cuantitativa de vectores modales. Esta función del criterio de aseguramiento modal (MAC) proporciona una medida de coherencia (grado de linealidad) entre estimaciones de un vector modal. Esto proporciona una confianza adicional en el factor en la evaluación de un vector modal de diferentes ubicaciones de excitación (referencia) o diferentes parámetros modales algoritmos de estimación [23],[24].

Se pueden encontrar distintos métodos de correlación para los distintos dominios Modal, Temporal y de Frecuencia, siendo el más popular de todos los coeficientes de correlación MAC (dominio modal). Las técnicas de correlación sirven para estimar si los modos propios adquiridos experimentalmente son lo bastante buenos como para ser usados en los siguientes procesos del análisis [21]. La expresión que relaciona el MAC en función de los vectores modales está representada por la siguiente ecuación:

$$MAC(r, q) = \frac{|\{\varphi_A\}_r^T * \{\varphi_X\}_q|^2}{(\{\varphi_A\}_r^T * \{\varphi_A\}_r)(\{\varphi_X\}_q^T * \{\varphi_X\}_q)}$$

Donde φ_A y φ_X representan los vectores modales de dos pruebas diferentes (r,q) y T indica transpuesta del vector modal.

Los valores del MAC oscilan entre 0 y 1. Un valor de cero indicaría que no existe ninguna relación de proporcionalidad entre ambos vectores. Por lo tanto, se puede decir que representan modos de vibración diferentes. Por el contrario, un valor de uno indicaría una proporcionalidad perfecta entre ambos vectores [25][23].

Si la garantía modal criterio tiene un valor cercano a cero, esto es una indicación de que los vectores modales no son consistentes. Esto puede deberse a cualquiera de las siguientes razones [25]:

- El sistema no es estacionario. Esto puede ocurrir si el sistema es no lineal y dos conjuntos de datos se han adquirido en diferentes tiempos o niveles de excitación. Aparecerán las no linealidades del sistema de manera diferente en las funciones de respuesta de frecuencia generadas a partir de diferentes posiciones del excitador o señales de excitación.
- Hay ruido en el vector modal de referencia. Este caso es lo mismo que el ruido en la entrada de una función de respuesta de frecuencia medición. Ninguna cantidad de procesamiento de señal puede eliminar este tipo de error.
- La estimación del parámetro modal no es válida. La frecuencia las mediciones de la función de respuesta pueden contener errores, pero la estimación del parámetro modal puede no ser consistente con los datos.
- Los vectores modales son de forma de modo lineal no relacionado vectores. Dado que las diferentes estimaciones de vectores modales son de diferentes posiciones de excitación, esta medida de inconsistencia implicará que los vectores modales son ortogonales. Si se pueden eliminar los primeros cuatro motivos, la garantía modal criterio se puede interpretar de manera similar como una ortogonalidad cálculo.

Si la garantía modal criterio tiene un valor cercano a la unidad, esto es una indicación que los vectores modales son consistentes. Esto no necesariamente

significa que son correctos. Los vectores modales pueden ser consistentes por cualquiera de los siguientes motivos [25]:

- Los vectores modales han sido medidos de manera incompleta. Esta situación puede ocurrir cuando hay muy pocas estaciones de respuesta sido incluida en la determinación experimental de la vector modal.
- Los vectores modales son el resultado de una excitación forzada que la entrada deseada Esta sería la situación si, durante la medición de la función de respuesta de frecuencia, una pieza rotativa de equipo con un desequilibrio está presente en el sistema está siendo probado.
- Los vectores modales son principalmente ruido coherente. Desde el vector modal de referencia puede elegirse arbitrariamente, este modal el vector puede no ser uno de los verdaderos vectores modales del sistema. Podría ser simplemente un vector de ruido aleatorio o un vector que refleja el sesgo en el algoritmo de estimación de parámetros modales. En cualquier caso, el criterio de garantía modal solo reflejar una relación consistente (lineal) con la referencia vector modal.
- Los vectores modales representan el mismo vector modal con diferente escalado arbitrario. Si los dos vectores modales se comparan tener el mismo valor esperado cuando se normaliza, los dos vectores modales deberían diferir solo por el complejo valorado factor de escala, que es una función de los coeficientes modales comunes entre las filas o columnas.

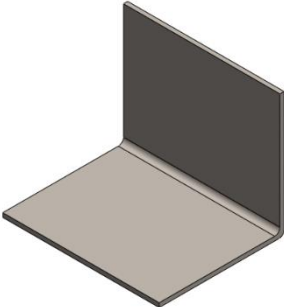
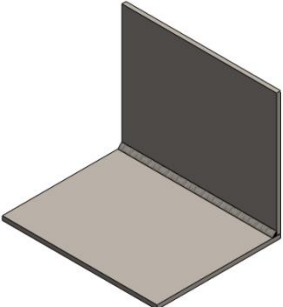
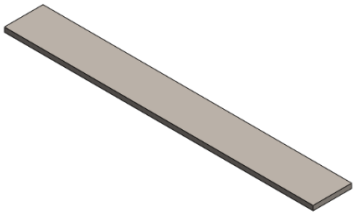
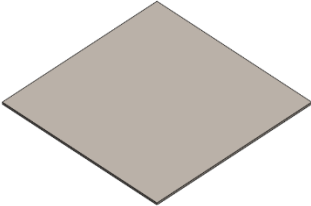

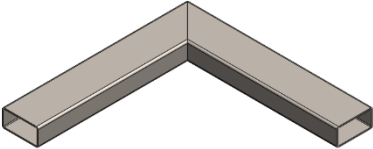
3. METODOLOGÍA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

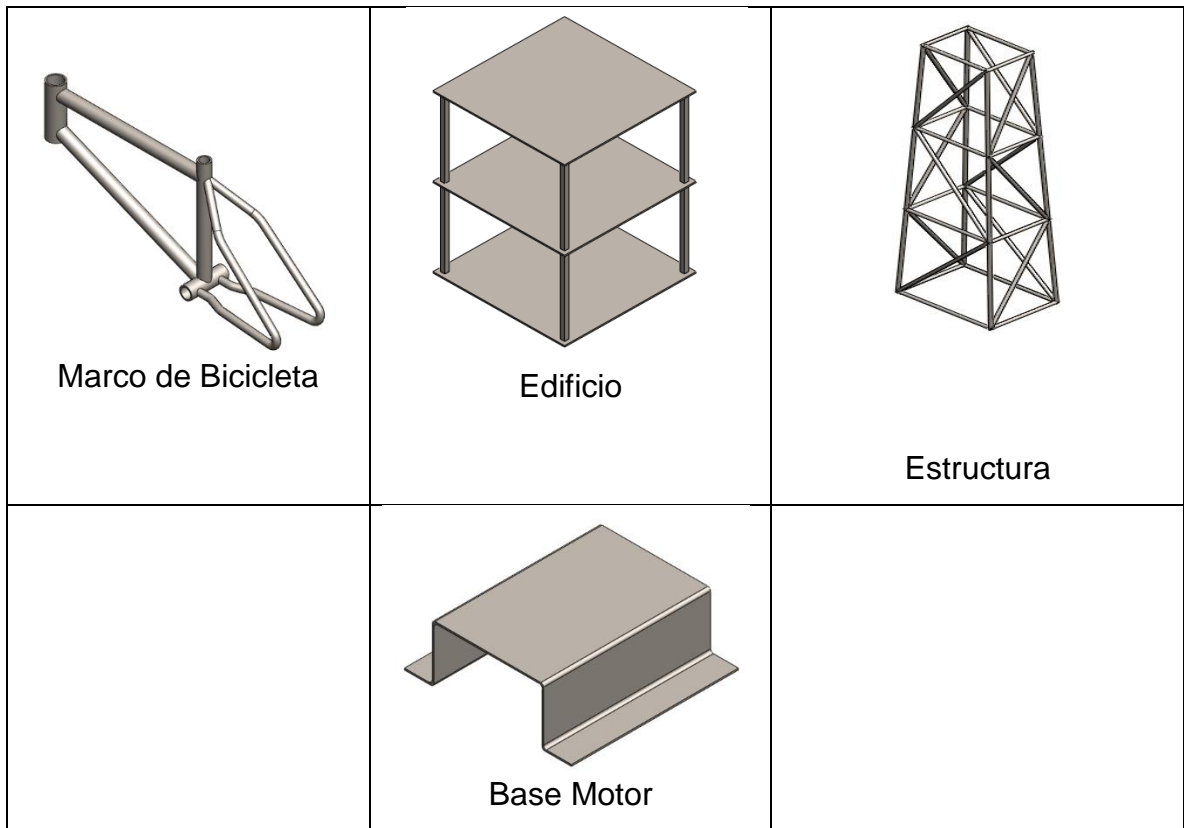
3.1 SELECCIÓN DE PIEZAS PARA LA APLICACIÓN DEL EMA.

La selección de las piezas obedece a una variedad geométrica que permiten verificar como responde el EMA ante las diferencias topológicas. Para la implementación del EMA es primordial establecer la geometría y sus propiedades físicas (ANEXO A) con el fin del llevar a cabo el análisis correspondiente a cada una de ellas.

Las piezas seleccionadas para el Análisis modal Experimental (EMA) son las siguientes:

Tabla 1. Listado de piezas

 <p>Ángulo</p>	 <p>Ángulo soldado</p>	 <p>Placa</p>
 <p>Lámina</p>	 <p>Eje</p>	 <p>Perfil Rectangular</p>

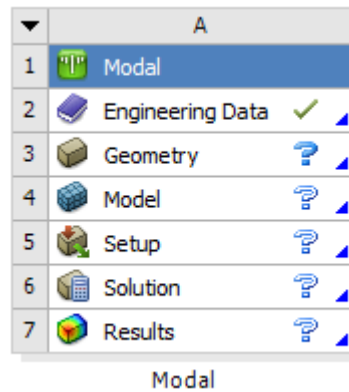


3.2 MODELAMIENTO DE LAS PIEZAS E IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES FORMA NUMÉRICA.

Es necesario realizar un modelo numérico a través del Método de Elementos Finitos (MEF) con el fin de caracterizar dinámicamente cada pieza para obtener los valores de las frecuencias principales y sus respectivos modos de vibración, con el objetivo de predecir su comportamiento. Para esto se realizó el Análisis Modal Teórico con el software de Elementos Finitos ANSYS WORKBENCH 18.0.

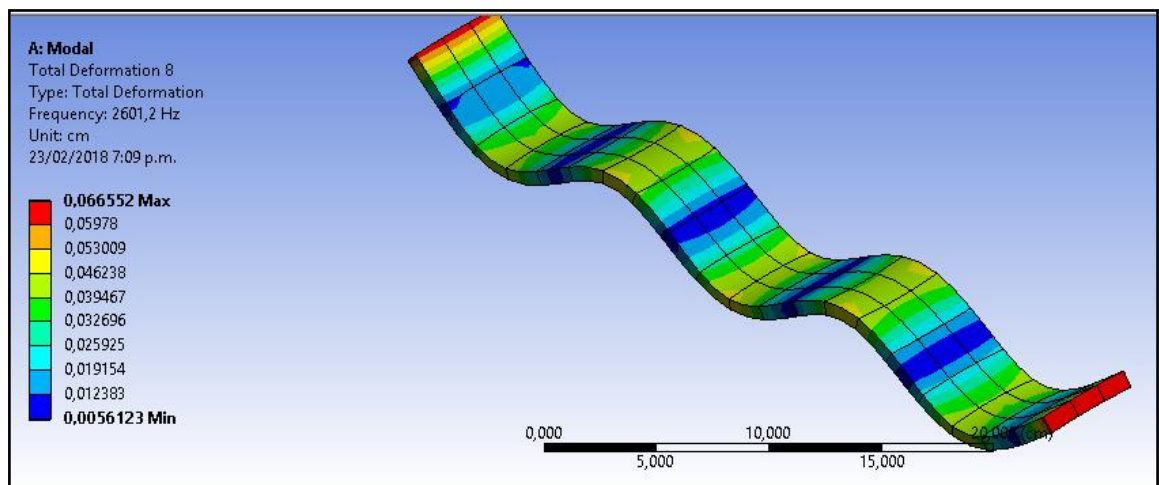
Dentro del software ANSYS WORKBENCH 18.0 se ingresa al módulo de “Modal Analysis” (Figura 5), donde se configuran los parámetros necesarios para el análisis como: Importar el archivo CAD de la pieza, después se definen las propiedades físico-mecánicas del material que la conforman, luego se empleó un mallado automático y se realizaron ajustes como el número de modos a estimar (ANEXO B).

Figura 5. Módulo de modal analysis.



Finalmente, se da solución al modelo determinando sus frecuencias naturales y sus distintos modos vibratorios como se muestra en la Figura 6, permitiendo de esta forma brindar una información preliminar acerca de los parámetros modales, especialmente la forma modal a las distintas frecuencias naturales; con esto es posible identificar algunas zonas representativas donde se dan las máximas amplitudes de vibración con el fin de tener parámetros para posteriormente ubicar los acelerómetros en posiciones correcta y evitando así los nodos de vibración cero.

Figura 6. Quinto modo de vibración de la lámina



3.3 SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE SEÑALES PARA LA APLICACIÓN DEL ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.

3.3.1 Módulo de adquisición de datos. Modulo Analizador de vibración Ref: OR-35-Freq-8 con capacidad de 8 canales de entrada, 4 canales de salidas y ancho de banda hasta 20kHz de la empresa OROS.

Figura 7. Oros 35



Fuente: En línea <http://www.normandygrp.net/oros/48channel.html>

3.3.2 Acelerómetros. Se utilizaron sensores de aceleración uniaxial de la empresa DYTRAN instruments Inc:

- Modelo 3224B de sensibilidad 11,51 mv/g de la empresa DYTRAN instruments Inc.
- Modelo 3056D2 de sensibilidad 100 mv/g de la empresa DYTRAN instruments Inc.

Figura 8. Acelerómetro DYTRAN



Fuente: En línea <https://www.dytran.com/Model-3056D1T-General-Purpose-Accelerometer-with-TEDS-P3252/>

3.3.3 Martillo excitador. Hammer modelo Dytran DYNAPULSE 5850 B con sensibilidades de 1.0 mv/Lbf, 10,8 mv/Lbf, y 100.02 mv/Lbf con puntas de polímero, goma y aluminio.

Su sensibilidad y su respectiva punta se escogen dependiendo de la aplicación dependiendo aplicación.

Figura 9. Martillo excitador



Fuente: En línea <https://metromatics.com.au/product/impulse-hammer/>

3.3.4 Excitador electrodinámico. Mini-Shaker con rango de frecuencia 15 KHz, con fuerza de salida seno Pico 4.5 LbF(20N); random Rms 3Lbf(13.3 N).

Figura 10. Excitador electrodinámico



Fuente: En línea <http://www.sentekdynamics.com/sentek-dynamics-news/2018/1/8/sentek-dynamics-mini-shaker-kit>

3.3.5 Celda de carga de compresión. Sensor de fuerza dinámicas con rango de fuerza de 100 Lbf y sensibilidad de 50 mV/Lbf.

Figura 11. Celda de carga de compresión



Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/dytran-instruments/product-37504-342305.html>

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

3.4 CONFIGURACIÓN BÁSICA DEL SOFTWARE MODAL-OROS PARA ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL.

Para realizar las pruebas de análisis modal experimental en el software **Modal-Oros** es necesario realizar configuraciones preliminares que se usan tanto para el matillo excitador como el excitador electrodinámico.

Para la adquisición y procesamiento de datos se utiliza el analizador de vibraciones OROS 35, abriendo el software Modal y ejecutando el software NVGate en segundo plano, se pueden obtener los resultados realizando las configuraciones siguientes en el programa modal:

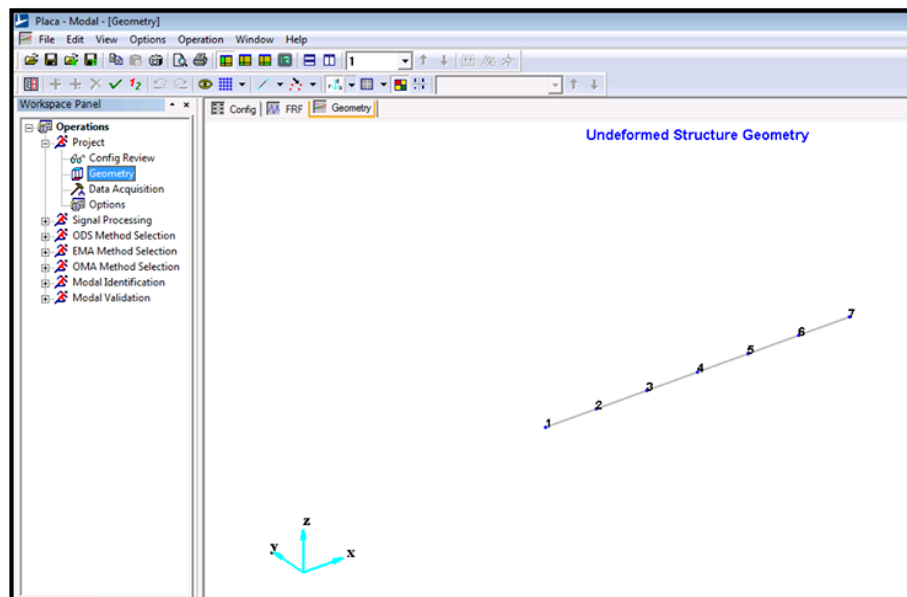
- En el programa se inicia configurando los puntos de impacto o nodos de la pieza a analizar, estando en la ventana **Config Review** dirigiéndose a la pestaña **Nodes** se insertan las coordenadas en un plano tridimensional.

Figura 12. Configuración de nodos

Index	::No. #	::Coord X	::Coord Y	::Coord Z	::Coord No.
1	7	360.000	0.000	0.000	0
2	6	300.000	0.000	0.000	0
3	5	240.000	0.000	0.000	0
4	4	180.000	0.000	0.000	0
5	3	120.000	0.000	0.000	0
6	2	60.000	0.000	0.000	0
7	1	0.000	0.000	0.000	0

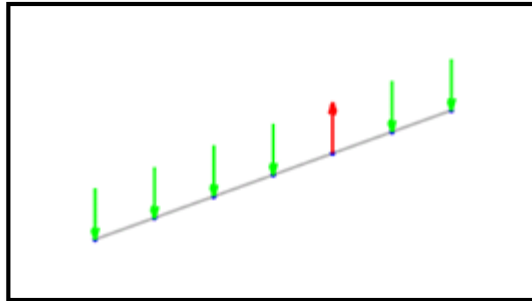
- Unir los puntos de impactos creados, para tener la representación geométrica de la pieza a analizar.

Figura 13. Unión de nodos



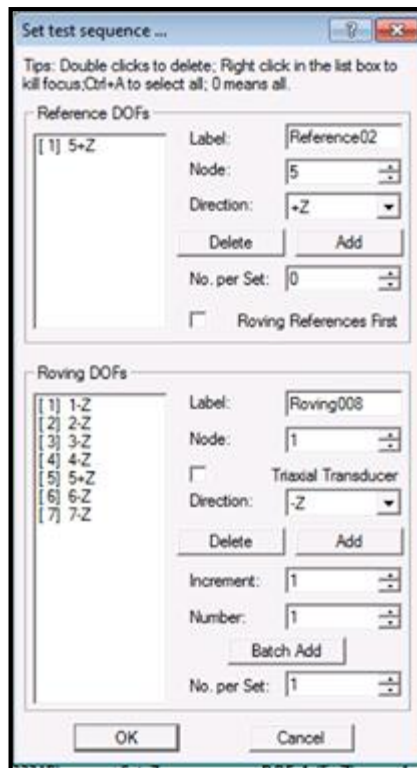
- Dirigiéndose a la pestaña **Data Acquisition** para realizar la configuración de la dirección de excitación y ubicación de referencia (acelerómetros) (ANEXO C).

Figura 14. Dirección de golpeo



Nota: la flecha roja indica la posición de la referencia

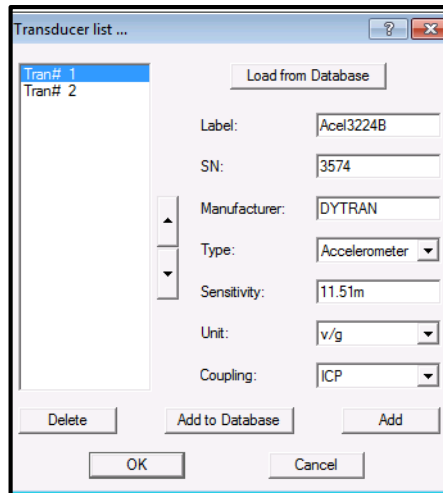
Figura 15. Configuración de la referencia



En el caso del martillo excitador la referencia es el acelerómetro (flecha roja) y los puntos de golpeo (flecha verde), en caso de el excitador electrodinámico la referencia es el excitador electrodinámico (flecha roja) en esta ocasión se rota el acelerómetro por los diferentes puntos (flechas verdes).

- Finalizado la configuración de la referencia se procede a la configuración de transductores, en esta pestaña nos permite configurar el tipo de transductor y su sensibilidad.

Figura 16. Configuración de transductores



3.5 PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL CUANDO SE UTILIZA COMO HERRAMIENTA DE EXCITACIÓN UN MARTILLO.

Una prueba de martillo es el tipo más común de impacto de análisis modal experimental, este procedimiento consiste en fijar el acelerómetro en un punto de la estructura, excitando los puntos que definen la forma de la estructura.

Cuando la punta del martillo impacta con la estructura de ensayo se origina una señal de pulso de la excitación. Un pulso de este tipo tiene un contenido en frecuencia que es esencialmente constante hasta una cierta frecuencia en la que empieza a decaer. Por ello, la excitación de impacto no es efectiva si se quiere

estudiar la respuesta dinámica de la estructura a frecuencias mayores a las del rango cubierto por la señal de pulso [26].

3.5.1 Posicionamiento de la pieza a excitar. Se realiza la toma de datos ubicando la pieza en suspensión libre para eliminar en su mayor parte las amortiguaciones externas como se muestra en la Figura 17, y así, poder excitar cada pieza través de impactos sobre puntos separados equidistantes previamente definidos sobre la superficie como se evidencia en la Figura 18.

Figura 17. Pieza suspensión libre



NOTA: Para simular la condición de suspensión libre se soportaron las piezas con “ligas”.

Figura 18. Distribución de puntos de impactos



Tomando como referencia las formas de vibrar mostradas por el programa ANSYS WORKBENCH 18.0, es ubicado el acelerómetro donde se presentan mayores amplitudes de vibración como se muestra en la Figura 19, con el fin de obtener la mayor cantidad de información y de esta manera, no cometer el error de ubicar el acelerómetro donde se encuentren nodos ceros de vibración, ya que este permite medir la respuesta de la pieza al ser excitado externamente.

Figura 19. Ubicación del acelerómetro



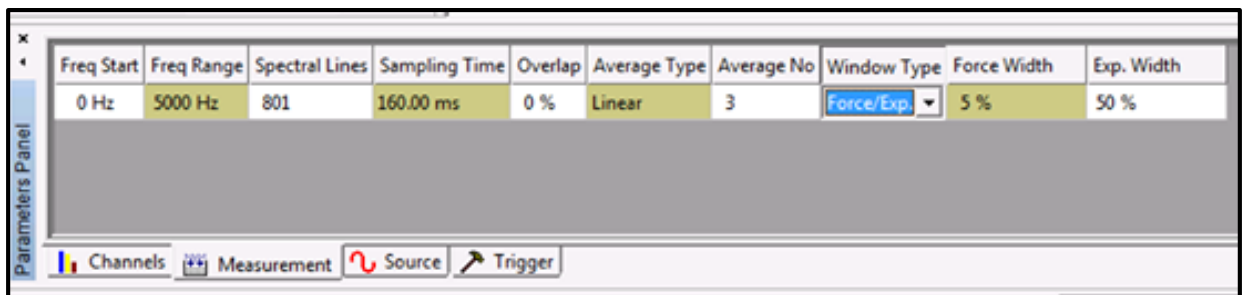
3.5.2 Configuración complementaria del software Modal-Oros para la prueba de martillo excitador. Para finalizar la configuración del software Modal-Oros y empezar la toma de datos se procede a realizar los siguientes pasos:

- En el panel de parámetros en la pestaña **Measurement** configuré el rango de frecuencia a estudiar, número de golpes, tipo de ventana en esta prueba se usa **Force/Exp** y en la ventana **Trigger** en la pestaña **Type** seleccionar **Input**, dejando los otros valores por defecto como se muestra en la Figura 20.

La ventana **Force/Exp** se aplican a las señales después de que se muestrean, pero antes de aplicarles la FFT en el analizador. La ventana de fuerza se usa para

eliminar el ruido del impulso (fuerza) señal. Idealmente, una señal de impulso no es cero para una pequeña porción de la ventana de muestreo, y cero para el resto del período de tiempo de la ventana. Cualquier información que no sea cero a continuación la señal de impulso en la ventana de muestreo se supone ser ruido de medición la ventana de fuerza conserva las muestras en las proximidades del impulso y elimina el ruido de todas las otras muestras en la señal de fuerza haciendo ellos cero. La ventana exponencial se aplica a la respuesta de impulso señal. La ventana exponencial se usa para reducir fugas en el espectro de la respuesta [17].

Figura 20. Configuración de parámetros



- En la ventana **Action Panel** se recomienda activar la opción de aceptación manual debido a que en algunas ocasiones la forma de golpeo no es adecuada permitiendo rechazar o aceptar la medida.
- Al finalizar las configuraciones se procede a iniciar la prueba golpeando con el martillo excitador cada uno de los puntos marcados.

3.6 PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN DE ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL CUANDO SE UTILIZA UN EXCITADOR ELECTRODINÁMICO.

La herramienta de excitación electrodinámica (Shaker) es implementada para medir los parámetros de la función de transferencia para cada frecuencia de resonancia, esta herramienta se usa para generar frecuencias controladas con el fin de estudiar

estructuras de superficie delicada en las cuales no se pueden hacer por impacto, debido a su rango de frecuencia limitado o de baja densidad de energía en un amplio espectro la fuerza de impacto no será suficiente para excitar adecuadamente los modos de interés.

3.6.1 Posicionamiento de la pieza a excitar. Se realiza la toma de datos ubicando la pieza en suspensión libre para eliminar en su mayor parte las amortiguaciones externas, y así, poder excitar cada pieza por medio de señales sinusoidales controladas de diferentes frecuencias.

Figura 21. Pieza en suspensión libre y ubicación del excitador electrodinámico



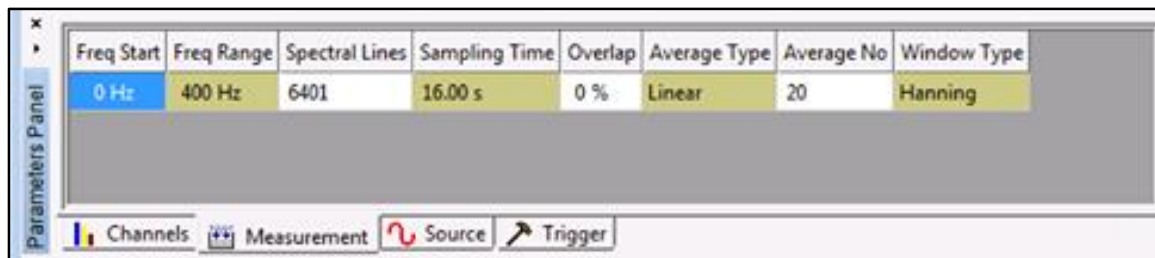
Para la adquisición de datos se realizó colocando el excitador electrodinámico en uno de los puntos ubicados previamente en la pieza, moviendo el acelerómetro por

todos los puntos separados equidistantemente caso opuesto como se realiza la prueba con el martillo excitador.

3.6.2 Configuración complementaria del software Modal-Oros para la prueba de excitador electrodinámico. Para finalizar la configuración del software Modal-Oros y empezar la toma de datos se procede a realizar los siguientes pasos:

- En el panel de parámetros en la pestaña **Measurement** configuré el rango de frecuencia a estudiar, líneas espectrales, numero de promedios, tipo de ventana en esta prueba se usó **Hanning** y **Flat top** como se muestra Figura 22.

Figura 22. Configuración de parámetros



The screenshot shows a software interface titled 'Parameters Panel' with a table of measurement parameters. The table has the following data:

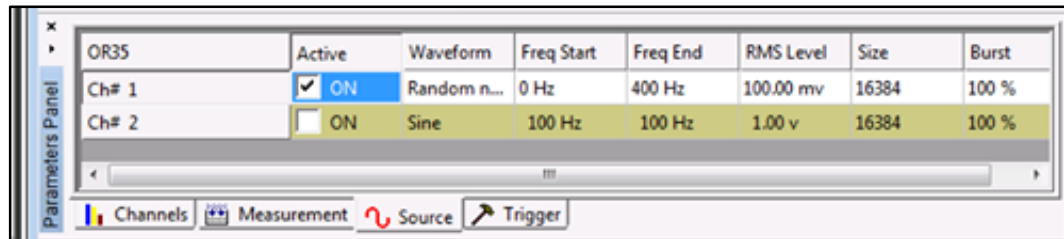
Freq Start	Freq Range	Spectral Lines	Sampling Time	Overlap	Average Type	Average No	Window Type
0 Hz	400 Hz	6401	16.00 s	0 %	Linear	20	Hanning

Below the table, there are four tabs: 'Channels', 'Measurement', 'Source', and 'Trigger'. The 'Measurement' tab is currently selected.

La ventana **Hanning** y **Flat top** son utilizadas en el análisis de espectro para reducir los efectos indeseables que son pérdidas espectrales que se presentan en el espectro de una señal calculada mediante FFT. Estos efectos surgen debido a las discontinuidades presentes en los límites de la señal que se trunca para que coincida con la longitud (puntos) de FFT [27].

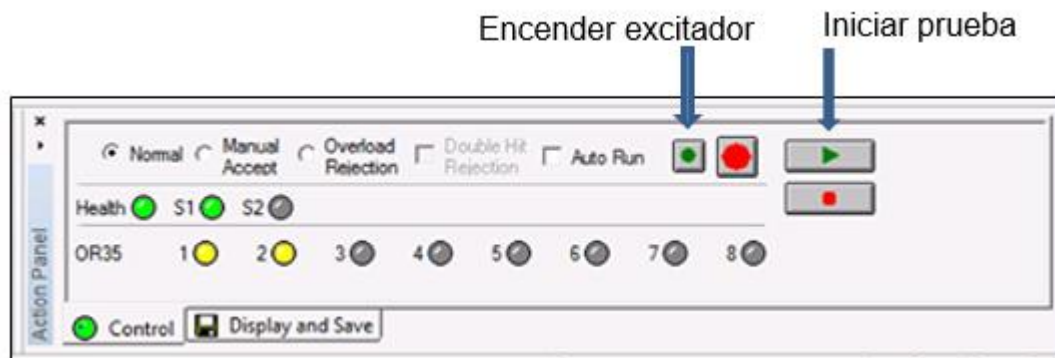
- En la venta de Source se configura el tipo de excitación las cuales pueden ser aleatoria, chirrido y sinusoidal, frecuencias de inicio y frecuencia final de excitación y amplitud de la onda dejando los otros parámetros por defecto.

Figura 23. Configuración de la excitación



- En la ventana **Trigger** en la pestaña **Type** seleccionar **Source**, dejando los otros valores por defecto.
- Finalmente, para iniciar la prueba se recomienda ejecutar toma de datos y después se enciende el excitador electrodinámico.

Figura 24. Inicio de prueba

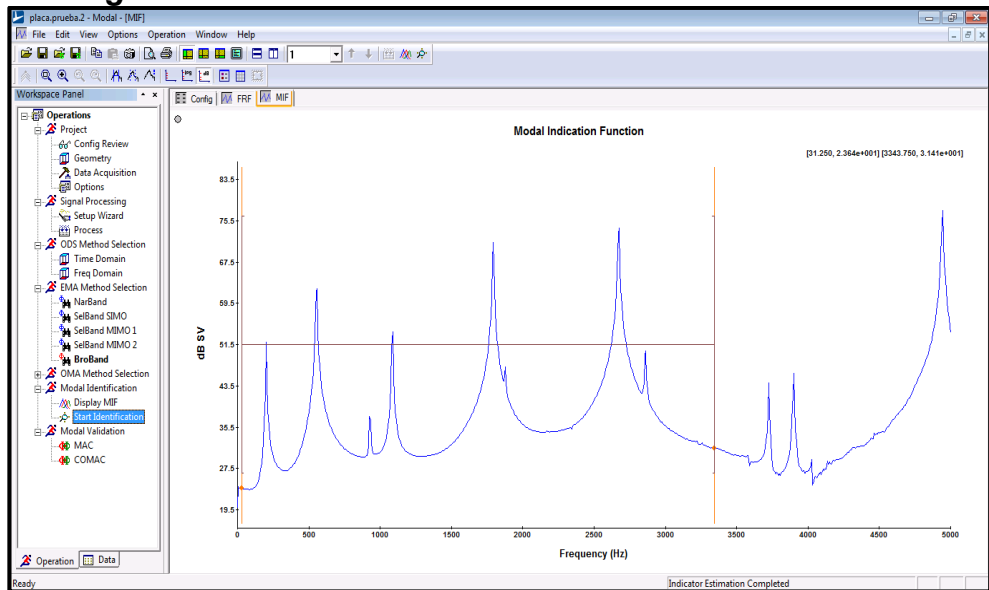


3.7 VISUALIZACIÓN DE LA INFORMACIÓN OBTENIDA AL APLICAR EMA

Una vez adquiridas las señales de entrada del martillo excitador y del acelerómetro, se procede a realizar el análisis para obtener los modos de vibración y sus respectivas frecuencias naturales de la pieza estudiada, por medio del analizador OROS y el software modal, permitiendo visualizar el espectro de la FRF y coherencia como se evidencia en las Figura 25 y 26 respectivamente, con estas gráficas se determinan de forma preliminar las frecuencias de los modos de vibración siguiendo estos pasos.

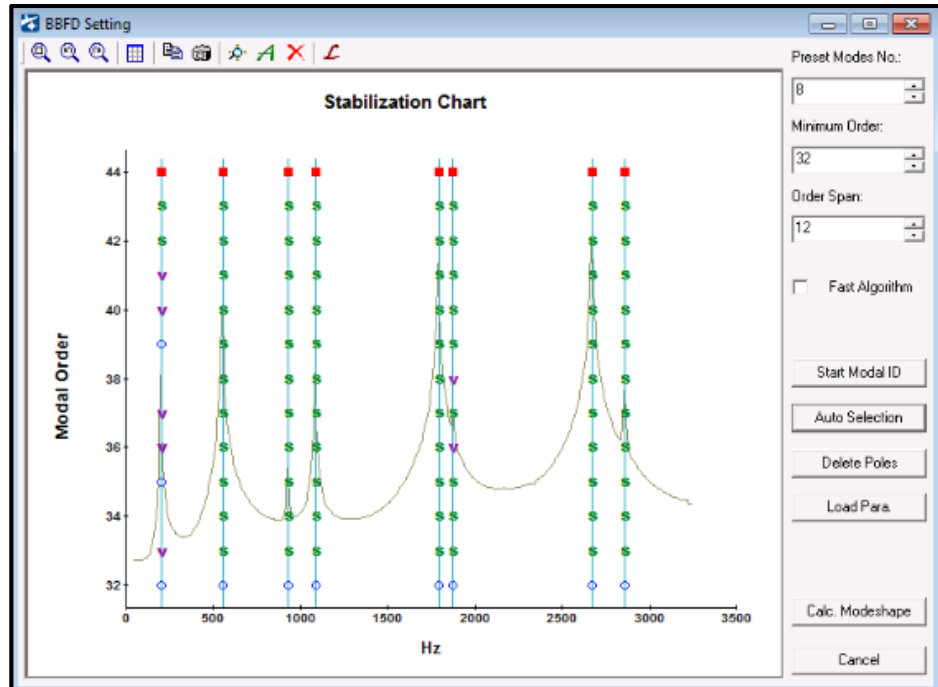
- Al finalizar la prueba se procede a calcular por medio del método de **BroadBand** del Software Modal-OROS, las frecuencias naturales, sus respectivos modos de vibración y amortiguamiento de la pieza en estudio.
- En la pestaña **Modal Identification** se designa el ancho de banda a analizar.

Figura 25. Designación del ancho a analizar



- Con el ancho de banda establecido se inicia la identificación de las frecuencias naturales, sus respectivos modos de vibración y amortiguamiento en la pestaña **Start Identification**.

Figura 26. Identificación de modos

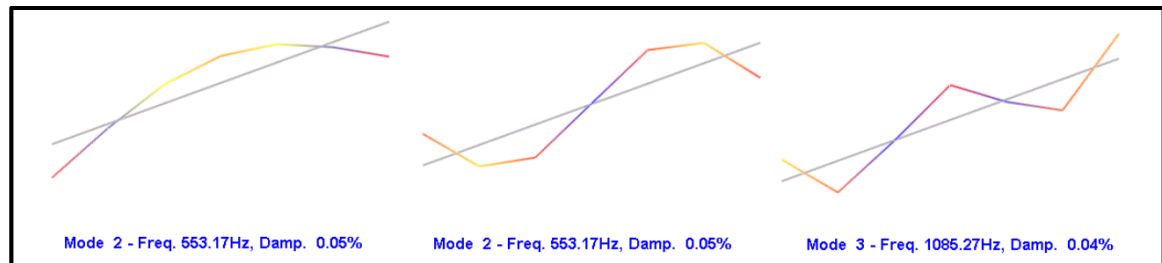


- Al calcular las frecuencias naturales, sus respectivos modos de vibración y amortiguamiento donde se despliegue de sus características dinámicas.

Figura 27. Listado de características dinámicas

No. #	Frequency (Hz)	Damping (%)	Modal A	Time	::Memo
Mode 1	200.80	0.07	7.82e+00 - 8.16e+01i	09:50:34	Damping: 0-5%
Mode 2	553.17	0.05	3.10e+00 - 1.80e+02i	09:50:34	Damping: 0-5%
Mode 3	1085.27	0.04	4.38e+01 - 1.48e+02i	09:50:34	Damping: 0-5%
Mode 4	1791.71	0.03	-2.45e+01 - 7.89e+02i	09:50:34	Damping: 0-5%
Mode 5	2672.17	0.03	1.96e+01 - 1.13e+03i	09:50:34	Damping: 0-5%

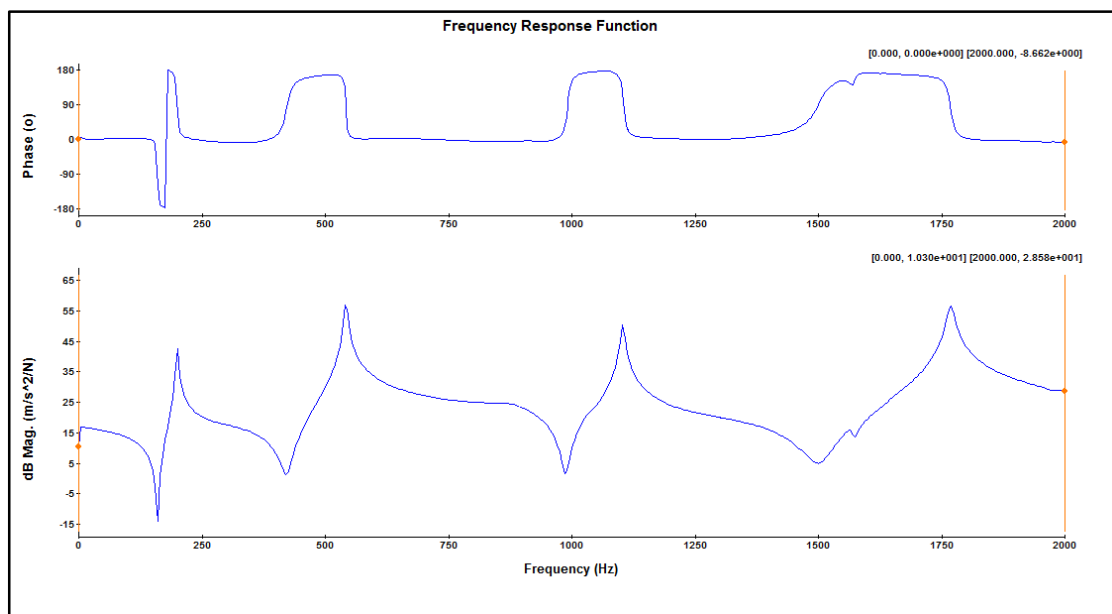
Figura 28. Modos de vibración



Analizando la gráfica de la FRF, tanto para la fase como para las frecuencias, se dice que, al momento de generarse un pico de frecuencia, se generará un modo al cambio de fase 180° detectado en ese pico (ANEXO C).

La Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) es una medida fundamental que aísla las propiedades dinámicas inherentes de una estructura mecánica, parámetros modales experimentales (frecuencia, amortiguación y forma de vibración). La FRF describe la relación entrada-salida entre dos puntos de una estructura en función de la frecuencia [17].

Figura 29. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)



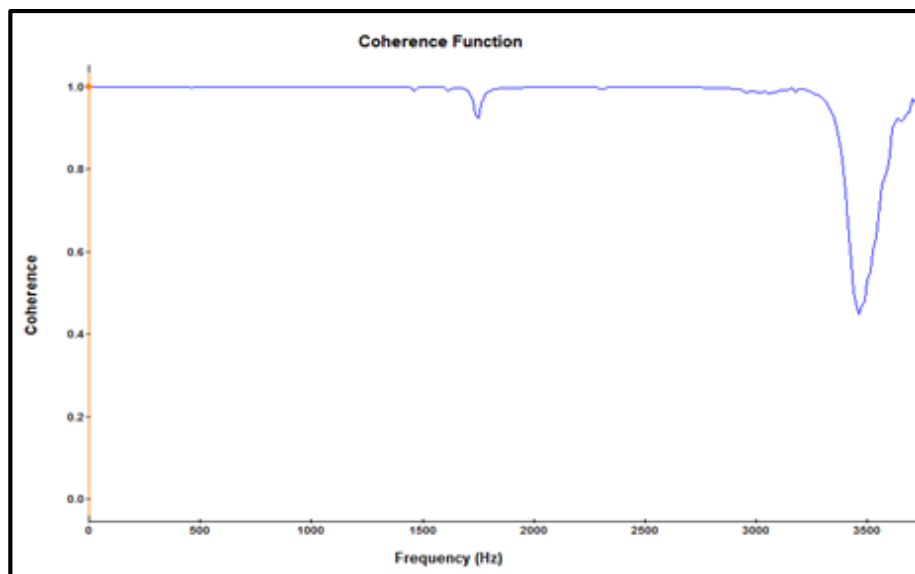
La función de coherencia valida los valores de frecuencias dados en la FRF, ya que los valores tienen una correlación aproximada a uno. Esta función de coherencia es una medida del error en mínimos cuadrados, indicando la relación perfectamente lineal entre las señales de entrada y la salida (ANEXO D).

La coherencia oscila entre los valores 0 y 1. Un valor de 1, indica una relación perfectamente lineal entre las señales de entrada y salida por sobre todos los promedios.

Una coherencia menor a uno, se puede deber a uno de los siguientes motivos: [21]

- Ruido no correlacionado en las mediciones de $f(t)$ y/o $x(t)$
- No-Linealidades del sistema en análisis
- Leakage en el análisis
- Desfase en las mediciones no compensado en el análisis.

Figura 30. Función de coherencia

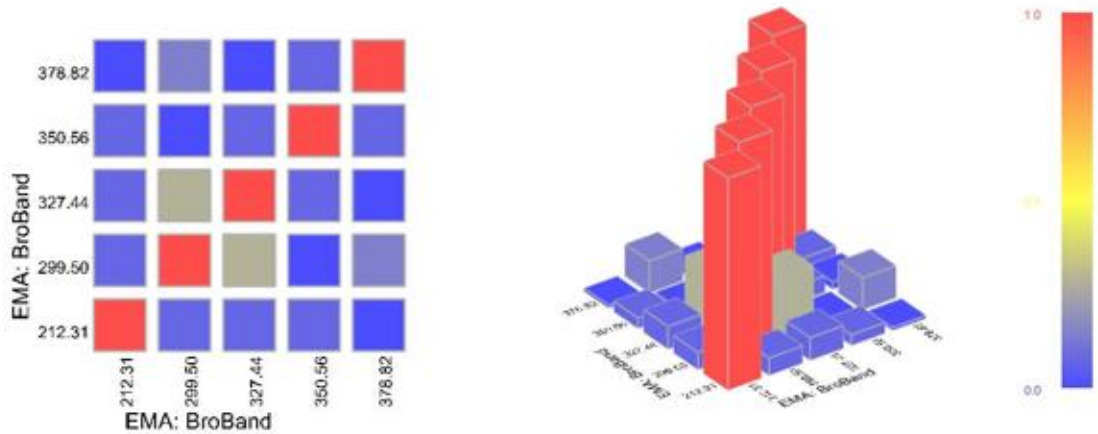


4. ANALISIS DE RESULTADOS

4.1 CRITERIO DE CONFIANZA MODAL (MAC)

Esta técnica se utilizó para calcular la correlación entre los modos experimentales entre sí mismos, permite deducir que formas modales son similares y diferenciar cuales modos de vibración calculados por el software Modal-Oros son realmente modos de vibración.

Figura 31. Correlación de modos experimentales



Los valores cercanos a la unidad indican correspondencia entre ambos modos, mientras que los valores cercanos a cero indican que no se trata del mismo modo de vibración, los valores de MAC mayores o iguales a 0.8 se consideran buenos [21].

4.2 AJUSTE DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

El problema de usar modelos numéricos de simulación es que dependen de parámetros que deben introducirse al modelo. Por ejemplo, al simular una pieza se configuran los parámetros del material obtenidos ya sea medido directamente a la

piza o por catálogos, lo cual implica que no siempre se obtendrán resultados parecidos a lo que experimentalmente se obtienen.

Existen ocasiones en las que el modelo analítico que se tiene se podrá considerar válido, pero esto no tiene por qué ocurrir siempre. Cuando esto no ocurra, se intentará refinar o corregir el modelo para lograr que sea representativo.

El resultado es el Ajuste de Modelos de Elementos Finitos, por medio del cual se busca la generación de modelos confiables a través de ajustes paramétricos en los mismos, de forma tal que se minimice la diferencia entre las predicciones analíticas y los resultados experimentales.

Para el ajuste de estos modelos se utilizó el Método indirecto de ajuste de propiedades físicas que consiste en cambios hechos a propiedades físicas específicas o elementales en el modelo en la búsqueda de un ajuste que acerque el modelo experimental y el analítico [24].

4.2.1 Análisis de sensibilidad de mallado. Al momento de realizar un análisis a una pieza por el método de elementos finitos se crea la necesidad de escoger el tipo de mallado adecuado, debido a que esto se verá reflejado en la precisión de los datos obtenidos mediante la simulación.

Se realizó un análisis de sensibilidad del mallado con el fin de determinar el número de nodos óptimo para obtener resultados confiables con el menor coste de computacional posible. Se inició con el tamaño de elemento y tipo de mallado predeterminado por el programa y se fue aumentando y cambiando el tipo de mallado hasta que los resultados se estabilicen, se estudió con los resultados obtenidos en el cuarto modo de vibración, ya que sus valores de frecuencia modal son los que más variaron al aumentar el número de nodos en el modelo.

Figura 32. Sensibilidad de mallado placa

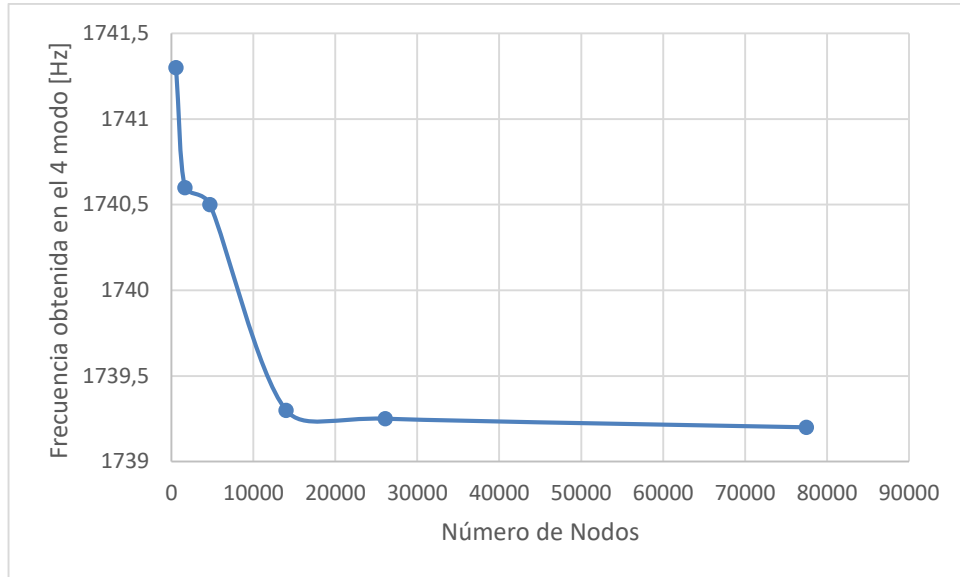


Figura 33. Sensibilidad de mallado base motor

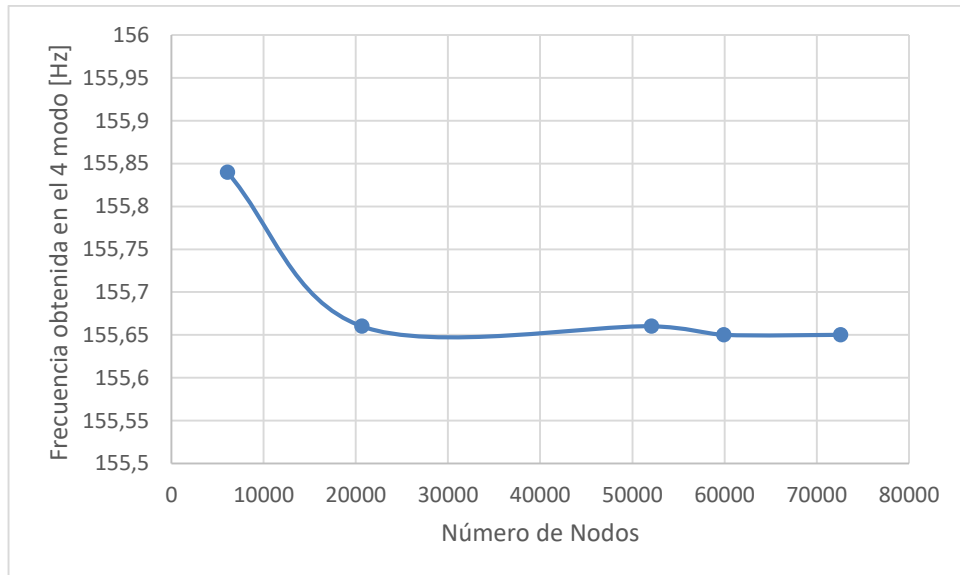
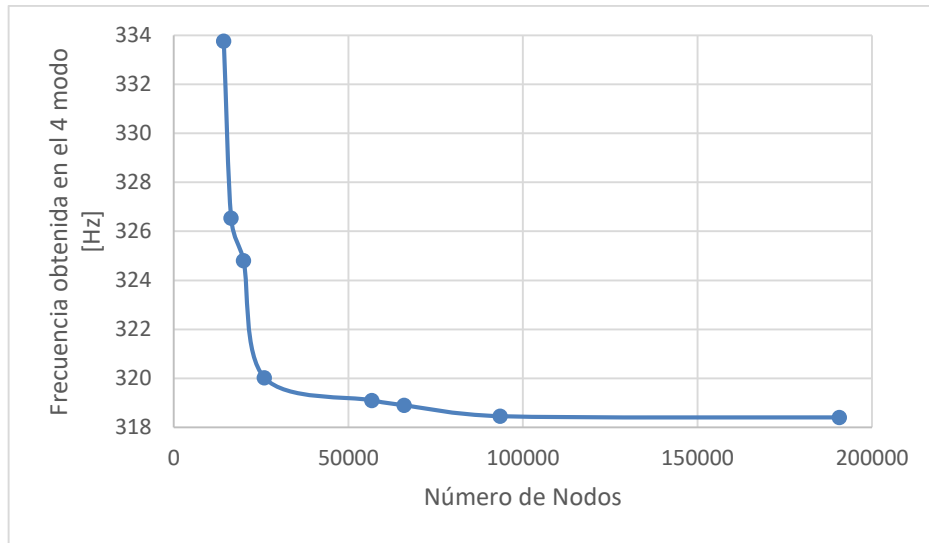


Figura 34. Sensibilidad de mallado estructura



Se utilizaron algunas piezas representativas con respecto a su complejidad geométrica para analizar la varianza de los resultados de las frecuencias segundo el número de nodos.

4.2.2 Ajuste de propiedades físicas en ANSYS WORKBENCH 18.0. Las propiedades que se ingresaron en Ansys fueron inicialmente buscadas en tablas de propiedades del material (A36) que son las siguientes:

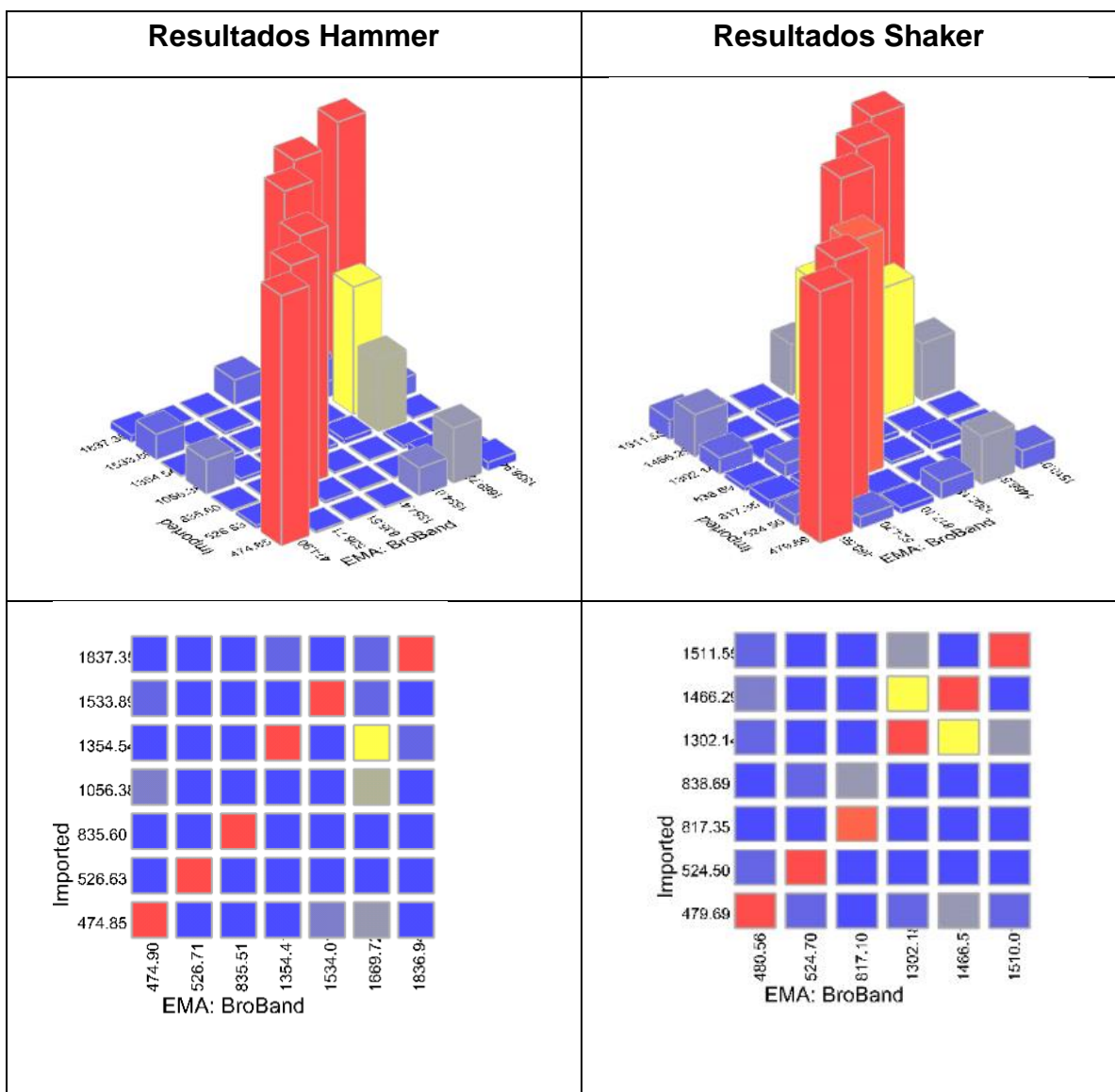
PROPIEDADES DEL MATERIAL	
Módulo de Young (Gpa)	200
Módulo de Poisson	0,3
Densidad (Kg/m ³)	7850

Al momento de simular el método numérico se obtuvo una diferencia considerable comparada con las técnicas experimentales, utilizando el Método indirecto de ajustes y teniendo en cuenta la validación MAC, se variaron las propiedades físicas hasta encontrar una similitud de las frecuencias naturales obtenidas experimentalmente.

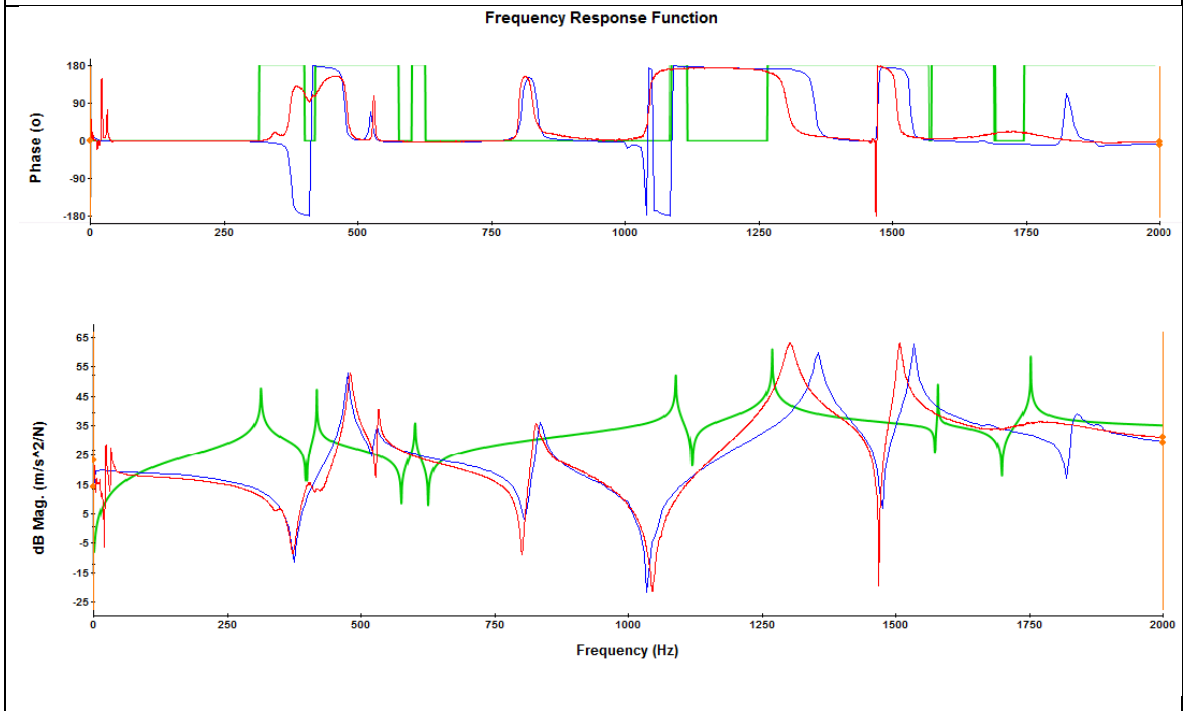
4.3 COMPARACIÓN DE MODELOS AJUSTADOS DE ELEMENTOS FINITOS

Se realizó una comparación gráfica de las funciones de respuesta en frecuencia entre el análisis modal experimental y los datos obtenidos del modelo ajustado de elementos finitos.

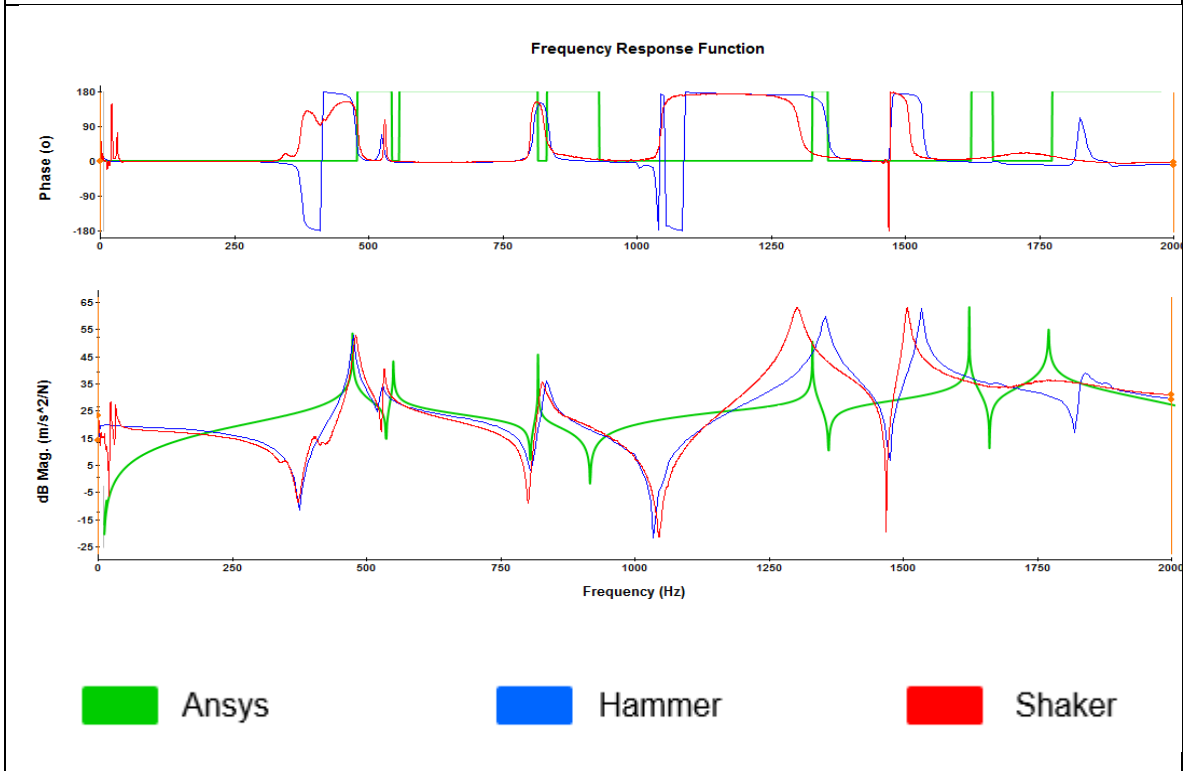
4.3.1 Resultados ángulo



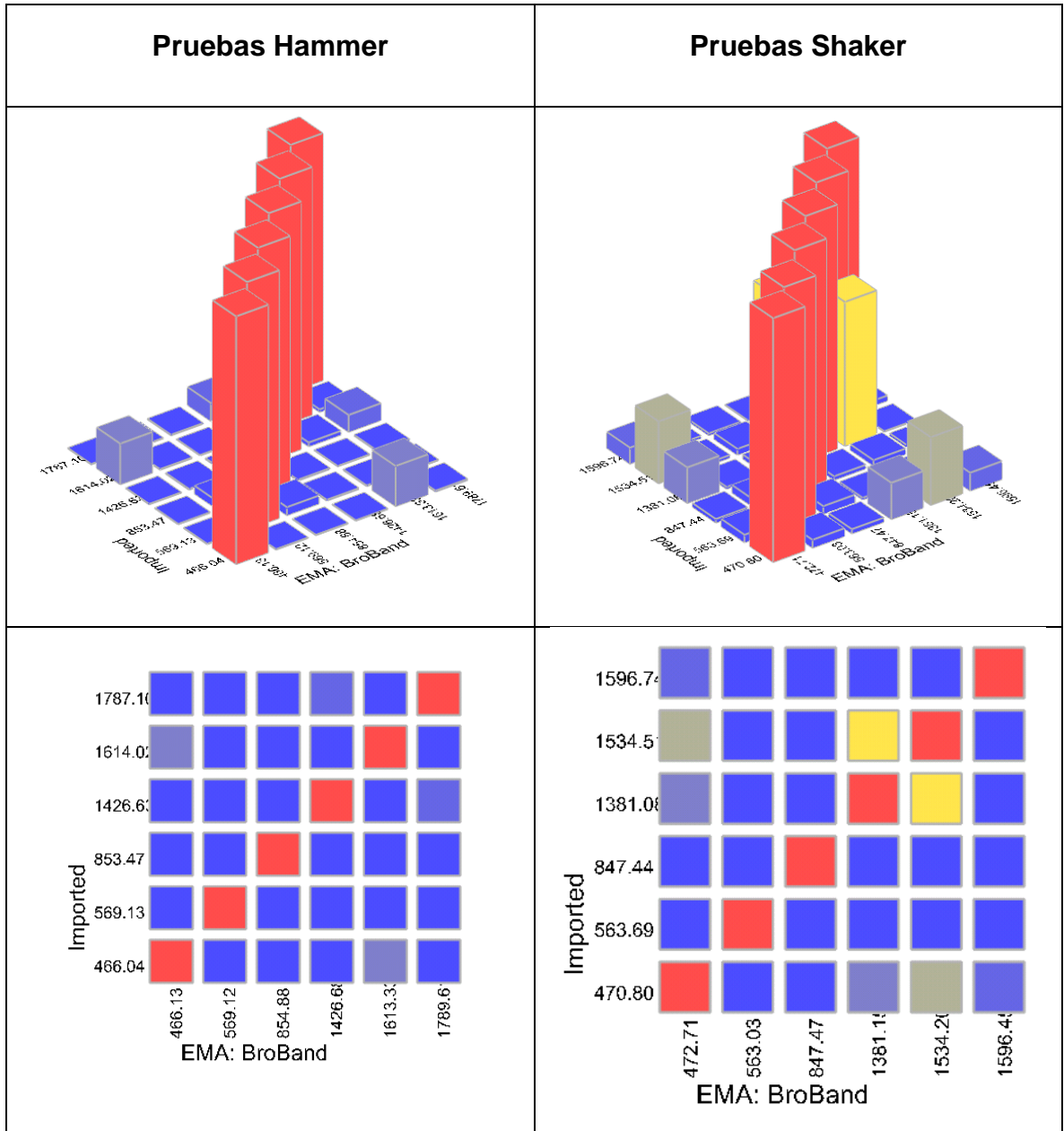
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



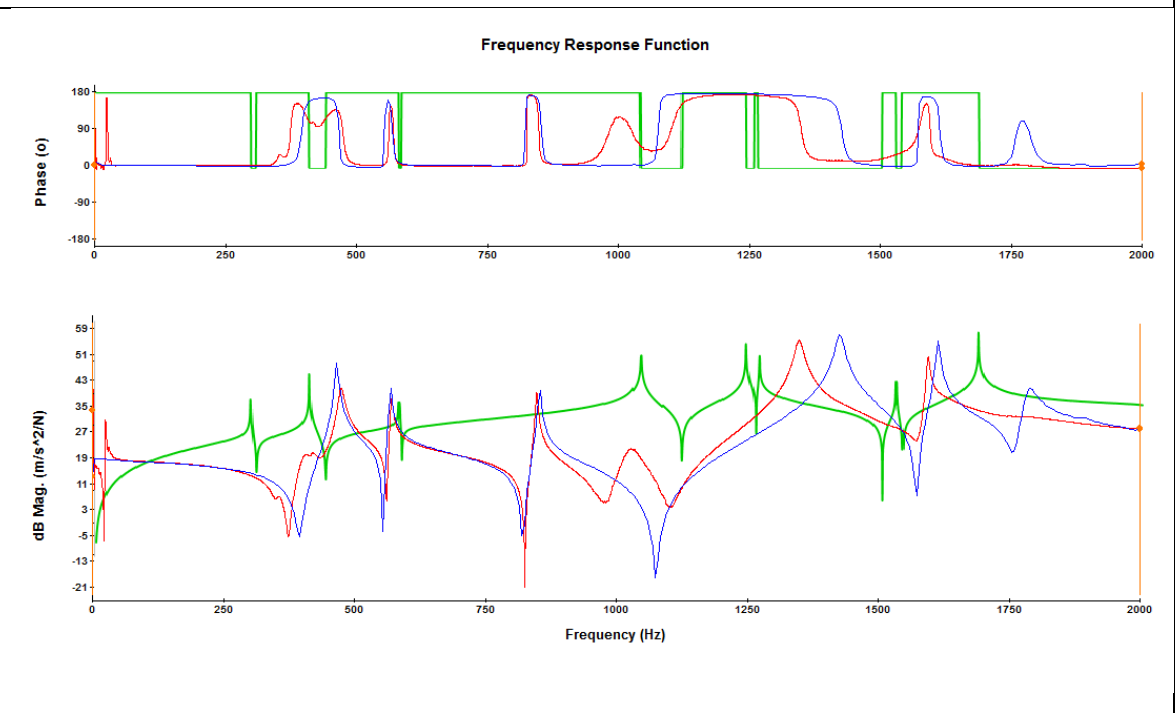
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



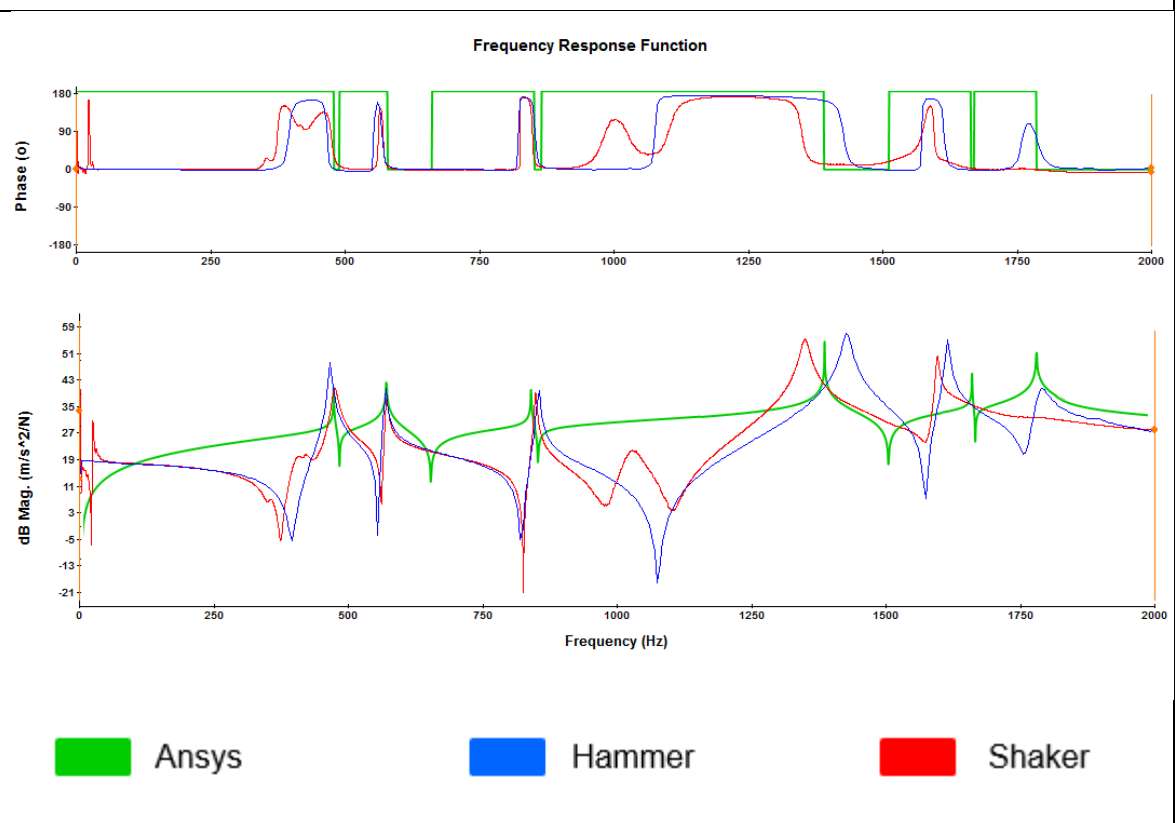
4.3.2 Resultados ángulo soldado



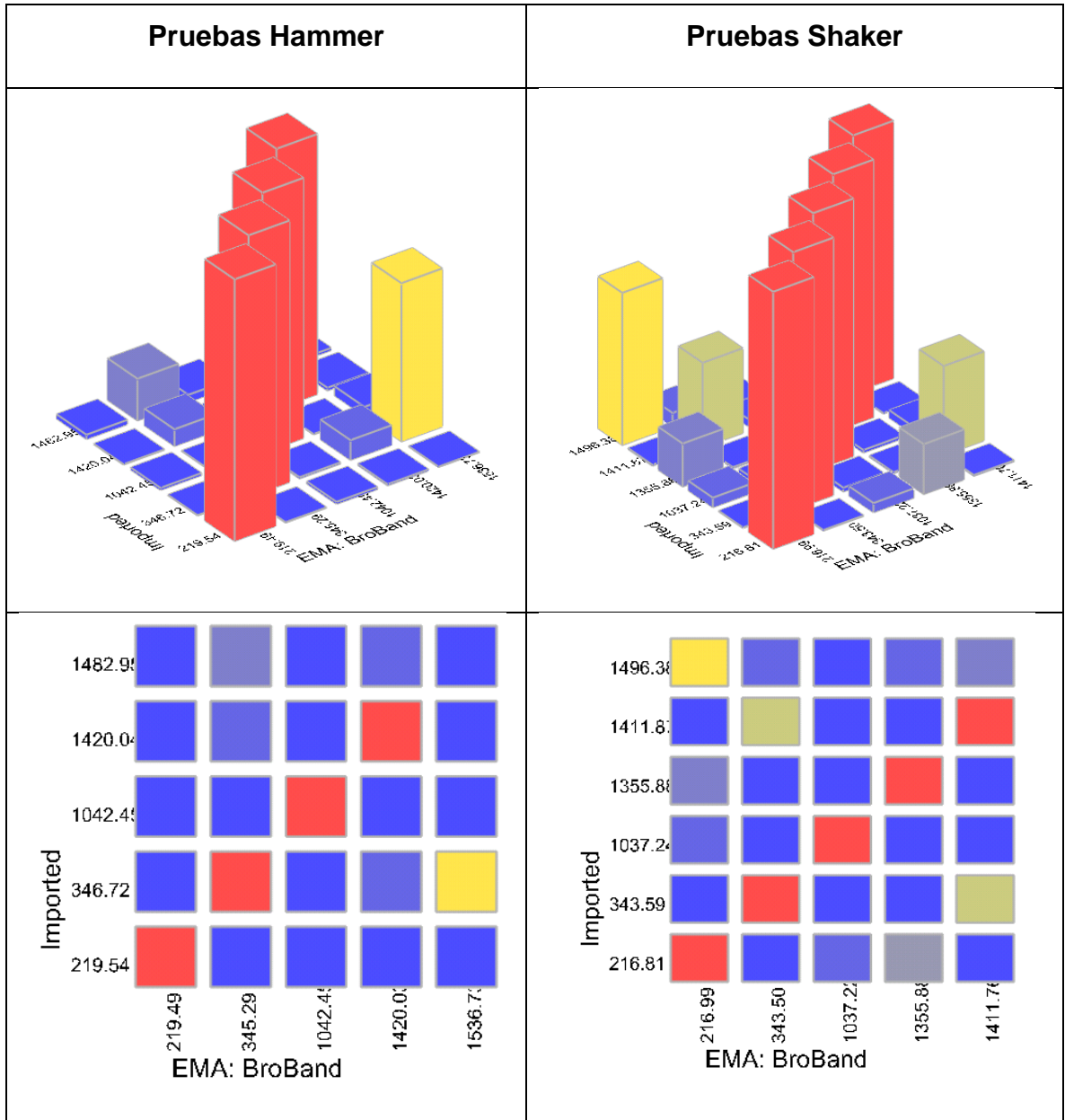
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



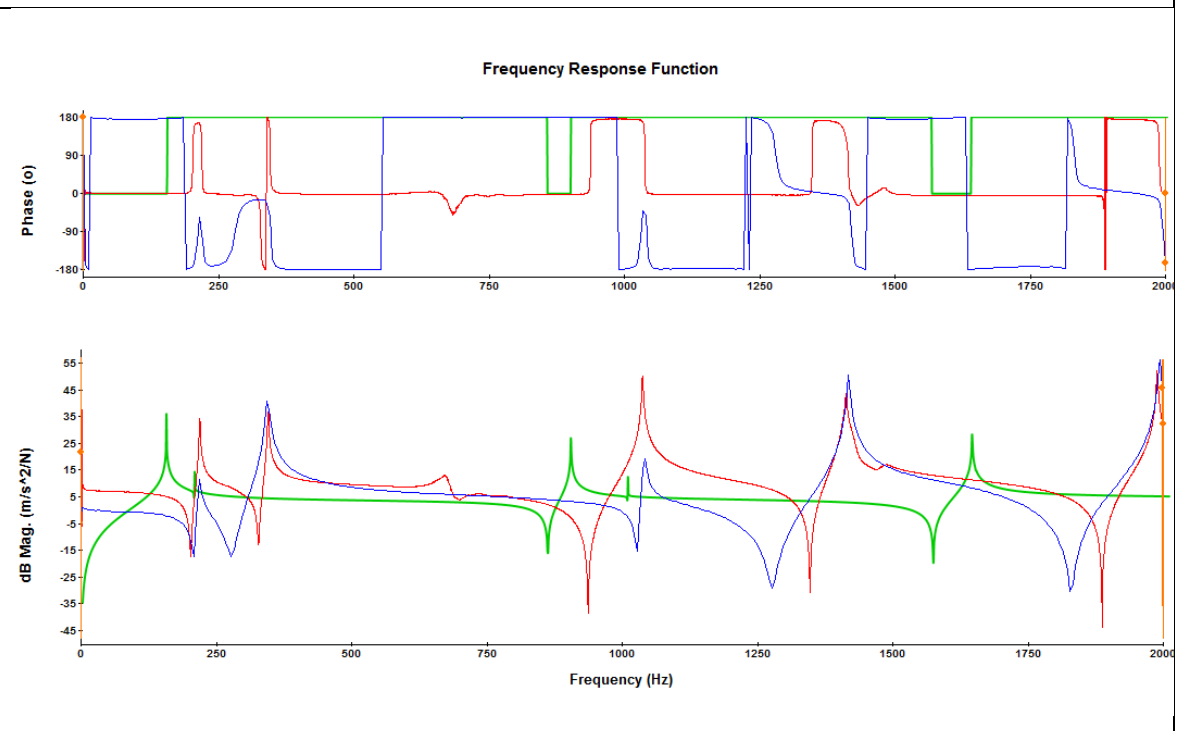
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



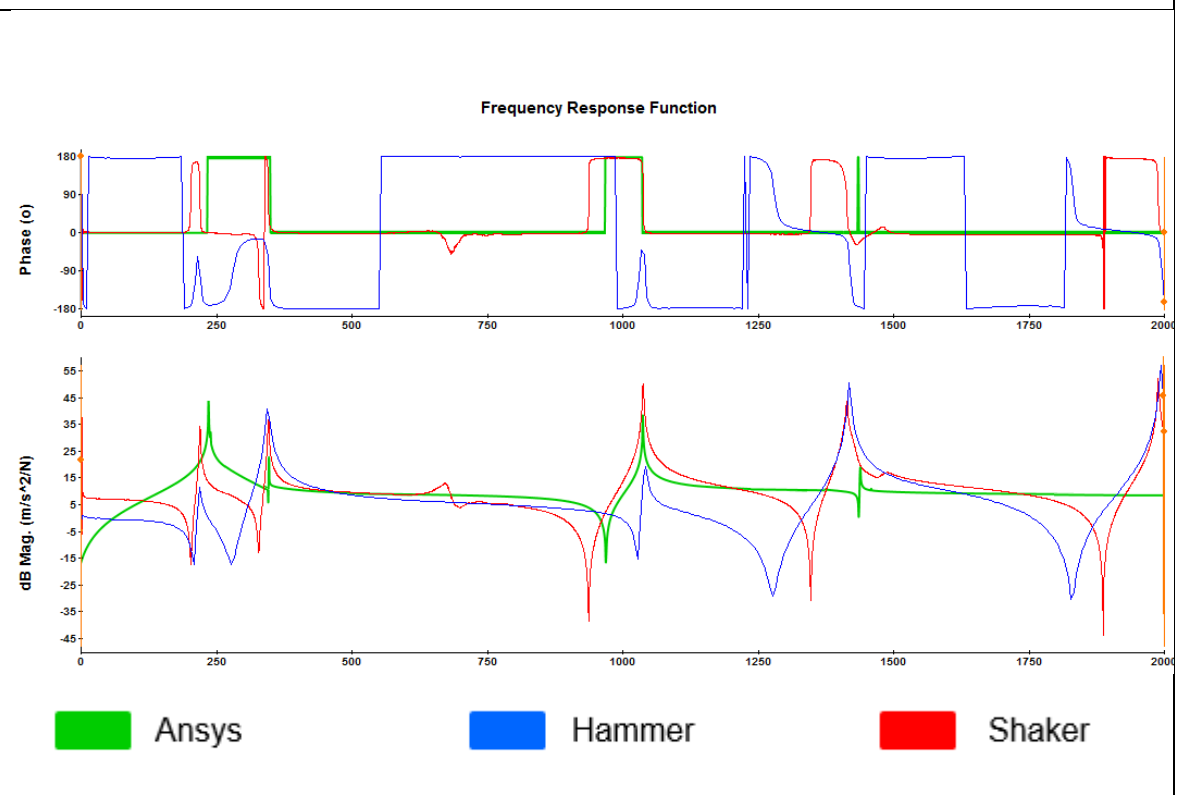
4.3.3 Resultados eje



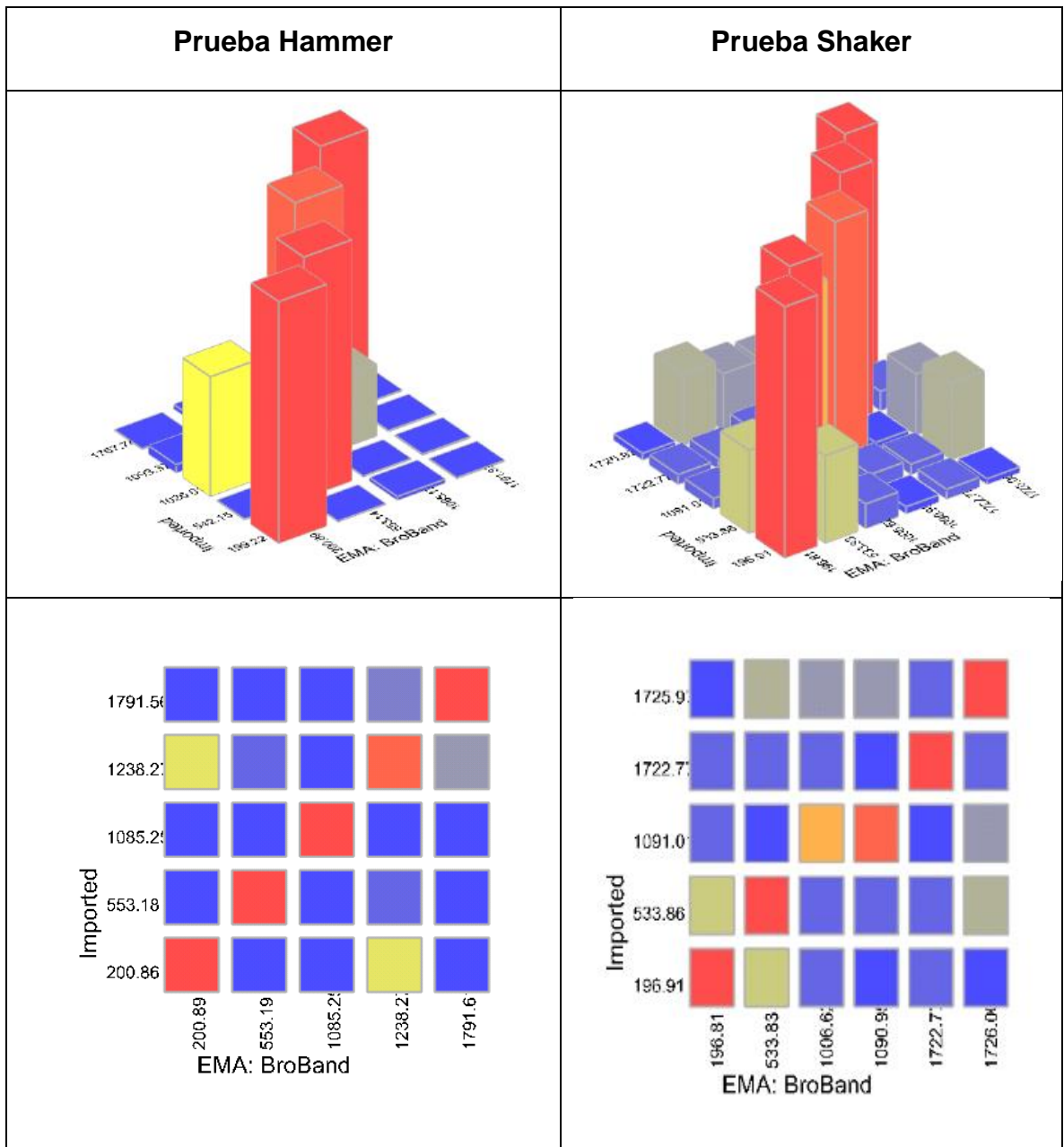
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



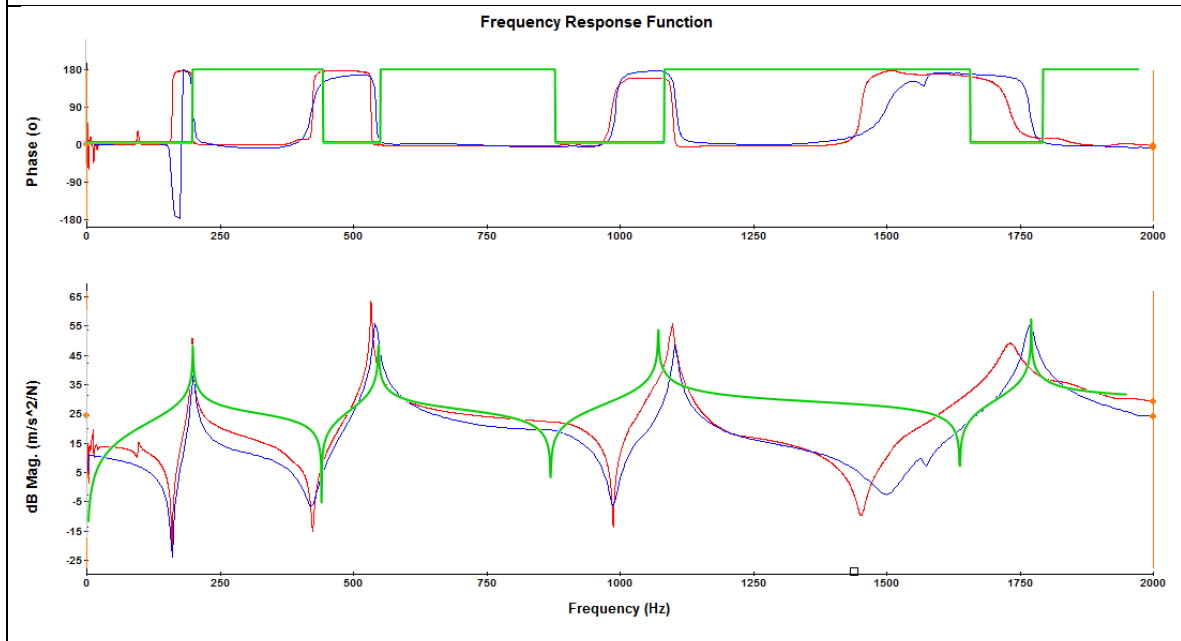
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



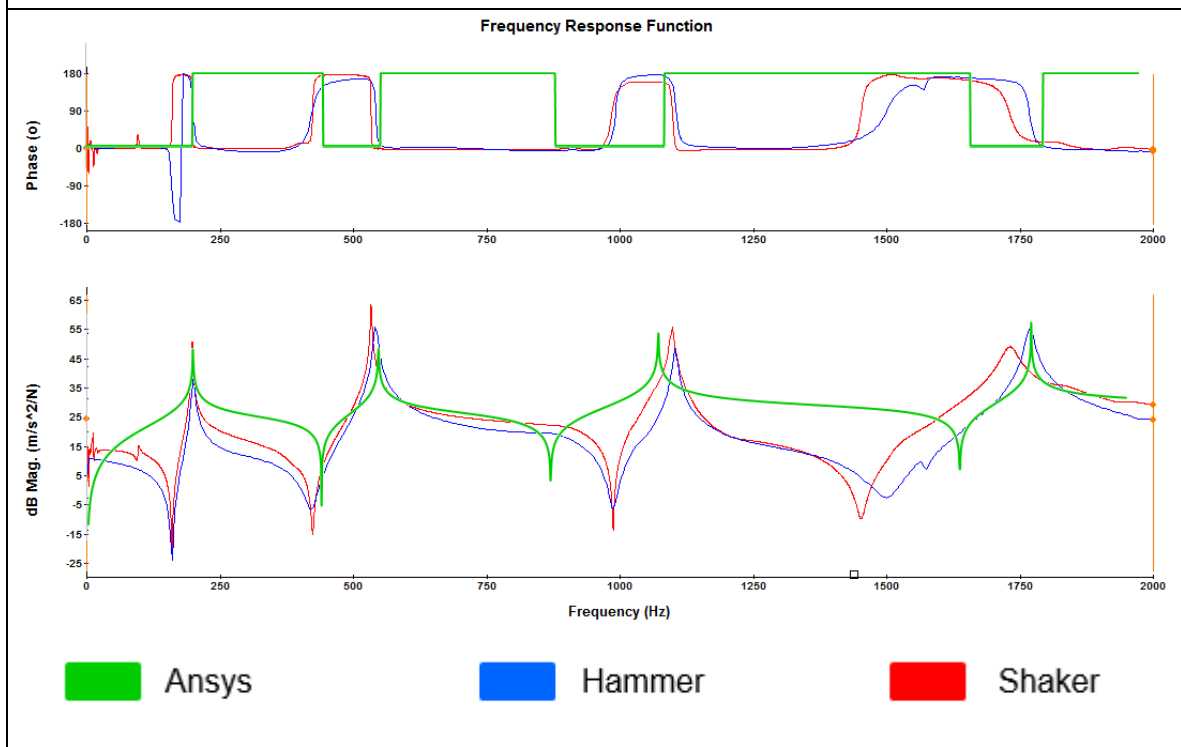
4.3.4 Resultados placa



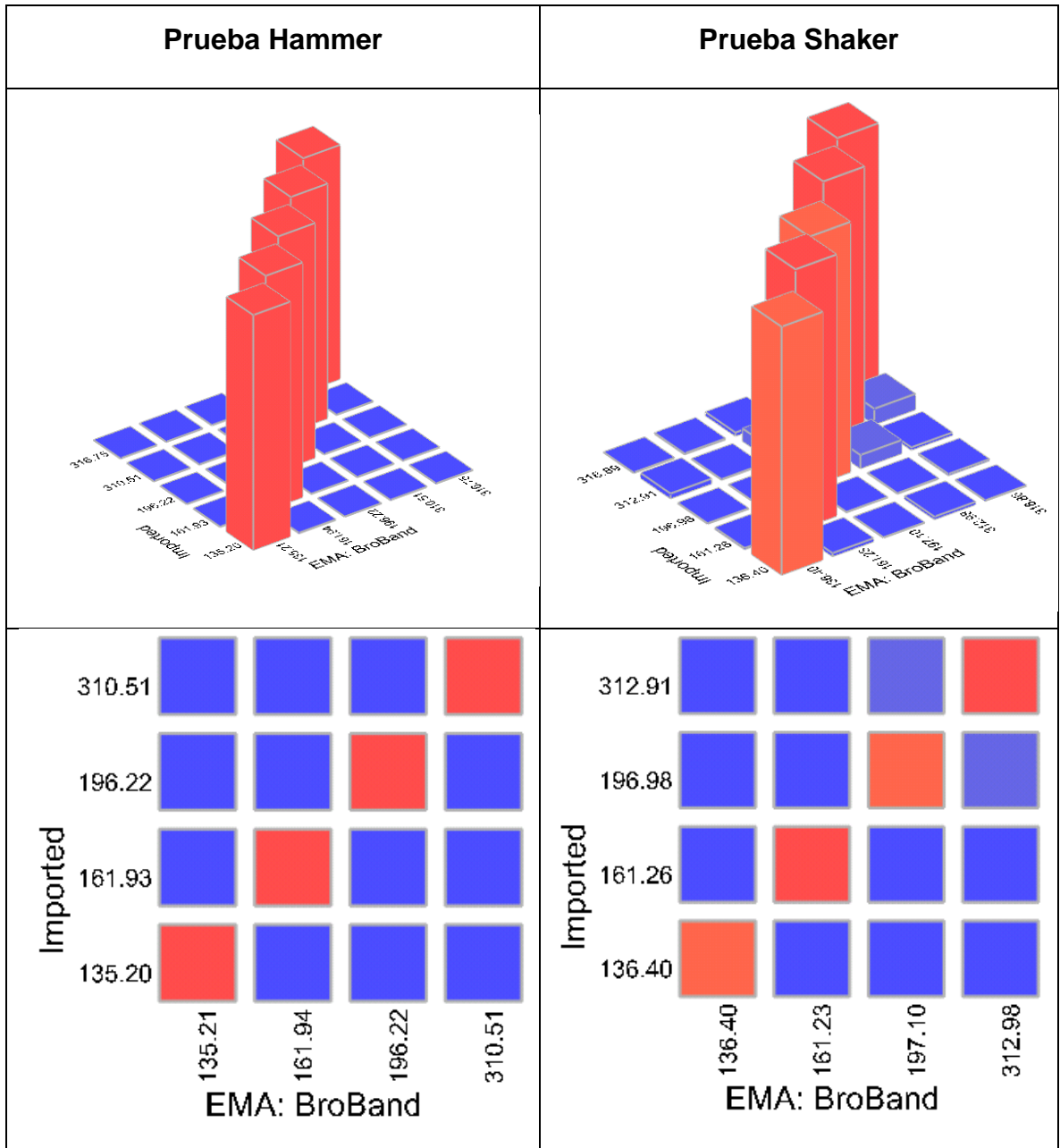
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



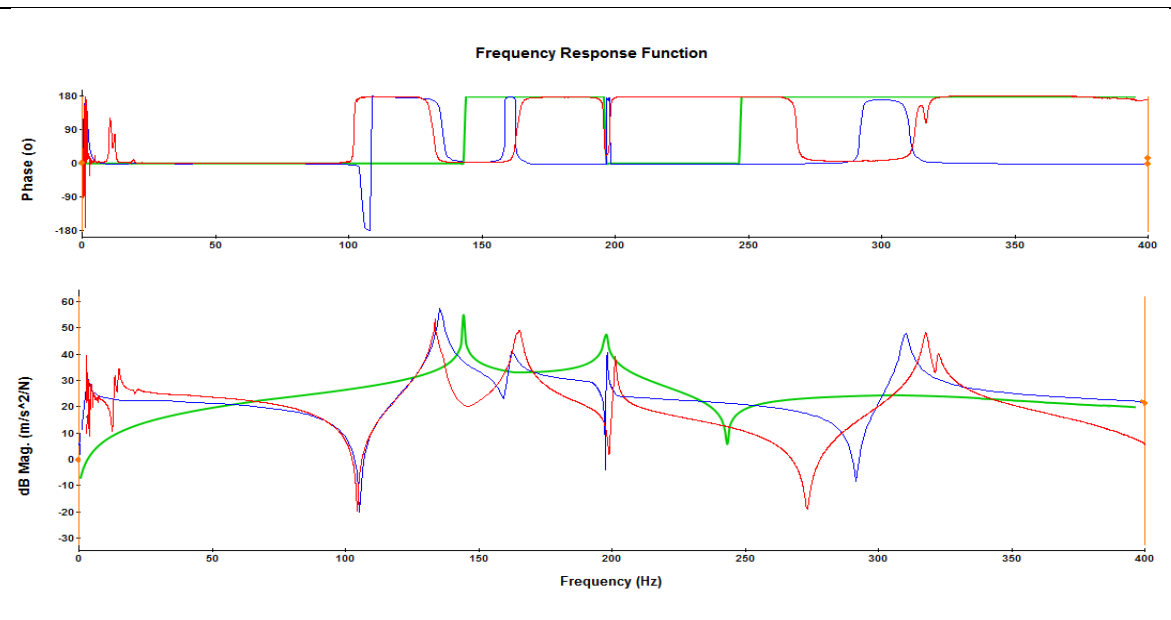
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



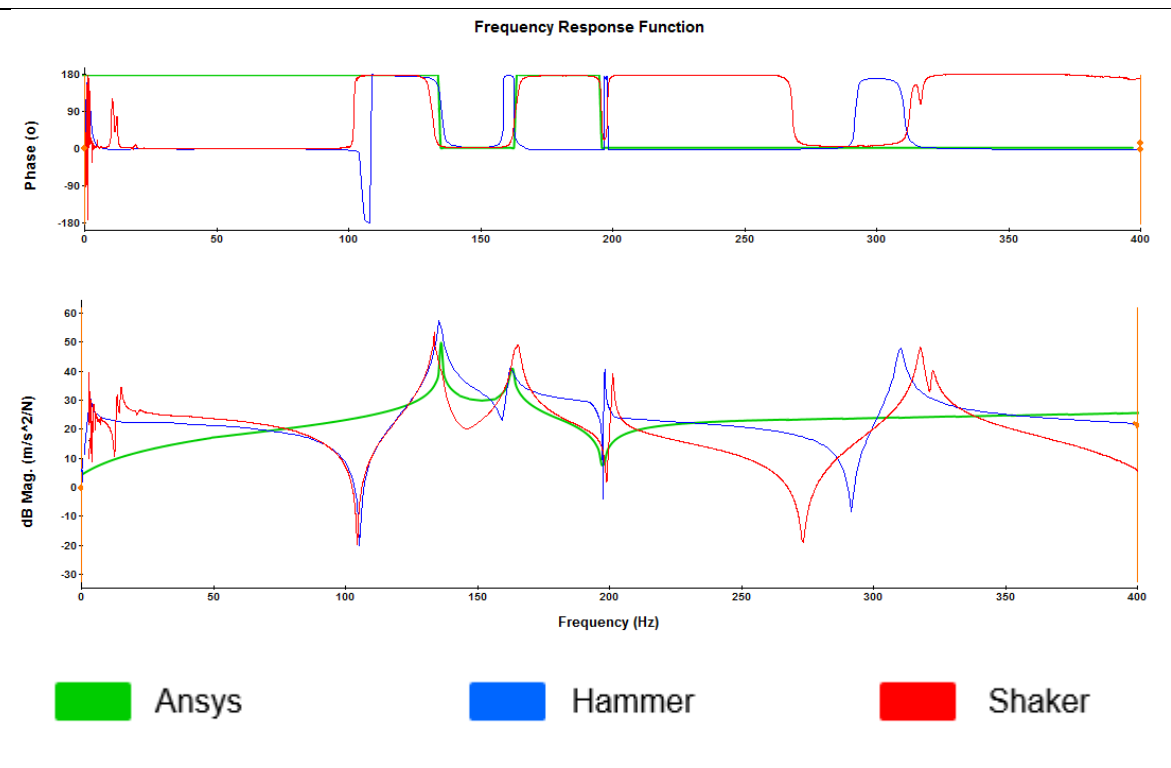
4.3.4 Resultados lámina



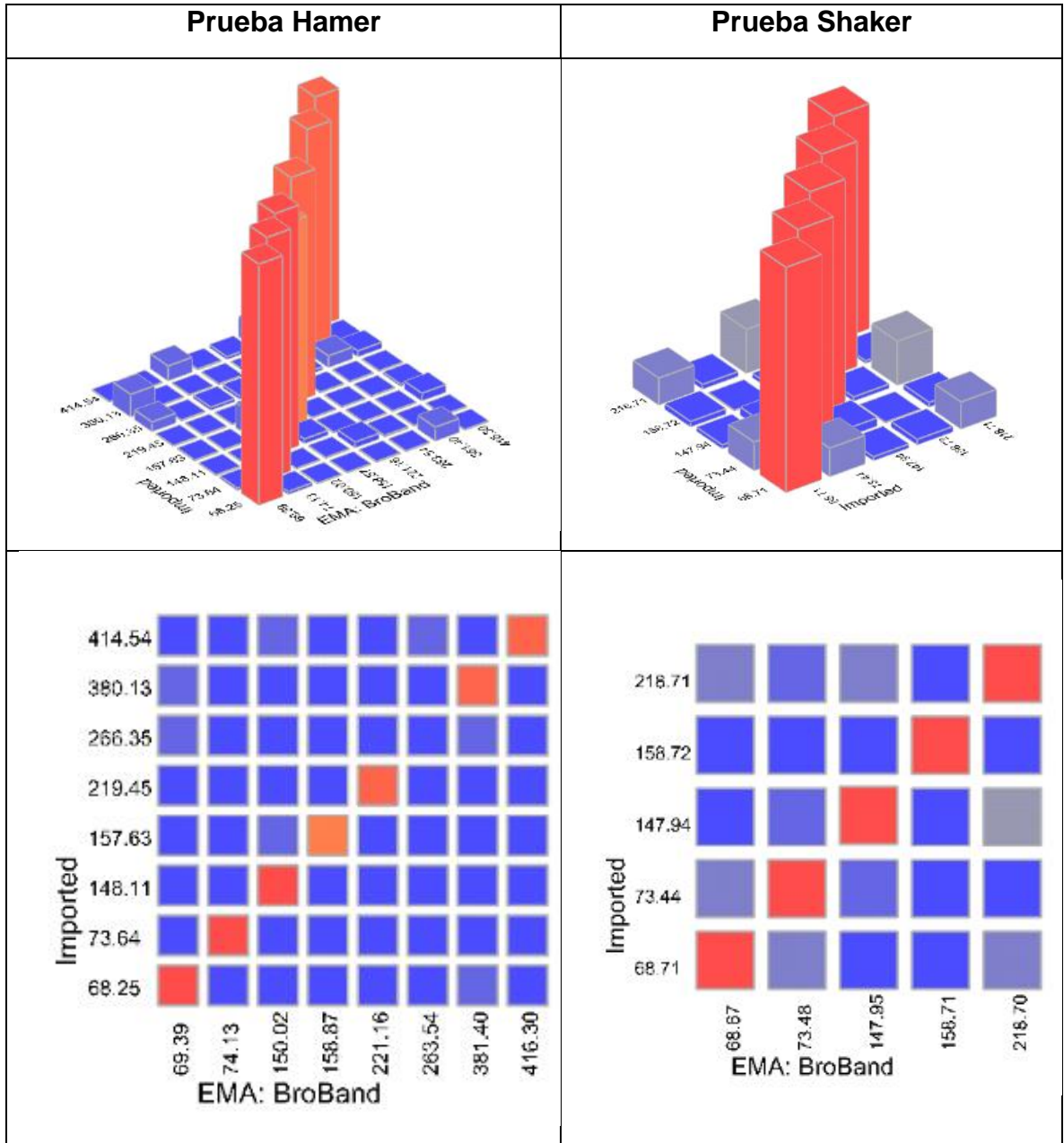
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



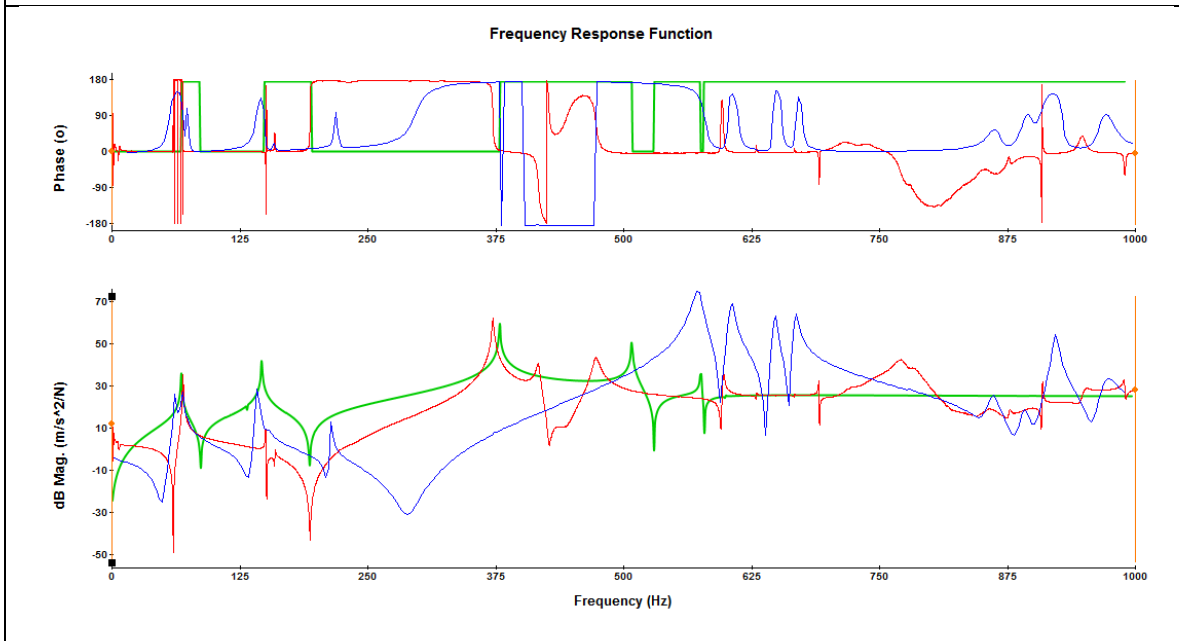
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



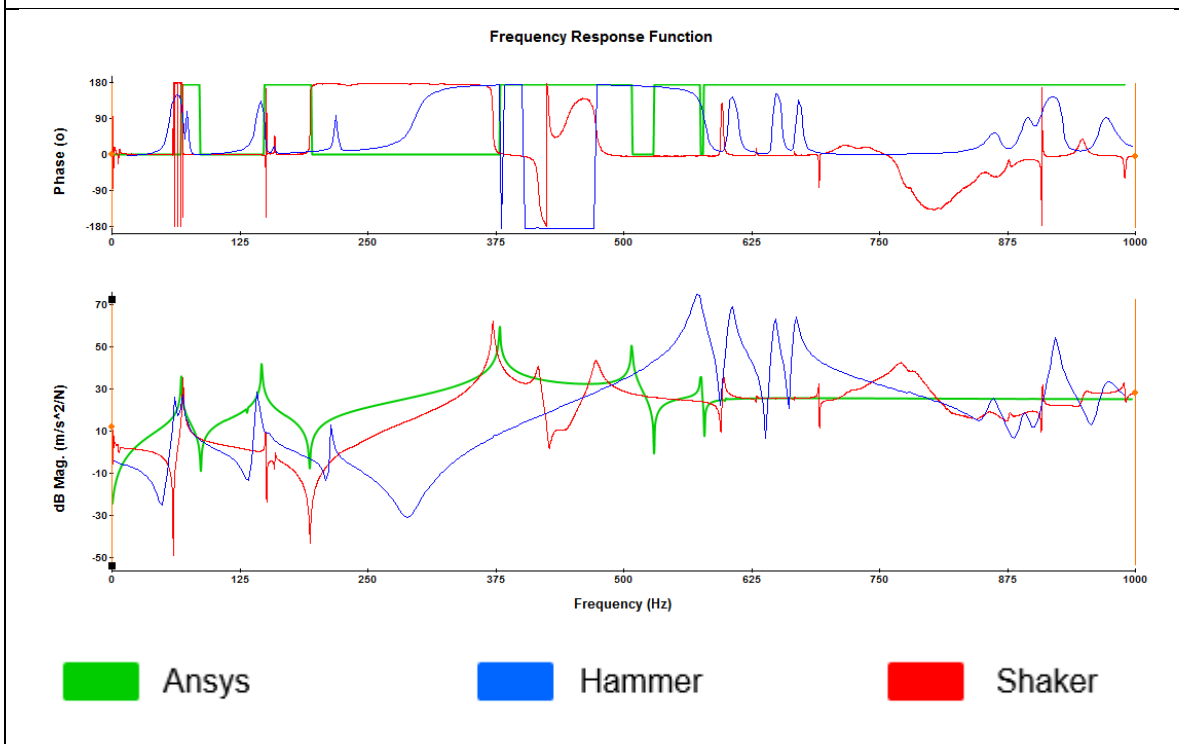
4.3.6 Resultados base motor



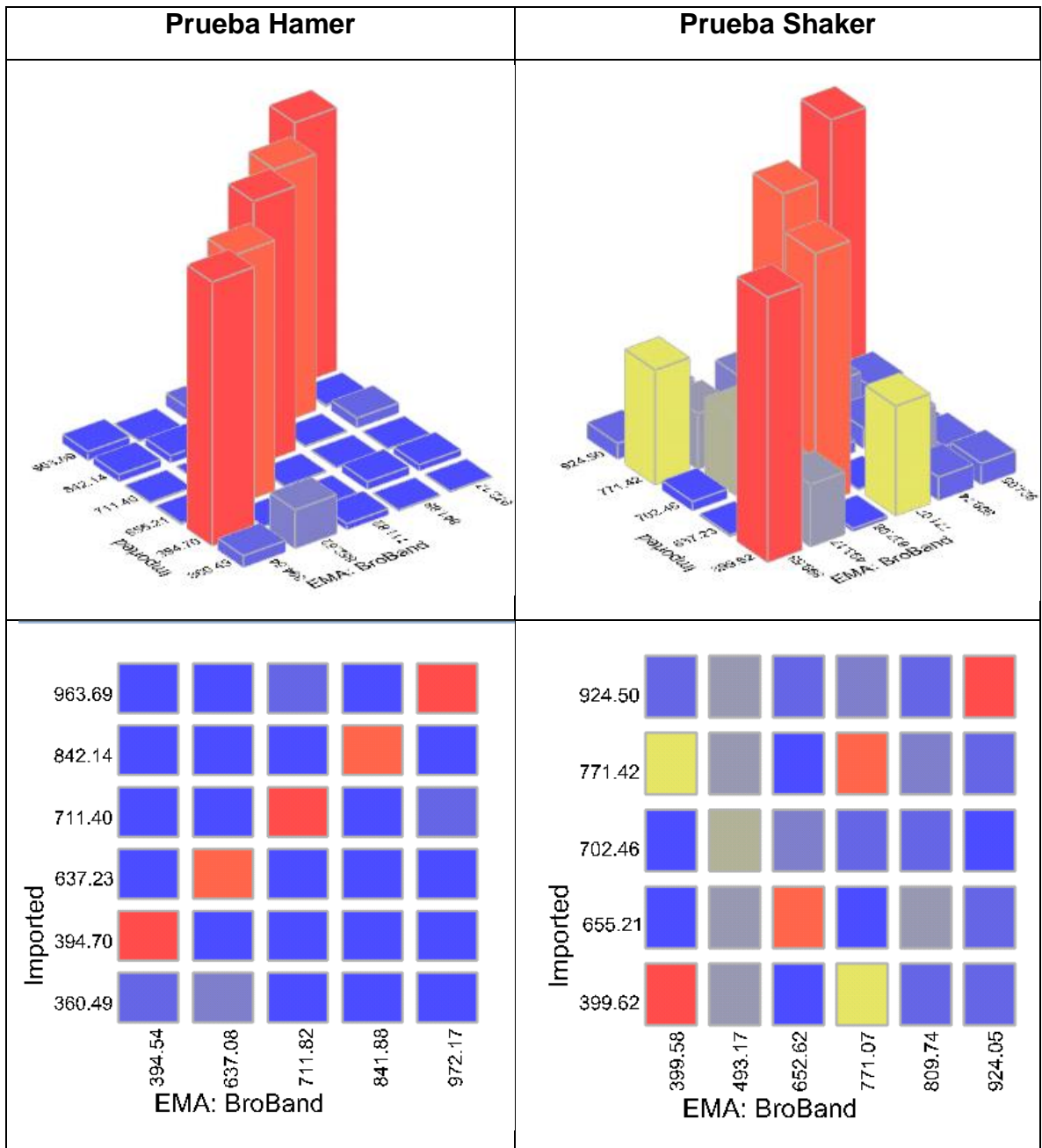
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



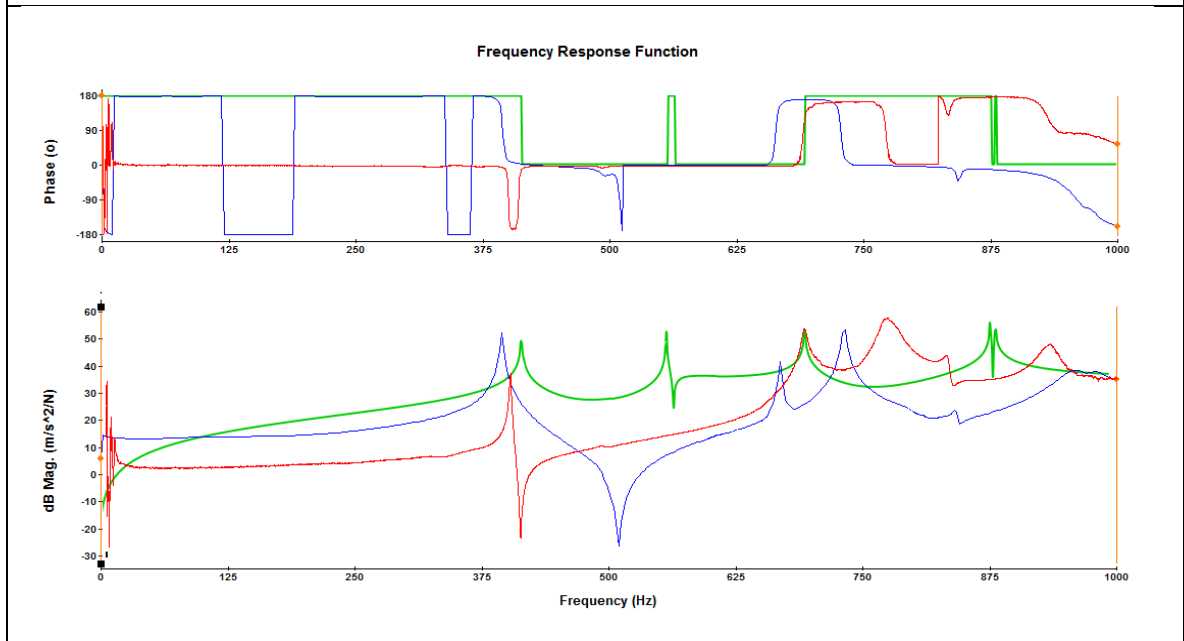
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



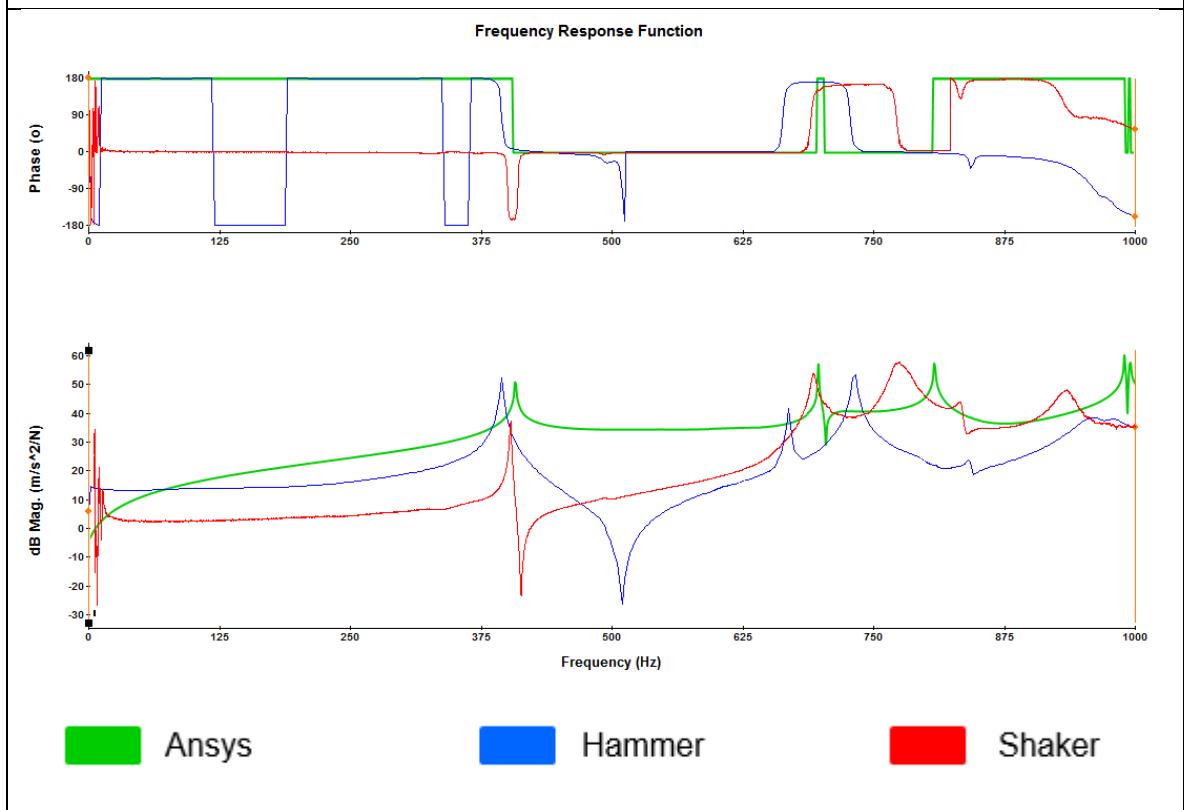
4.3.7 Resultados perfil rectangular



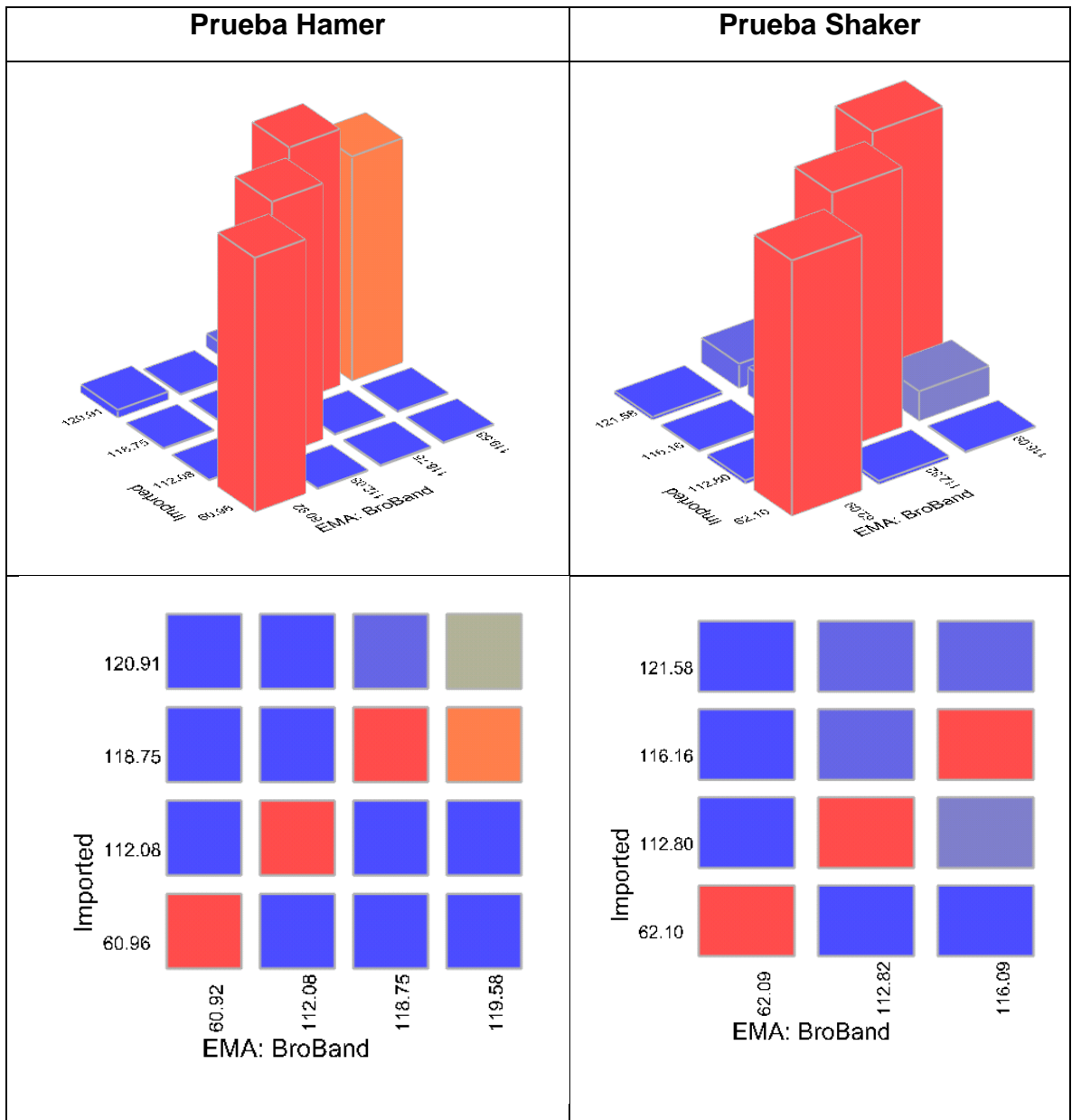
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



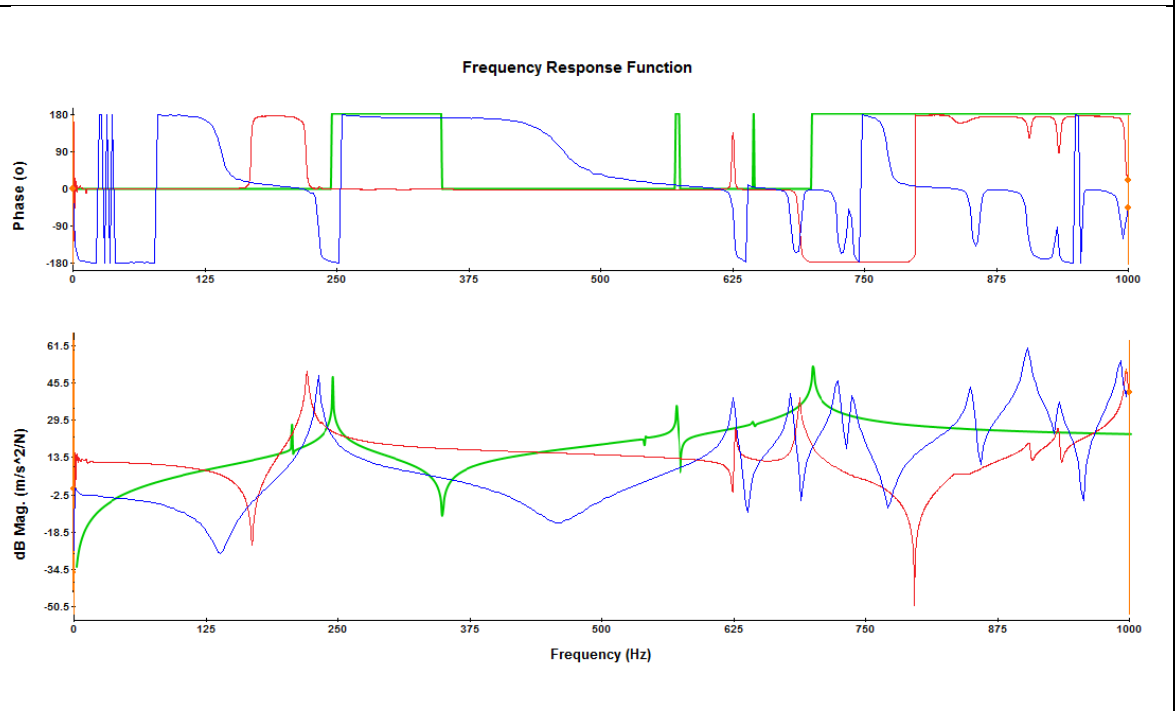
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



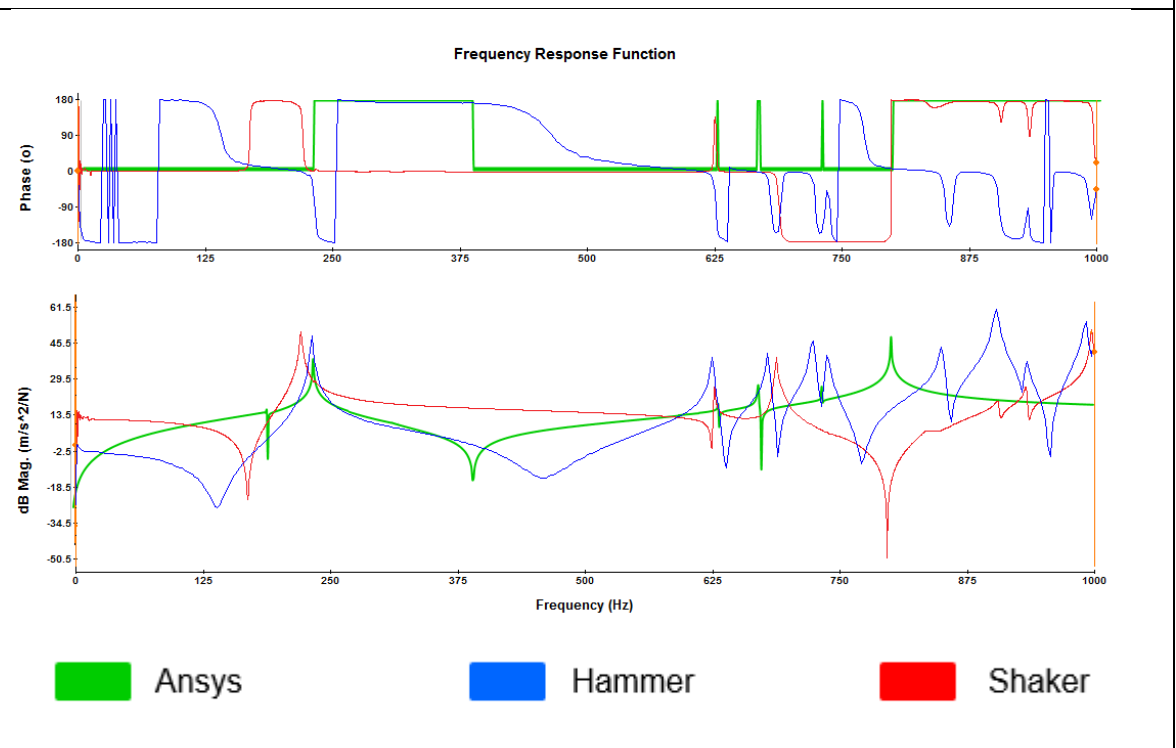
4.3.9 Resultados edificio



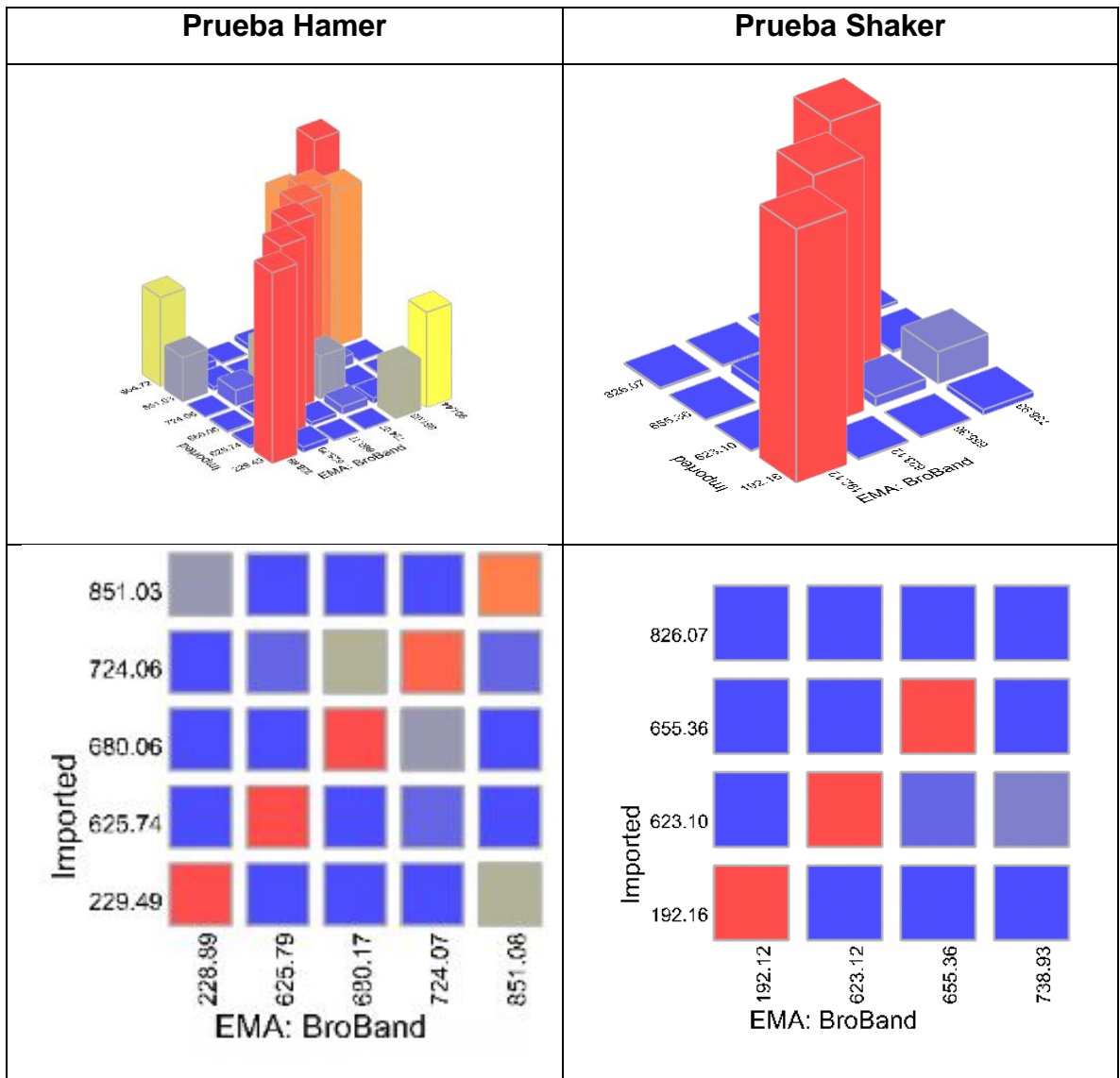
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



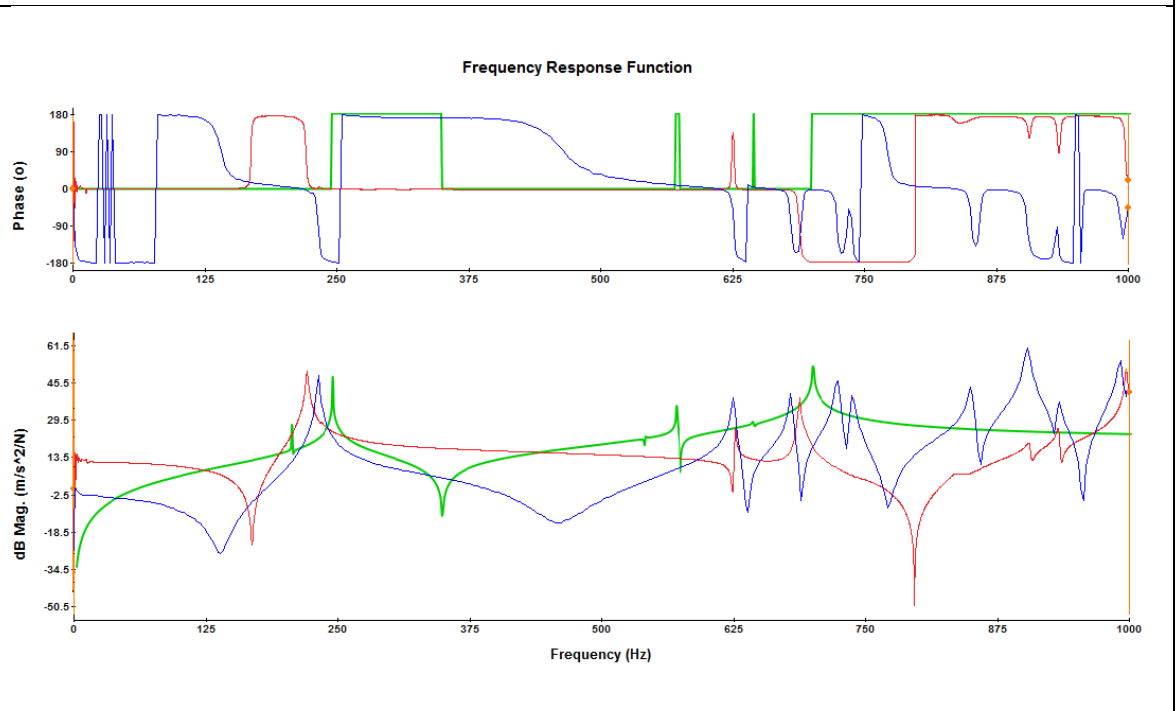
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



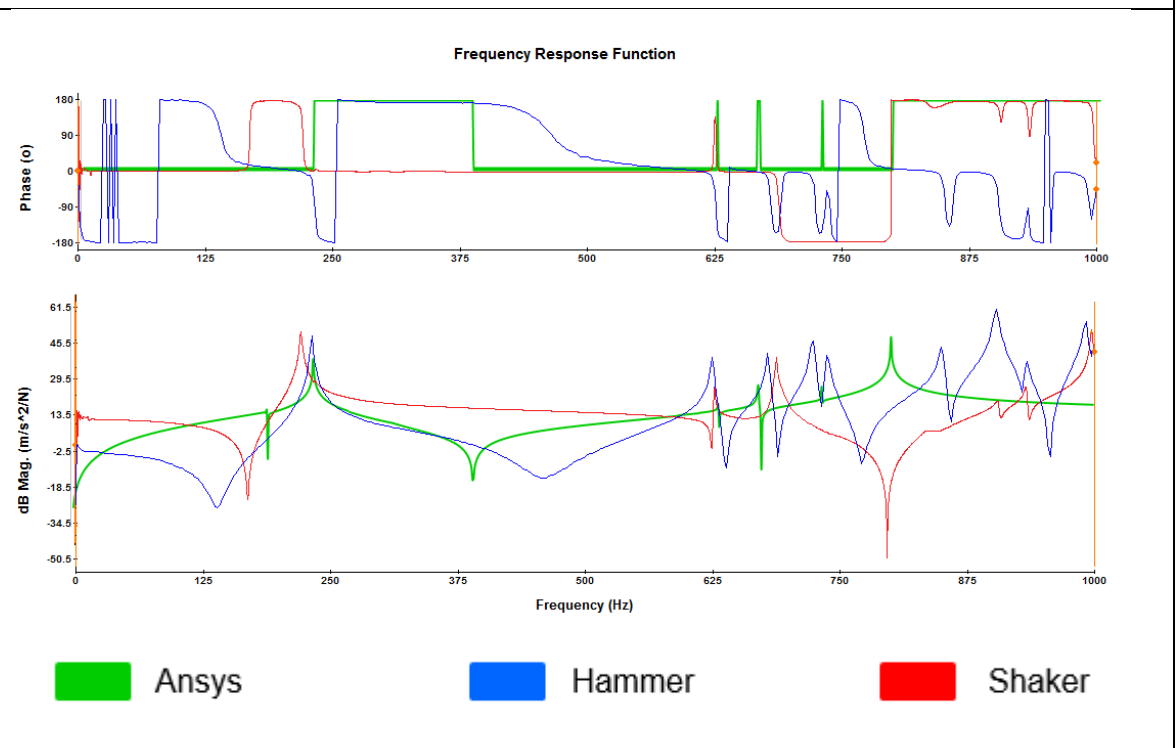
4.3.9 Resultados marco de bicicleta



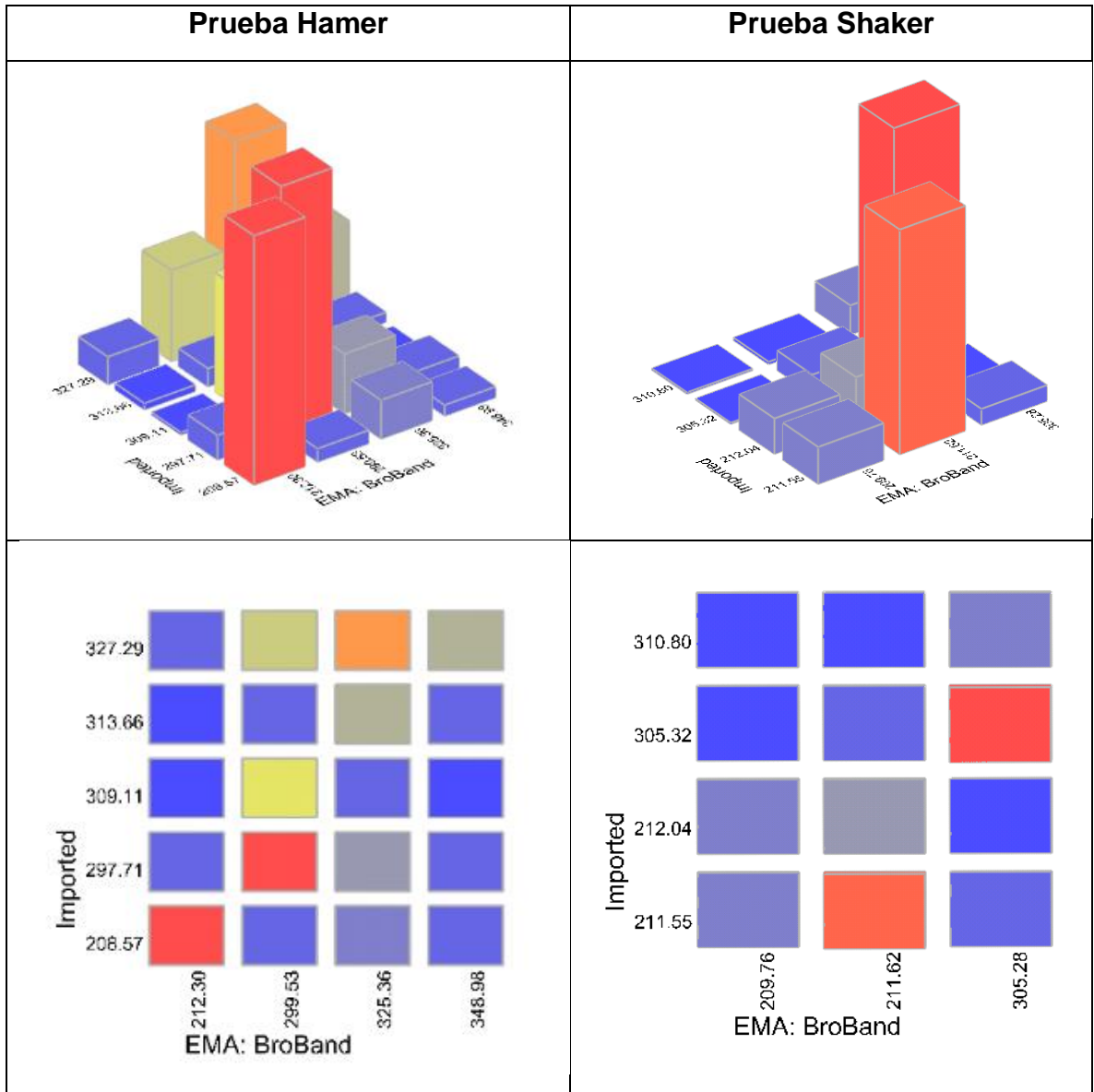
Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos



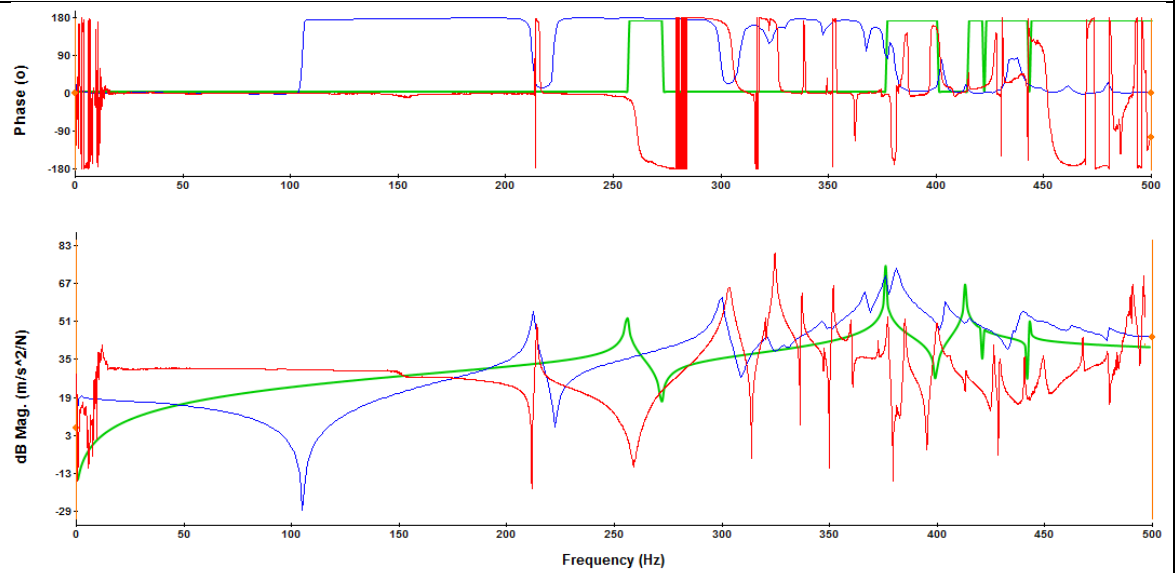
Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



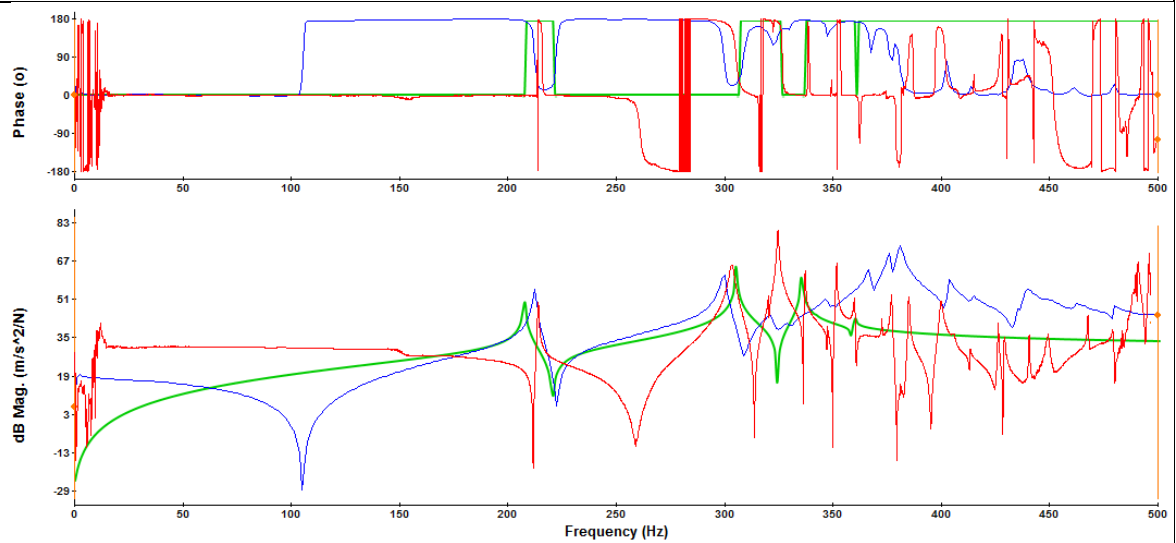
4.3.10 Resultados estructura




Comparación gráfica de FRF sin ajustar el modelo de elementos finitos




Comparación gráfica de FRF ajustado el modelo de elementos finitos



 Ansys

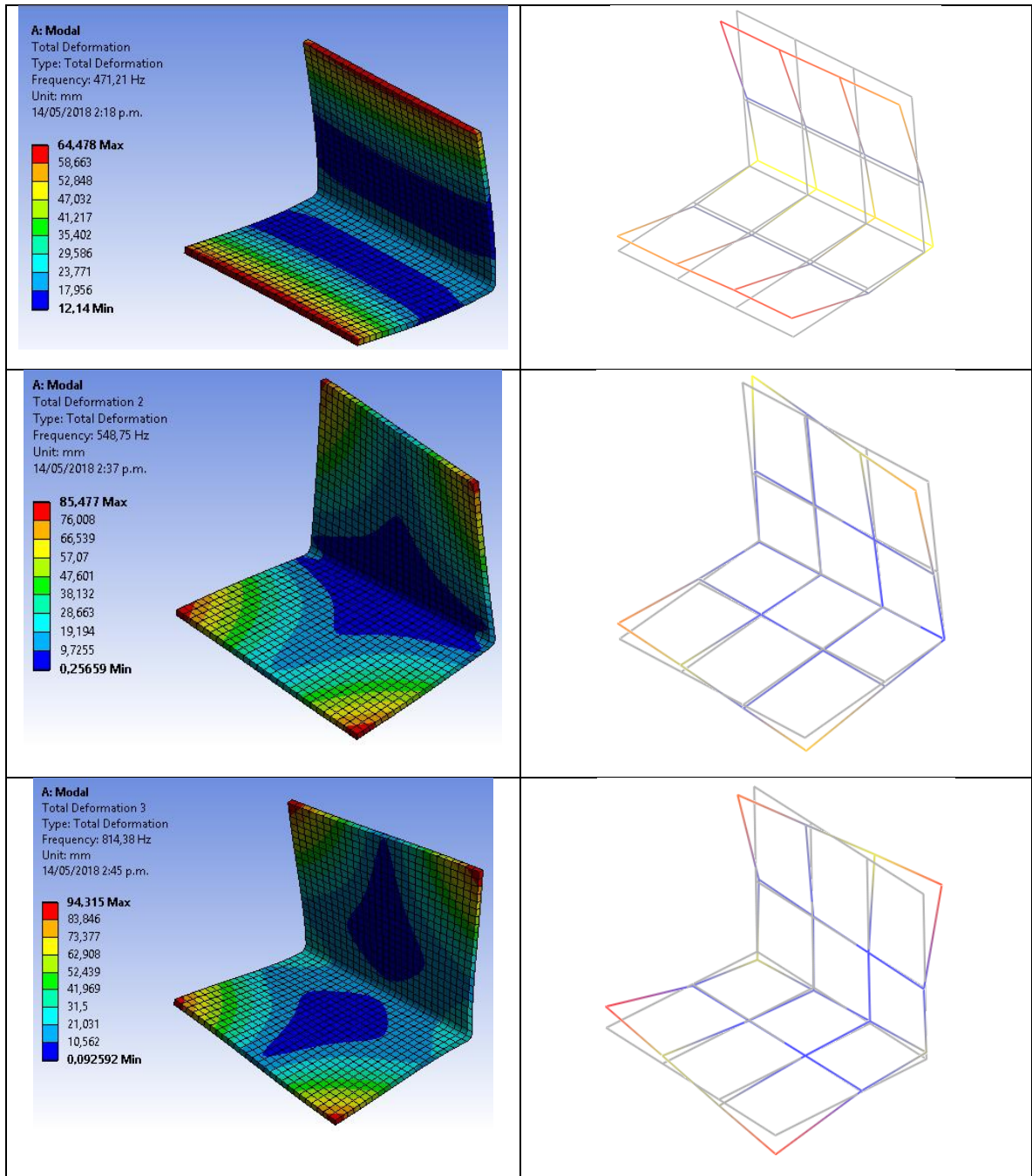
 Hammer

 Shaker

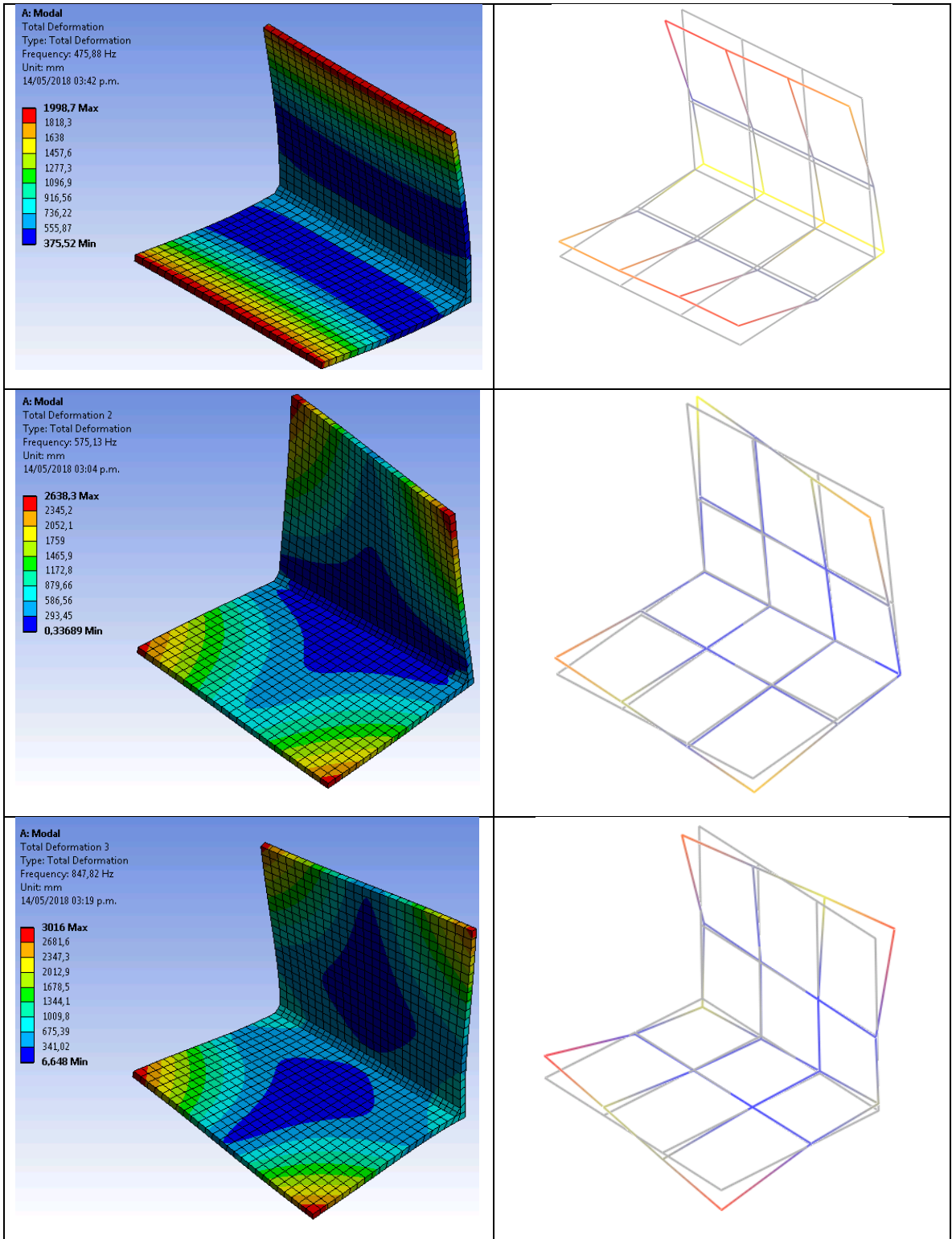
4.4 COMPARACIÓN GRÁFICA DE MODOS DE VIBRACIÓN

Esta técnica consiste en una comparación visual de las formas modales analíticas con las experimentales para cada frecuencia natural.

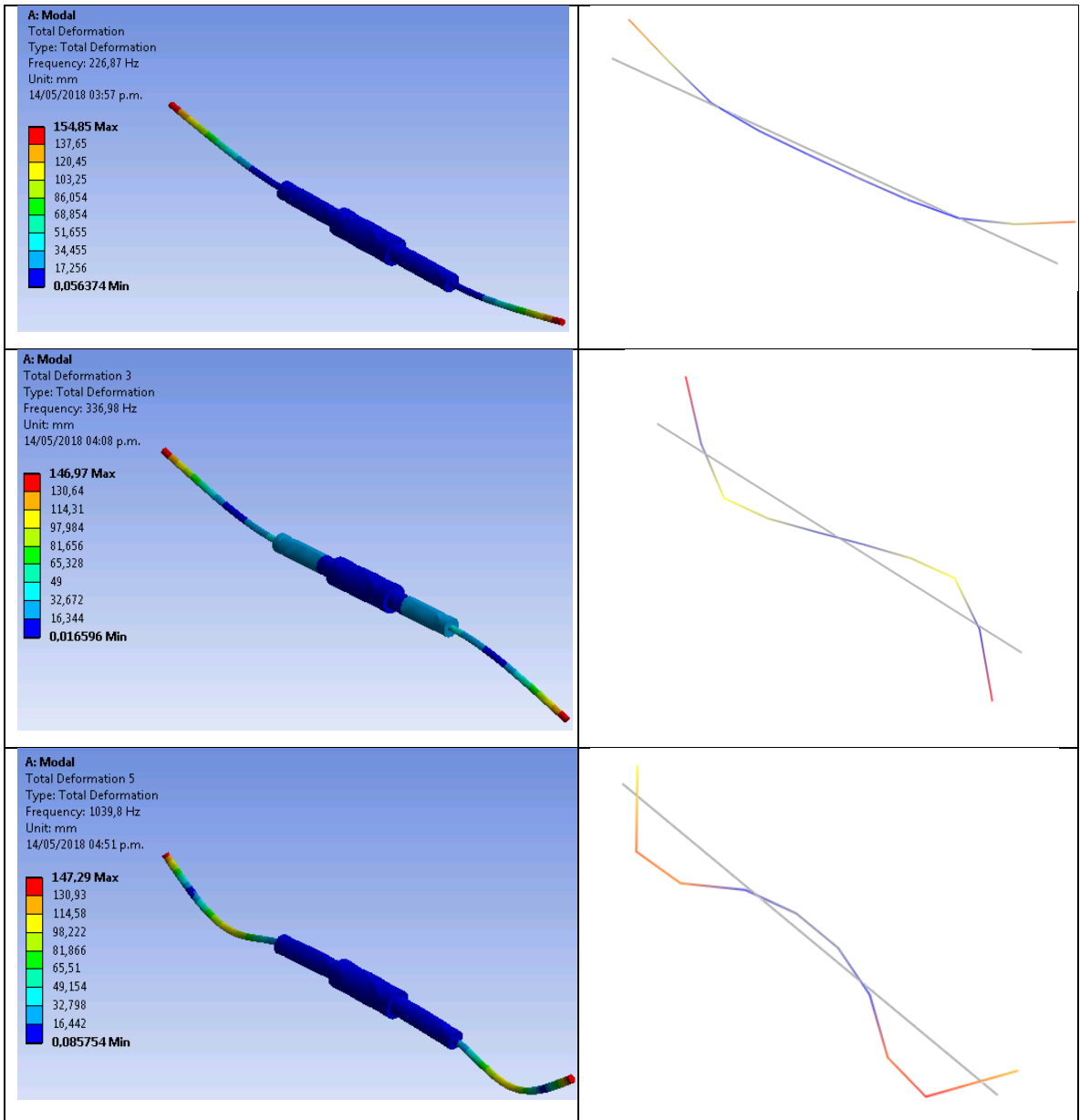
4.4.1 Ángulo



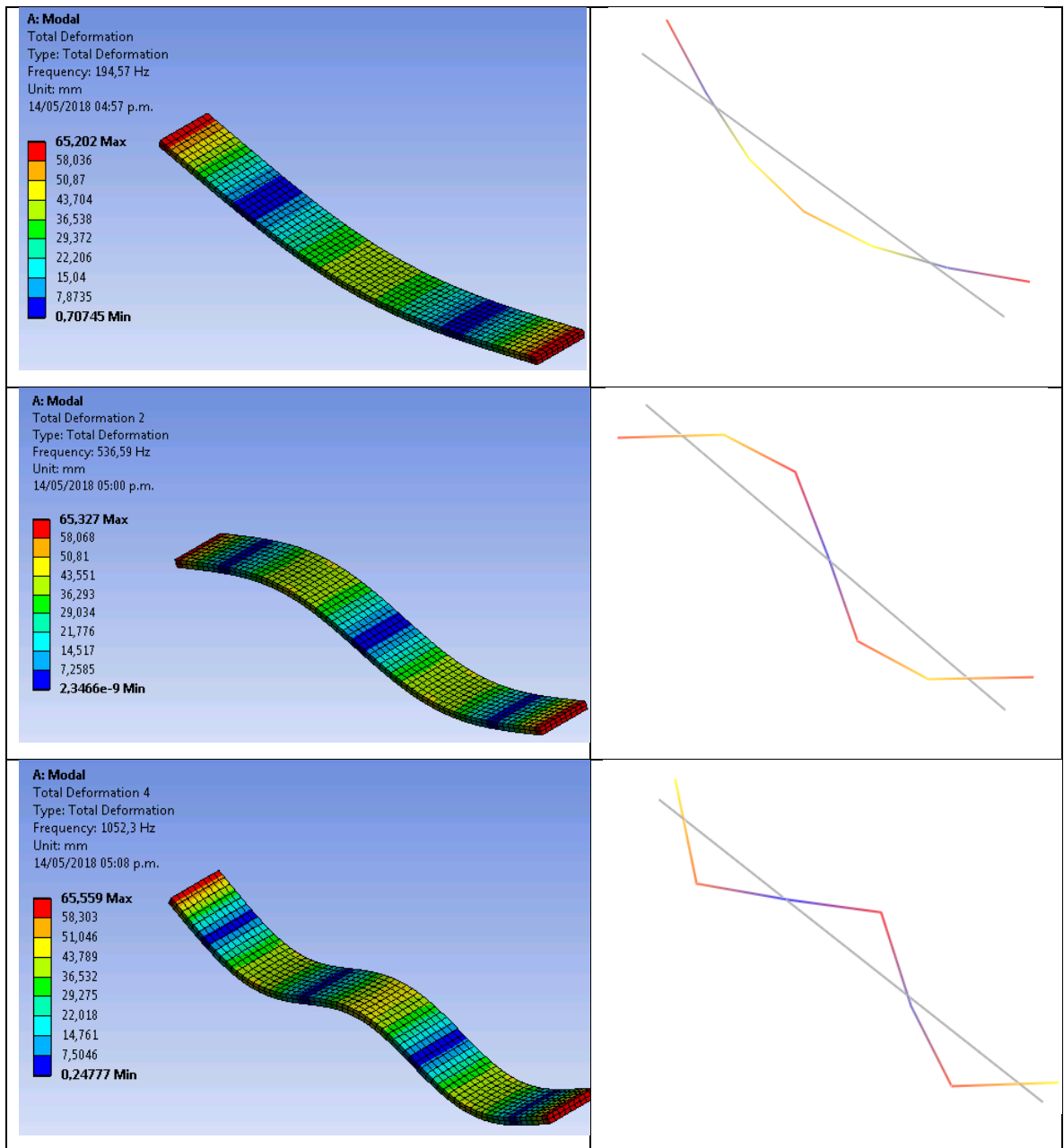
4.4.2 Ángulo soldado



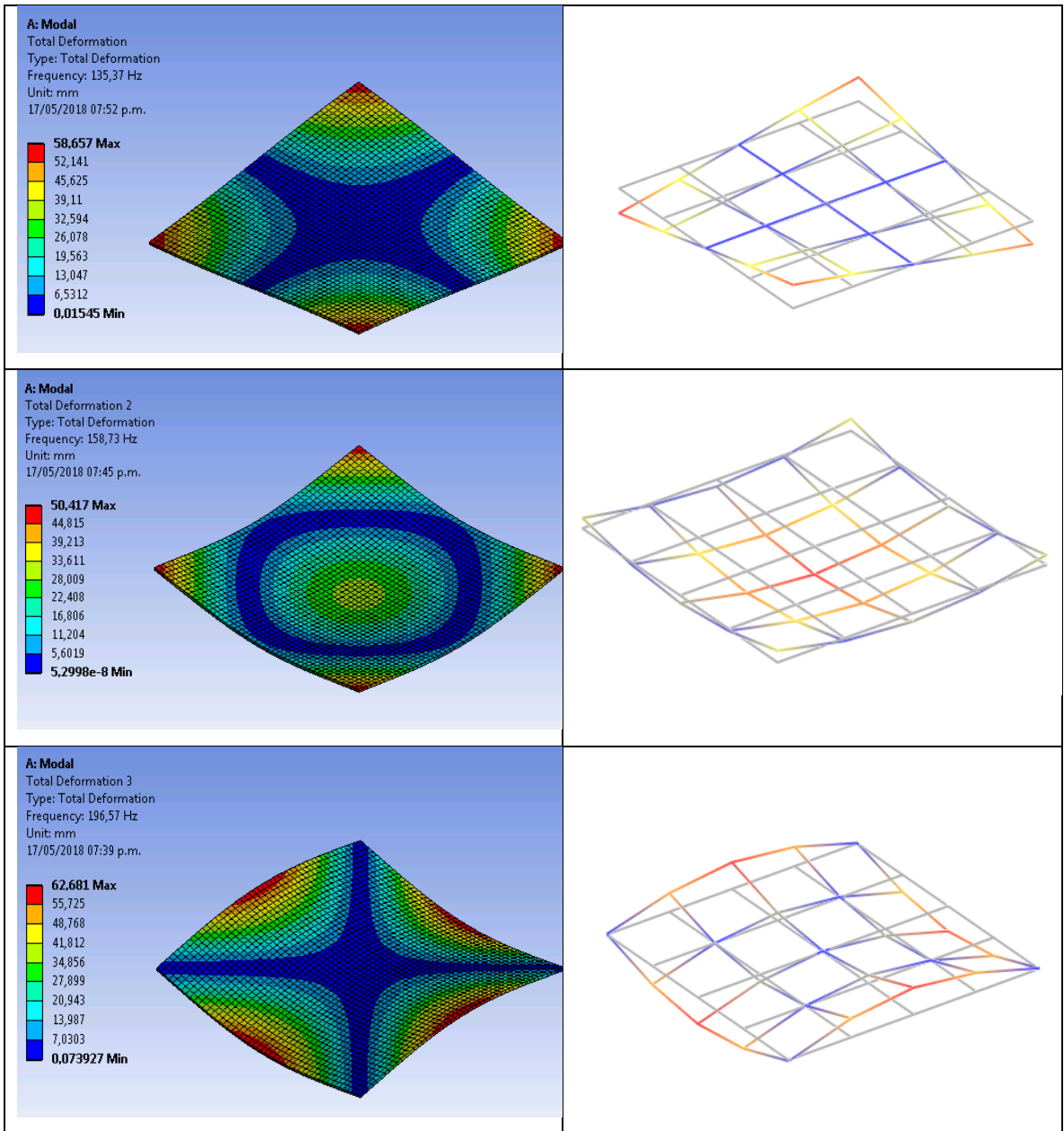
4.4.3 Eje



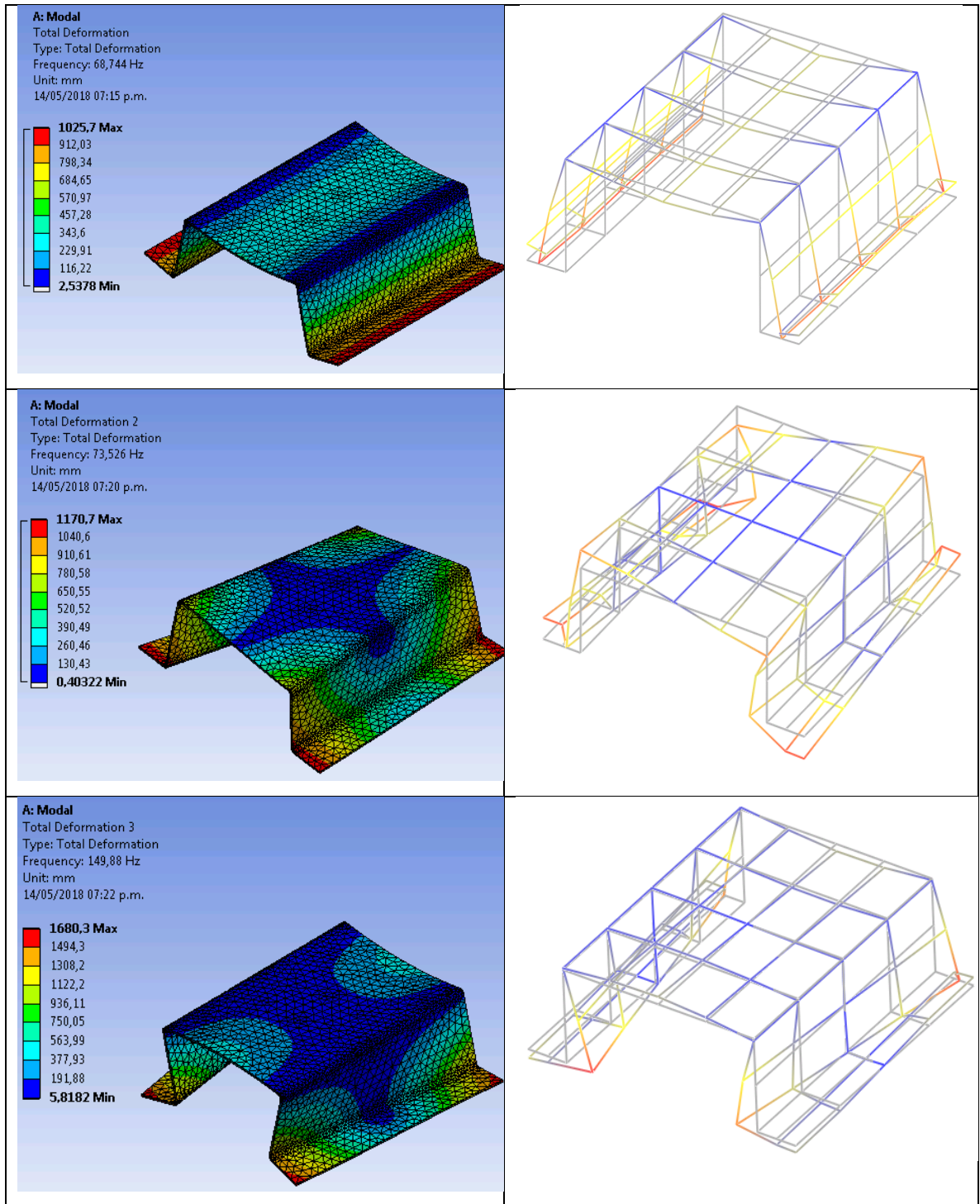
4.4.4 Placa



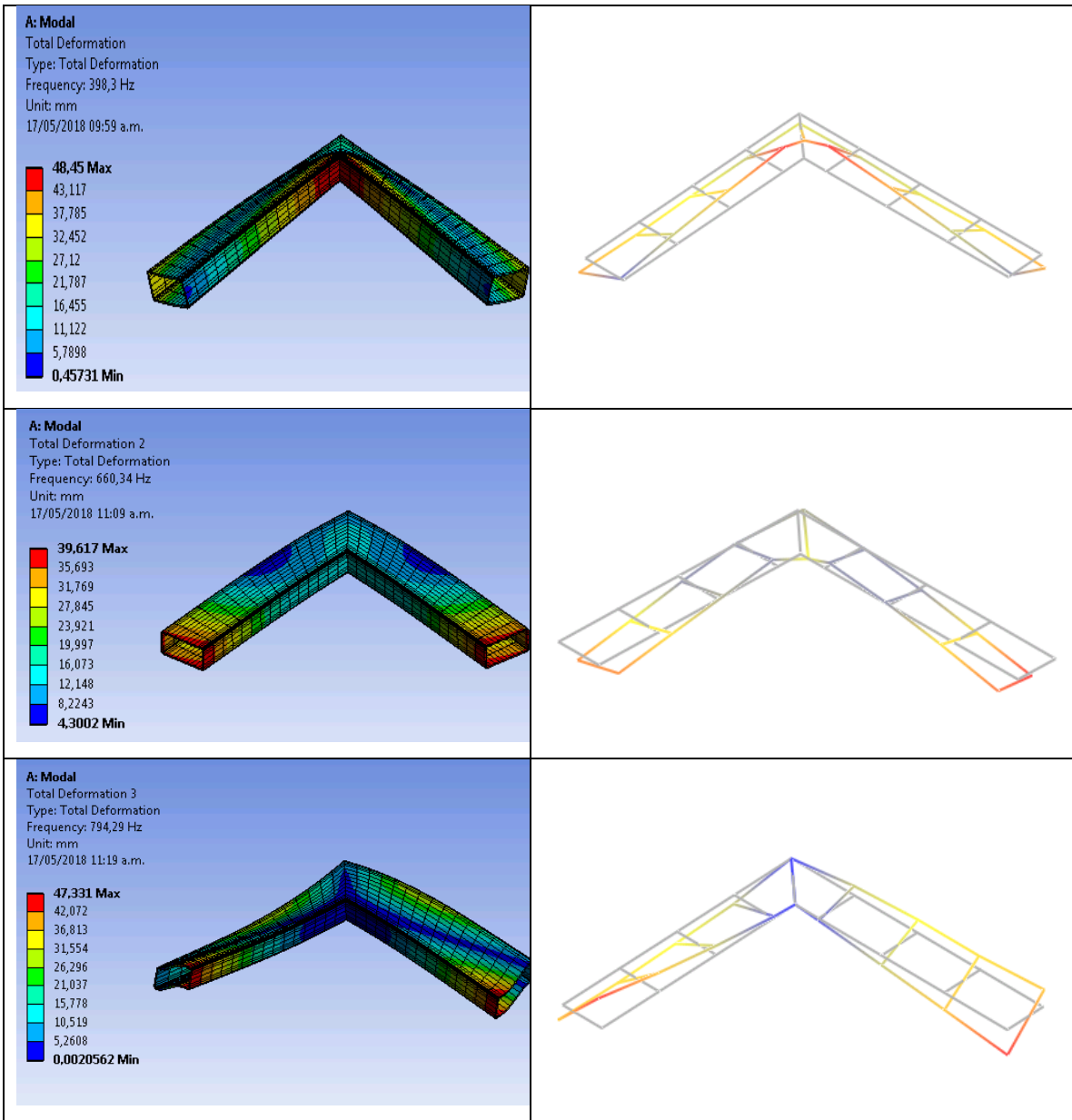
4.4.5 Lámina



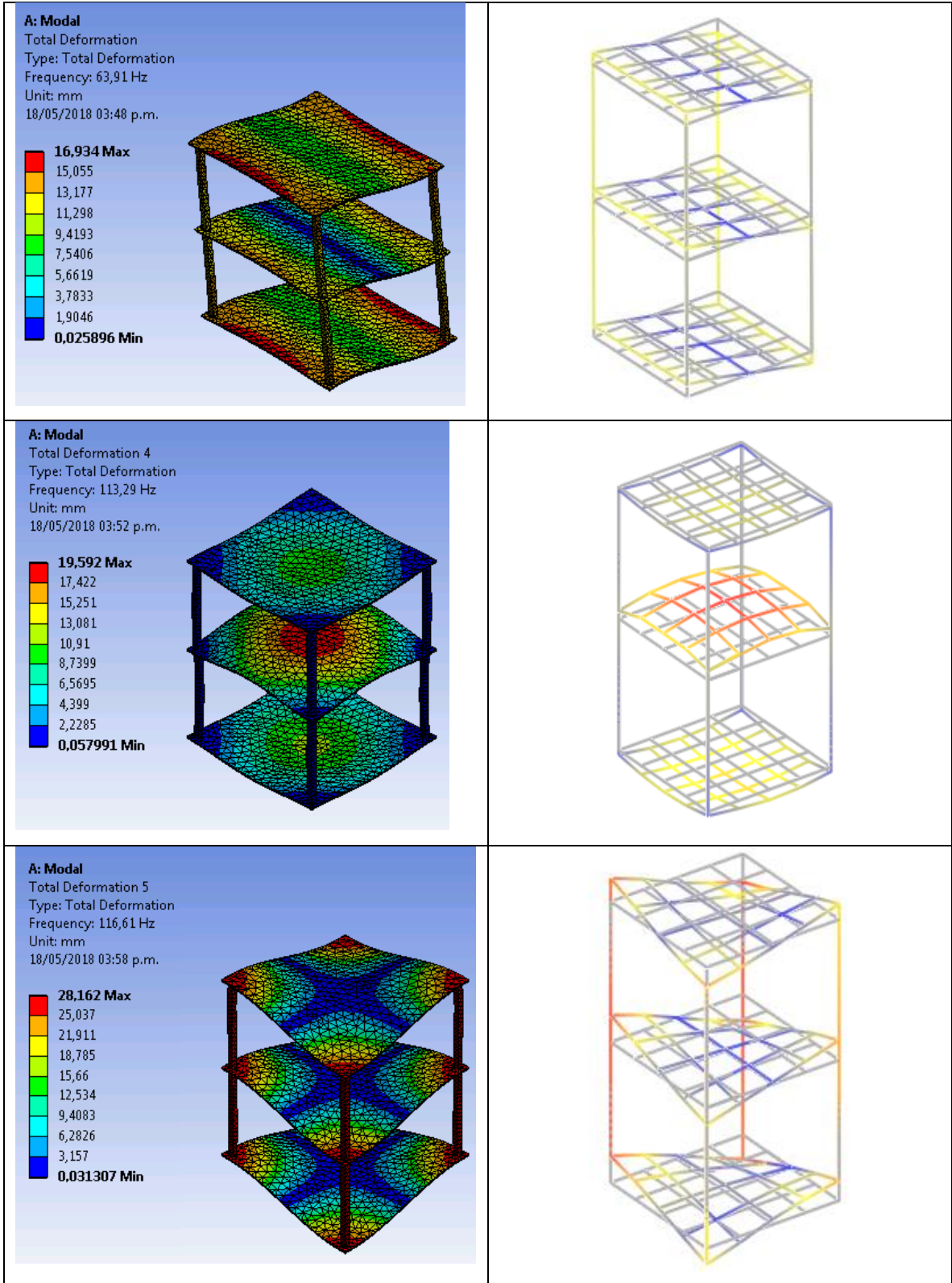
4.4.6 Base de motor



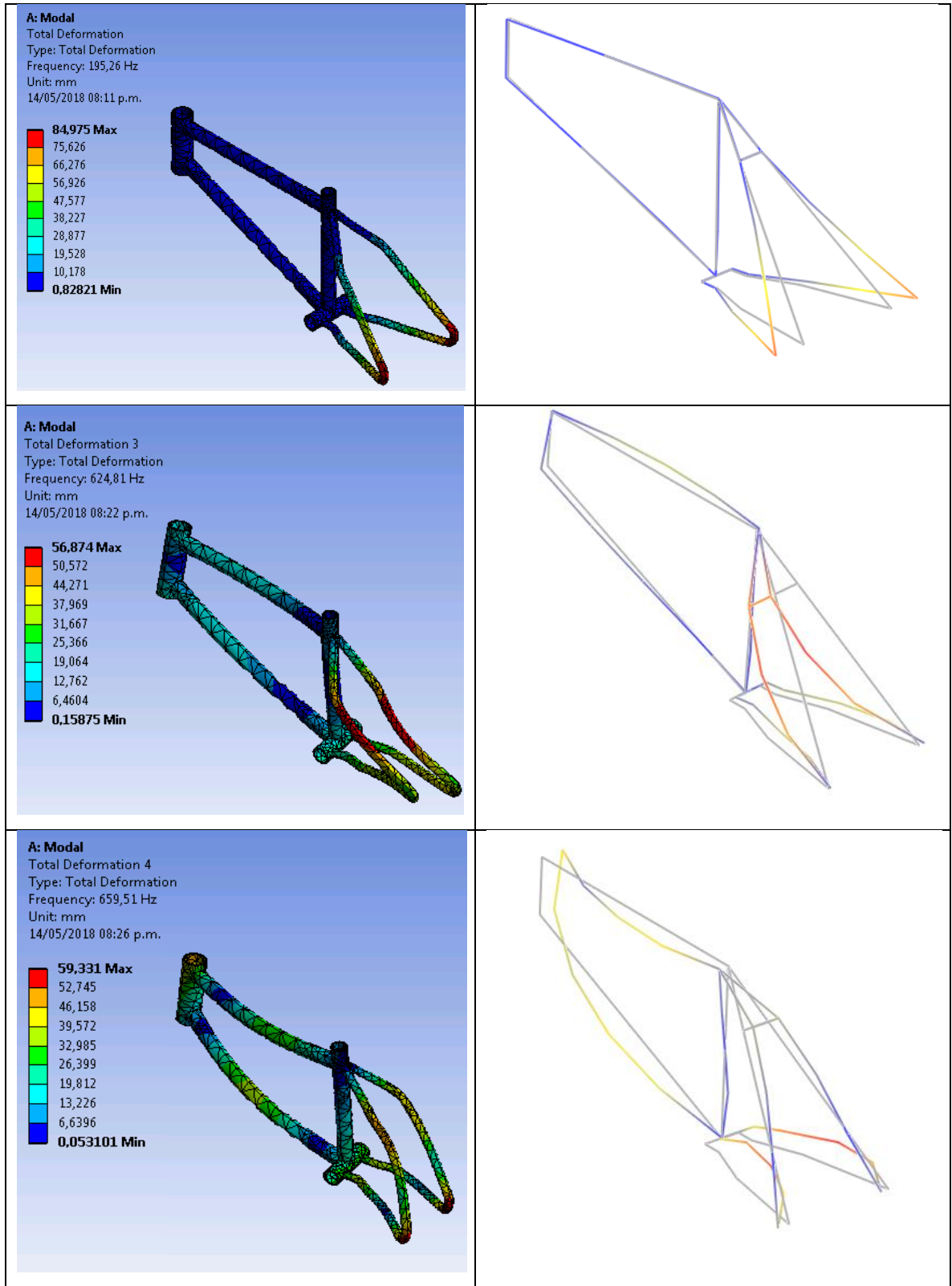
4.4.7 Perfil rectangular



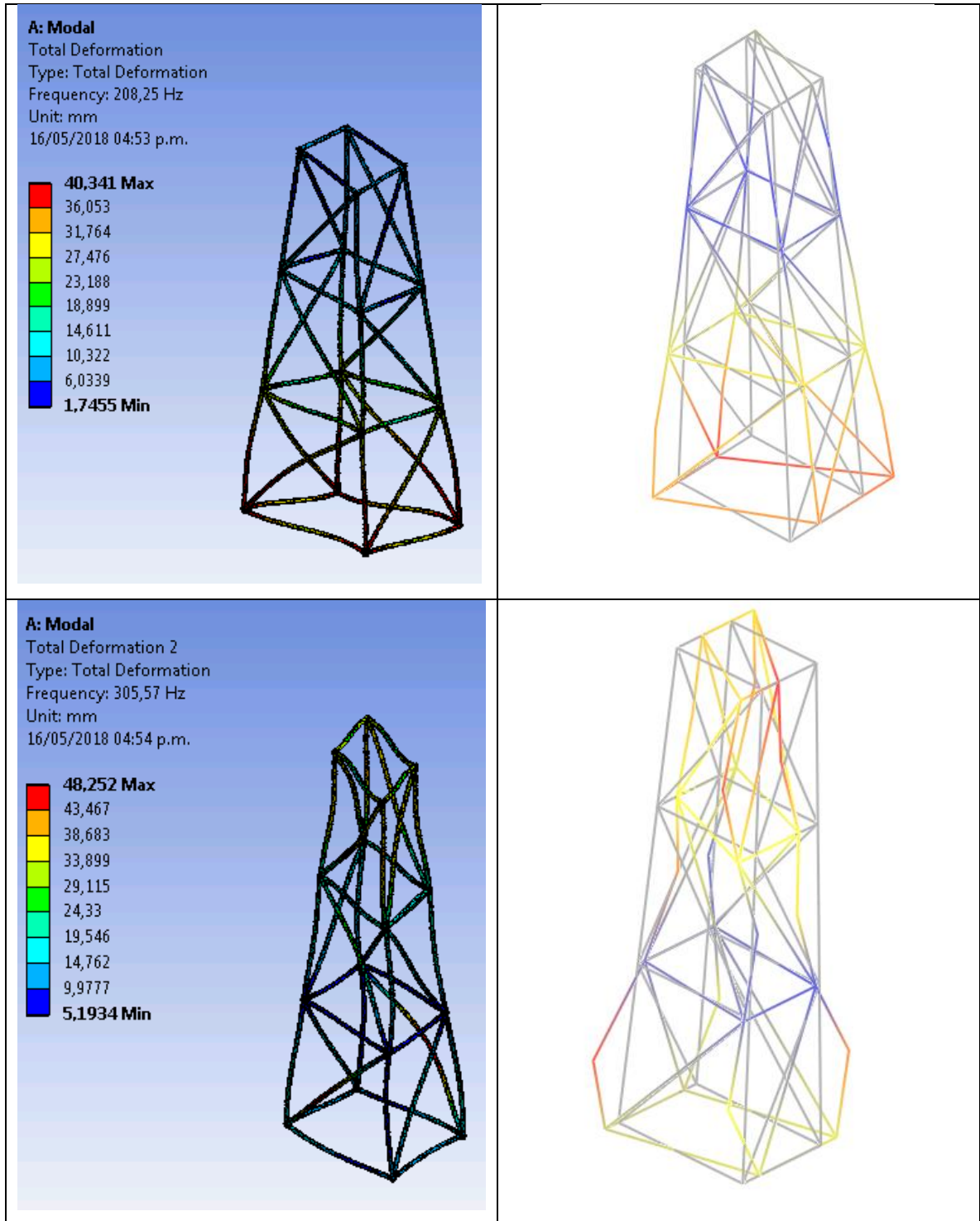
4.4.7 Edificio



4.4.9 Marco de bicicleta



4.4.10 Estructura



4.5 CÁLCULO DE ERROR EN FRECUENCIA

Este método fue implementado para calcular los errores absolutos y relativos entre las frecuencias naturales analíticas y experimentales.

Error Absoluto (Hz): $\Delta f = |f_{A,i} - f_{E,i}|$

Error Relativo (%): $E_R = \left| \frac{f_{A,i} - f_{E,i}}{f_{E,i}} \right| * 100$

Se realizó una comparación antes y después de hacer el ajuste del modelo numérico, con el fin de observar si el ajuste ha sido efectivo o no.

Se define el error total como la media aritmética entre los valores absolutos de los errores relativos, existiendo también la posibilidad de dar diferentes pesos a las frecuencias, en función de la fiabilidad que muestren sus medidas.

Error total (%): $E_{Tf} = \frac{\sum_{i=1}^m W_i * |E_R|}{\sum_{i=1}^m W_i}$

Donde W_i representa la frecuencia natural Experimental obtenida para cada herramienta de excitación.

Tabla 2. Error total Ansys no modificado ángulo

Frecuencia Ansys [Hz]	Frecuencia Hammer [Hz]	Frecuencia Shaker[Hz]	Error Absoluto Hammer[Hz]	Error Absoluto Shaker[HZ]	Error Relativo Hammer[%]	Error Relativo Shaker[%]
313,22	474,9	480,56	161,68	167,34	34,05	34,82
417,9	526,71	524,7	108,81	106,8	20,66	20,35
601,25	835,51	817,1	234,26	215,85	28,04	26,42
Error total Hammer [%]		27,48				
Error total Shaker [%]		26,89				

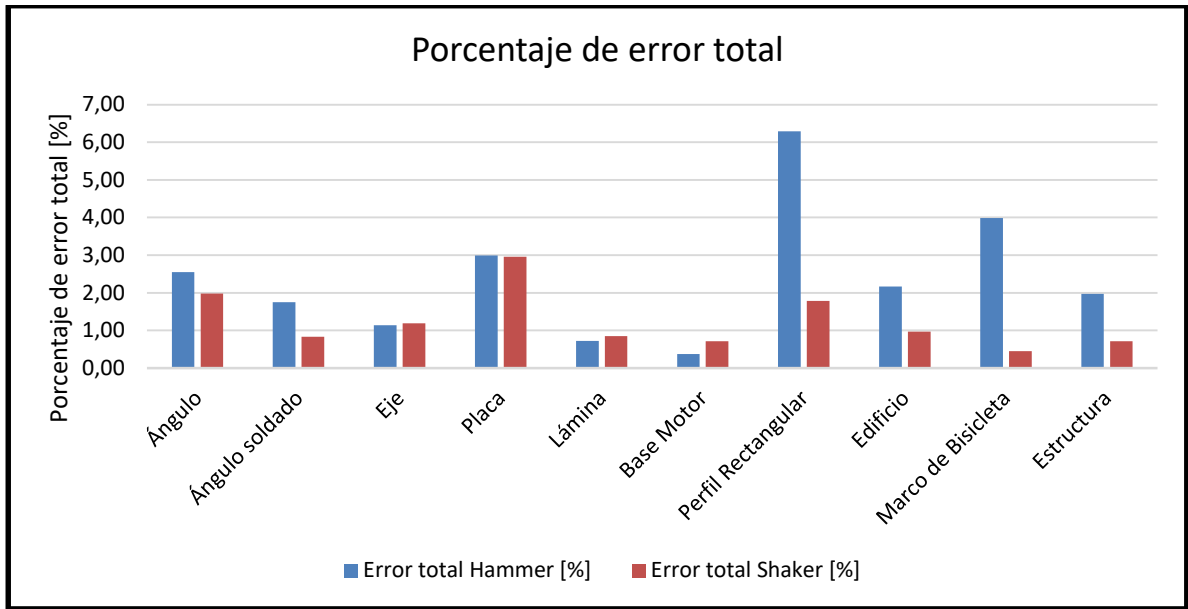
Tabla 3. Error total Ansys modificado ángulo

Frecuencia Ansys [Hz]	Frecuencia Hammer [Hz]	Frecuencia Shaker[Hz]	Error Absoluto Hammer[Hz]	Error Absoluto Shaker[HZ]	Error Relativo Hammer[%]	Error Relativo Shaker[%]
471,21	474,9	480,56	3,69	9,35	0,78	1,95
548,75	526,71	524,7	22,04	24,05	4,18	4,58
814,38	835,51	817,1	21,13	2,72	2,53	0,33
Error total Hammer [%]		2,55				
Error total Shaker [%]		1,98				

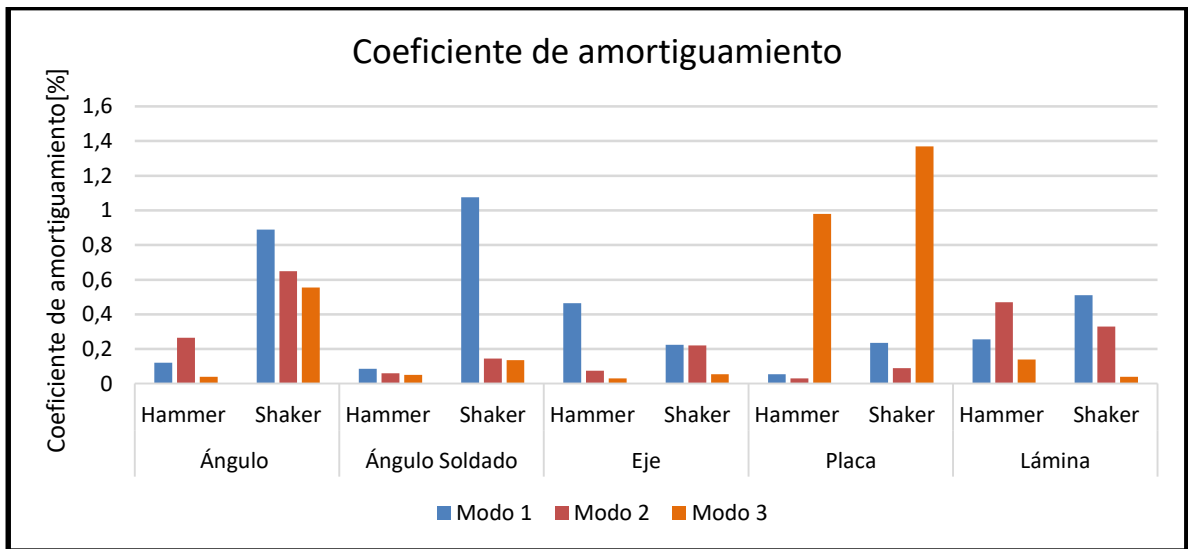
Tabla 4. Porcentajes de errores totales

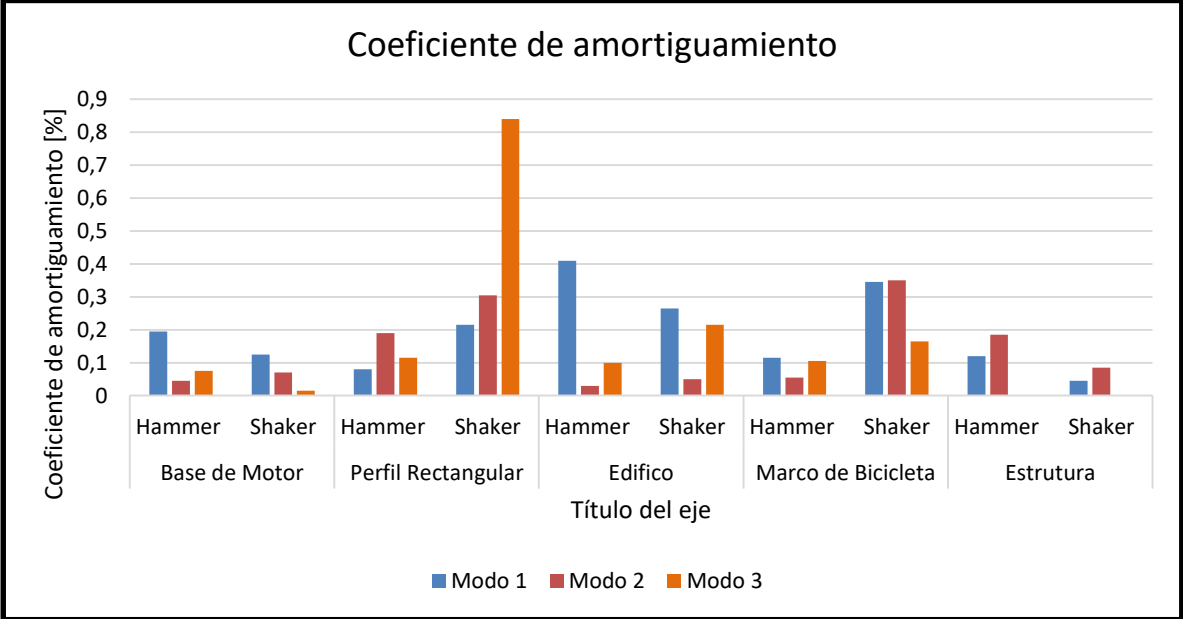
	Ansys no modificado		Ansys modificado	
	Error total Hammer [%]	Error total Shaker [%]	Error total Hammer [%]	Error total Shaker [%]
Ángulo	27,48	26,89	2,55	1,98
Ángulo soldado	31,7	31,81	1,75	0,83
Eje	21,39	20,92	1,14	1,19
Placa	2,99	2,96	2,99	2,96
Lámina	16,87	16,55	0,72	0,85
Base Motor	0,37	0,71	0,37	0,71
Perfil Rectangular	15,26	5,67	6,29	1,78
Edificio	19,31	19,62	2,17	0,97
Marco de Bicicleta	8,16	10,33	3,99	0,45
Estructura	23,88	22,66	1,97	0,71

Nota: Para los porcentajes de errores calculados menores del 5% en el apartado de Ansys no modificado, no se realizaron cambios al modelo de elementos finitos.



A continuación se presentan un gráfico el cual muestra la variación de coeficiente de amortiguamiento en cada modo de vibración tanto el Hammer como el Shaker, para la realización de la gráfica se toma el valor del amortiguamiento promedio realizado en tres pruebas.





5. CONCLUSIONES

- Al realizar el EMA a las diferentes piezas escogidas, se evidencio que cuando se emplea como elemento de excitación el excitador electrodinámico es difícil realizar el montaje de los instrumentos para la adquisición de señal en comparación al martillo excitador, pero se obtiene mayor exactitud en los resultados debido a que el excitador electrodinámico permite escoger el tipo de excitación controlada según el análisis que desee realizar, por el contrario el martillo excitador es practico a la hora de su implementación pero está directamente relacionada por el error humano.
- Al analizar los resultados se llegó a la conclusión que, para las piezas con analizadas se obtienen resultados similares de sus características modales en el ancho de banda de los 500 Hz para las dos herramientas de excitación.
- Al implementar el análisis modal experimental para las diez piezas, se logró determinar que, al momento de adquirir los datos en piezas huecas, se debe hacer con instrumentos de alta sensibilidad, esto permite disminuir el ruido o perturbaciones no deseadas, que se genera al interior de la pieza debidos al constante rebote de las ondas dentro de las paredes de la pieza.
- Al realizar la comparación de los resultados obtenidos experimentalmente con el modelo de elementos finitos, se concluyó que el elemento de excitación con menos porcentaje de error total en la toma de datos de los ensayos es el excitador electrodinámico con un 1,243% de error con respecto a un 2,39 del martillo excitador.
- Al usar el Método de Elementos Finitos se determinó que era necesario realizar una modificación a las propiedades del material, con el fin de aproximar los resultados de modelo numérico al experimental, debido a que los datos obtenidos por el modelo numérico difieren considerablemente de los datos medidos en el modelo real, para tener una herramienta de juicio al momento realizar una comparación de las dos herramientas de excitación experimentales.

6. RECOMENDACIONES

- Se recomienda emplear para próximas investigaciones algoritmos que permitan comparar los vectores modales experimentales con los obtenidos en las simulaciones, con el propósito de tener una herramienta matemática de validación.
- Realizar Análisis Modal Experimental (EMA) en diferentes condiciones de apoyo por ejemplo, empotrado, doblemente empotrado con el fin de comparar y analizar las diferencias en las características modales obtenidas con las de suspensión libre.

REFERENCIAS

- [1] A. Mbarek *et al.*, “Comparison of experimental and operational modal analysis on a back to back planetary gear,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 124, pp. 226–247, 2018.
- [2] F. Cakir, H. Uysal, and V. Acar, “Experimental modal analysis of masonry arches strengthened with graphene nanoplatelets reinforced prepreg composites,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 90, pp. 233–241, 2016.
- [3] E. Orlowitz and A. Brandt, “Comparison of experimental and operational modal analysis on a laboratory test plate,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 102, pp. 121–130, 2017.
- [4] Y. Noguchi, T. Maruyama, K. Ueno, M. Komai, N. Takeda, and S. Kakudate, “Impact hammer test of ITER blanket remote handling system,” *Fusion Eng. Des.*, vol. 109–111, pp. 1291–1295, 2016.
- [5] S. Alajlouni, M. Albakri, and P. Tarazaga, “Impact localization in dispersive waveguides based on energy-attenuation of waves with the traveled distance,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 105, pp. 361–376, 2018.
- [6] D. M. Harris and J. W. M. Bush, “Generating uniaxial vibration with an electrodynamic shaker and external air bearing,” *J. Sound Vib.*, vol. 334, pp. 255–269, 2015.
- [7] S. Bi, J. Ren, W. Wang, and G. Zong, “Elimination of transducer mass loading effects in shaker modal testing,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 38, no. 2, pp. 265–275, 2013.
- [8] S. Hoffait, F. Marin, D. Simon, B. Peeters, and J. C. Golinval, “Measured-based shaker model to virtually simulate vibration sine test,” *Case Stud. Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 4, pp. 1–7, 2016.
- [9] G. Banwell, S. Mohr, S. Rothberg, and J. Roberts, “Using experimental modal analysis to validate a finite element model of a tennis racket,” *Procedia Eng.*, vol. 34, no. 0, pp. 688–693, 2012.

- [10] S. Walunj Prashant, V. N. Chougule, and A. C. Mitra, "Investigation on Modal Parameters of Rectangular Cantilever Beam Using Experimental Modal Analysis," *Mater. Today Proc.*, vol. 2, no. 4–5, pp. 2121–2130, 2015.
- [11] Q. Zou, Z. Li, and H. Wu, "Modal analysis of trough solar collector," *Sol. Energy*, vol. 141, pp. 81–90, 2017.
- [12] S. A. Park, J. S. Choi, and K. W. Min, "Dynamic characteristics for traditional wooden structure in Korea by using impact hammer test," *Procedia Eng.*, vol. 14, pp. 477–484, 2011.
- [13] J. Yang, L. Ma, K. Schröder, Y. Chen, S. Li, and L. Wu, "Experimental and numerical study on the modal characteristics of hybrid carbon fiber composite foam filled corrugated sandwich cylindrical panels," vol. 68, no. January, pp. 8–18, 2018.
- [14] JIMIN, He y ZHI-FANG Fu. *Modal Analysis*. 1st ed. Reino Unido, 2001. 287p.
- [15] GLEN, White. *Introducción al Análisis de Vibraciones*. Woburn: Azima DLI, 2010. pp. 1–148.
- [16] Rao, S. S., *Mechanical Vibrations*, Fifth Edition. ed. Miami: Pearson. vol. 67. 2010.
- [17] B. J. Schwarz and M. H. Richardson, "Experimental Modal Analysis," *CSI/Reliability Week*, 1999.
- [18] BURNETT, David S. *Finite element analysis: from concepts to applications*. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1987. p.7. ISBN 0-201-10806-2
- [19] M. A. Ceballos, "Análisis Modal Experimental Aplicado a la Calibración de Modelos de Sistemas con Interacción Suelo-Estructura.," pp. 1–214, 2004.
- [20] DEL RÍO FERNÁNDEZ, Pablo. *Creación y validación de un modelo de elementos finitos de una viga mediante análisis modal*. Leganés, 2015. Designacion de trabajo de grado (Ingeniería en Tecnologías Industriales). 117p.

- [21] TAY MORAN, May-Lin. Ajuste de un modelo de elementos finitos de una estructura aeronáutica utilizando frecuencias de anti-resonancia. Santiago de Chile, 2012. Designacion de trabajo de grado (Título de ingeniero civil mecánico). 72p.
- [22] J. Martín y Denver Metrología Electrónica, 'Análisis Espectral: Analizadores de espectros. Tipos [II] - El analizador FFT,' 2006.," p. 2006, 2006.
- [23] R. J. Allemang, "The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse," *Proc. SPIE - Int. Soc. Opt. Eng.*, vol. 4753, pp. 397–405, 2002.
- [24] J. A. García. Implementación de Métodos de Validación y Ajuste Modal. Pamplona. Programa de doctorado (Ingeniería mecánica aplicada y computacional). Universidad Pública de Navarra. 2007. 62p.
- [25] M. Pastor, M. Binda, and T. Harčarik, "Modal assurance criterion," *Procedia Eng.*, vol. 48, pp. 543–548, 2012.
- [26] D. J. Ewins. *Modal Testing : Theory, Practice and Application* (2nd ed.) 2000; 10.
- [27] V. Kumar, K. C. Ray, and P. Kumar, *CORDIC-based VLSI architecture for real time implementation of flat top window*, vol. 38, no. 8. Elsevier B.V., 2014.

BIBLIOGRAFIA

A. Mbarek *et al.*, “Comparison of experimental and operational modal analysis on a back to back planetary gear,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 124, pp. 226–247, 2018.

B. J. Schwarz and M. H. Richardson, “Experimental Modal Analysis,” *CSI Reliability Week*, 1999.

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

D. J. Ewins. Modal Testing : Theory, Practice and Application (2nd ed.) 2000; 10.

D. M. Harris and J. W. M. Bush, “Generating uniaxial vibration with an electrodynamic shaker and external air bearing,” *J. Sound Vib.*, vol. 334, pp. 255–269, 2015.

DEL RÍO FERNÁNDEZ, Pablo. Creación y validación de un modelo de elementos finitos de una viga mediante análisis modal. Leganés, 2015. Designacion de trabajo de grado (Ingeniería en Tecnologías Industriales). 117p.

E. Orlowitz and A. Brandt, “Comparison of experimental and operational modal analysis on a laboratory test plate,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 102, pp. 121–130, 2017.

F. Cakir, H. Uysal, and V. Acar, “Experimental modal analysis of masonry arches strengthened with graphene nanoplatelets reinforced prepreg composites,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 90, pp. 233–241, 2016.

G. Banwell, S. Mohr, S. Rothberg, and J. Roberts, "Using experimental modal analysis to validate a finite element model of a tennis racket," *Procedia Eng.*, vol. 34, no. 0, pp. 688–693, 2012.

J. A. García. Implementación de Métodos de Validación y Ajuste Modal. Pamplona. Programa de doctorado (Ingeniería mecánica aplicada y computacional). Universidad Pública de Navarra. 2007. 62p.

J. Martín y Denver Metrología Electrónica, 'Análisis Espectral: Analizadores de espectros. Tipos [II] - El analizador FFT,' 2006.," p. 2006, 2006.

J. Yang, L. Ma, K. Schröder, Y. Chen, S. Li, and L. Wu, "Experimental and numerical study on the modal characteristics of hybrid carbon fiber composite foam filled corrugated sandwich cylindrical panels," vol. 68, no. January, pp. 8–18, 2018.

JIMIN, He y ZHI-FANG Fu. Modal Analysis. 1st ed. Reino Unido, 2001. 287p.

GLEN, White. Introducción al Análisis de Vibraciones. Woburn: Azima DLI, 2010. pp. 1–148.

M. A. Ceballos, "Análisis Modal Experimental Aplicado a la Calibración de Modelos de Sistemas con Interacción Suelo-Estructura.," pp. 1–214, 2004.

M. Pastor, M. Binda, and T. Harčarik, "Modal assurance criterion," *Procedia Eng.*, vol. 48, pp. 543–548, 2012.

Q. Zou, Z. Li, and H. Wu, "Modal analysis of trough solar collector," *Sol. Energy*, vol. 141, pp. 81–90, 2017.

R. J. Allemang, "The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse," *Proc. SPIE - Int. Soc. Opt. Eng.*, vol. 4753, pp. 397–405, 2002.

Rao, S. S., *Mechanical Vibrations*, Fifth Edition. ed. Miami: Pearson. vol. 67. 2010.

S. A. Park, J. S. Choi, and K. W. Min, "Dynamic characteristics for traditional wooden structure in Korea by using impact hammer test," *Procedia Eng.*, vol. 14, pp. 477–484, 2011.

S. Alajlouni, M. Albakri, and P. Tarazaga, "Impact localization in dispersive waveguides based on energy-attenuation of waves with the traveled distance," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 105, pp. 361–376, 2018.

S. Bi, J. Ren, W. Wang, and G. Zong, "Elimination of transducer mass loading effects in shaker modal testing," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 38, no. 2, pp. 265–275, 2013.

S. Hoffait, F. Marin, D. Simon, B. Peeters, and J. C. Golinval, "Measured-based shaker model to virtually simulate vibration sine test," *Case Stud. Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 4, pp. 1–7, 2016.

S. Walunj Prashant, V. N. Chougule, and A. C. Mitra, "Investigation on Modal Parameters of Rectangular Cantilever Beam Using Experimental Modal Analysis," *Mater. Today Proc.*, vol. 2, no. 4–5, pp. 2121–2130, 2015.

TAY MORAN, May-Lin. Ajuste de un modelo de elementos finitos de una estructura aeronáutica utilizando frecuencias de anti-resonancia. Santiago de Chile, 2012. Designacion de trabajo de grado (Título de ingeniero civil mecánico). 72p.

V. Kumar, K. C. Ray, and P. Kumar, *CORDIC-based VLSI architecture for real time implementation of flat top window*, vol. 38, no. 8. Elsevier B.V., 2014.

Y. Noguchi, T. Maruyama, K. Ueno, M. Komai, N. Takeda, and S. Kakudate, "Impact hammer test of ITER blanket remote handling system," *Fusion Eng. Des.*, vol. 109–111, pp. 1291–1295, 2016.

ANEXOS

ANEXO A. Geometria de de las piezas seleccionadas

Figura 35. Ángulo

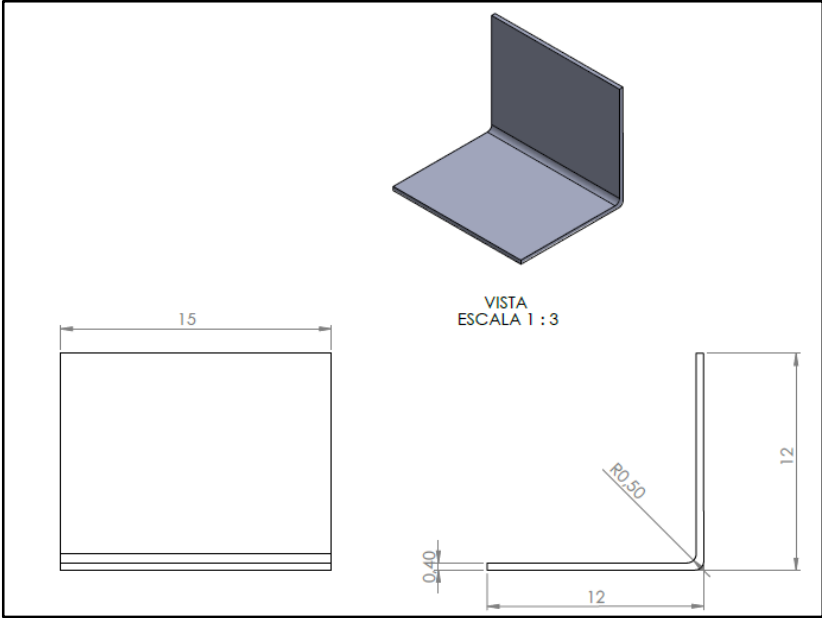


Figura 36. Ángulo soldado

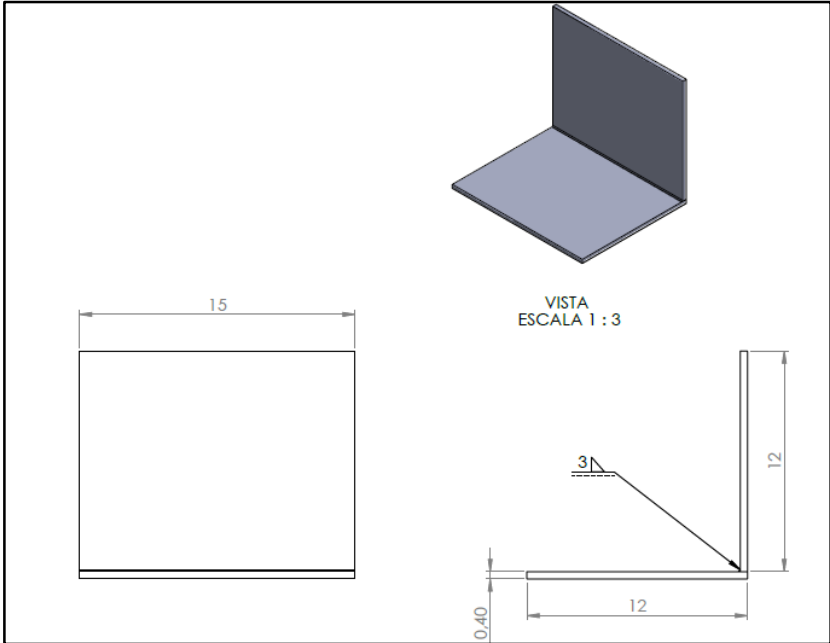


Figura 37. Eje

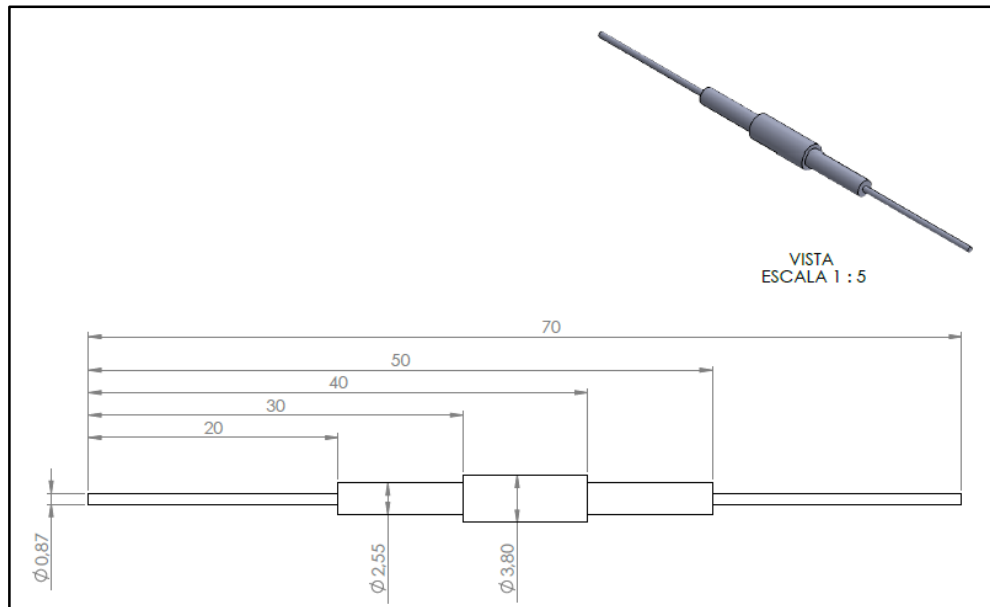


Figura 38. Placa

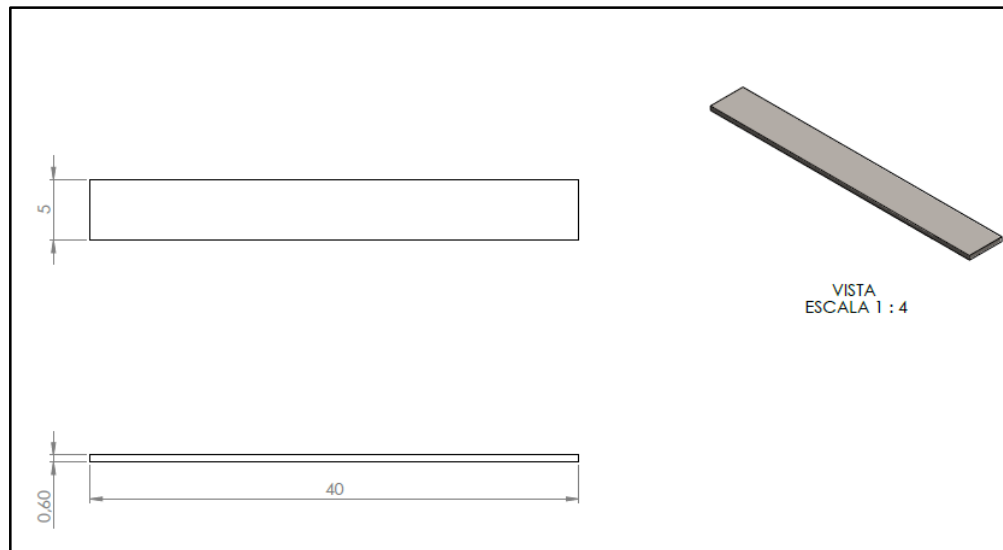


Figura 39. Lámina

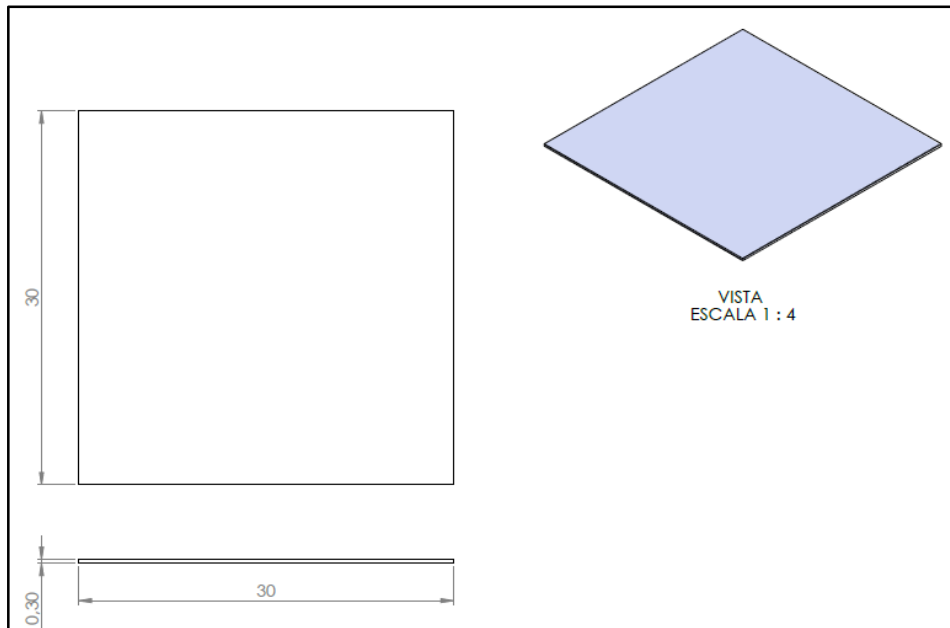


Figura 40. Base motor

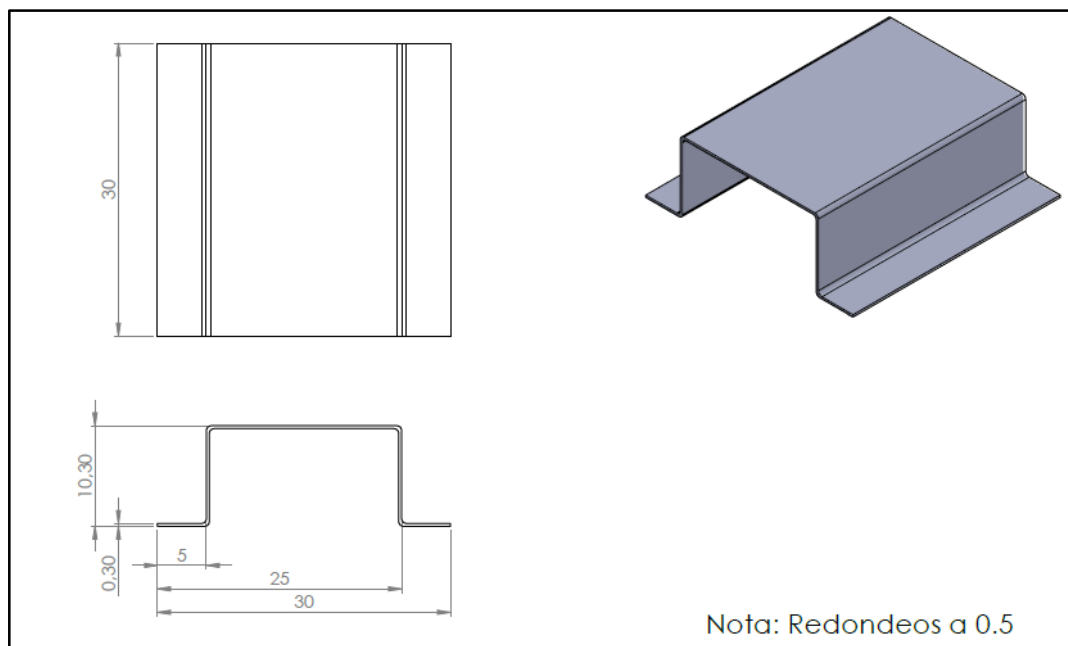


Figura 41. Perfil rectangular

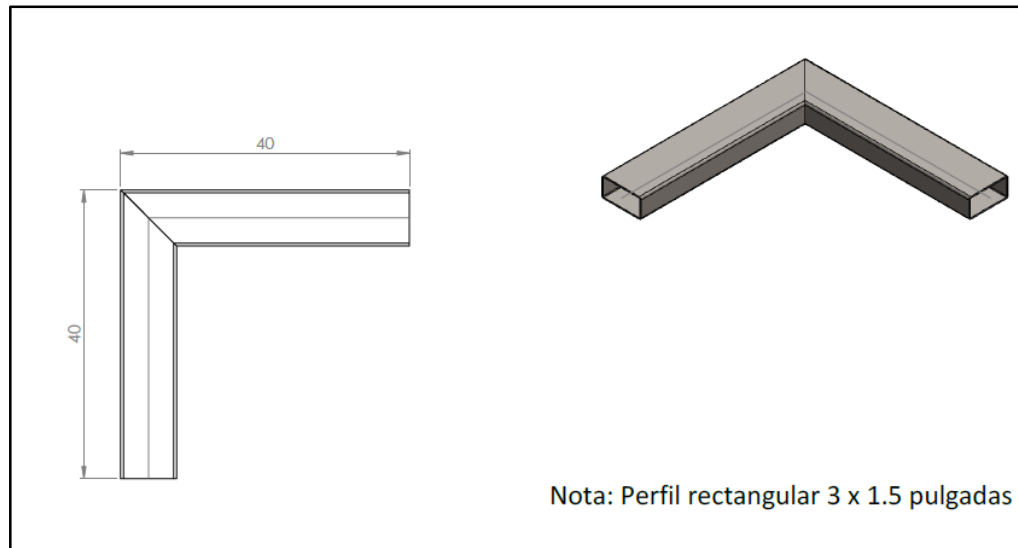


Figura 42. Edificio

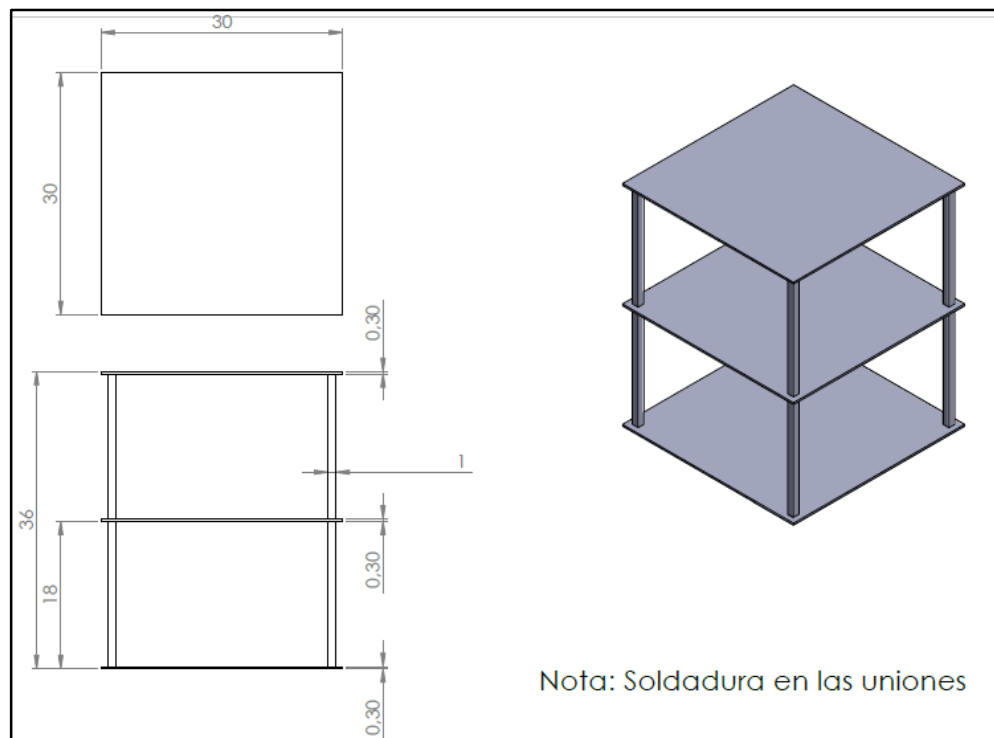


Figura 43. Marco bicicleta

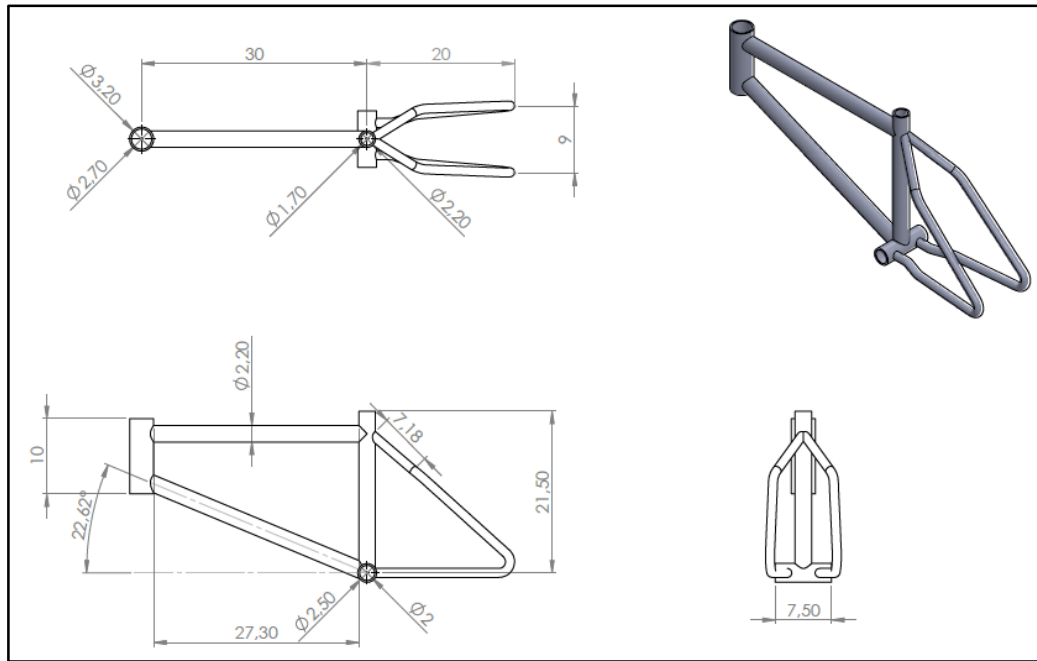
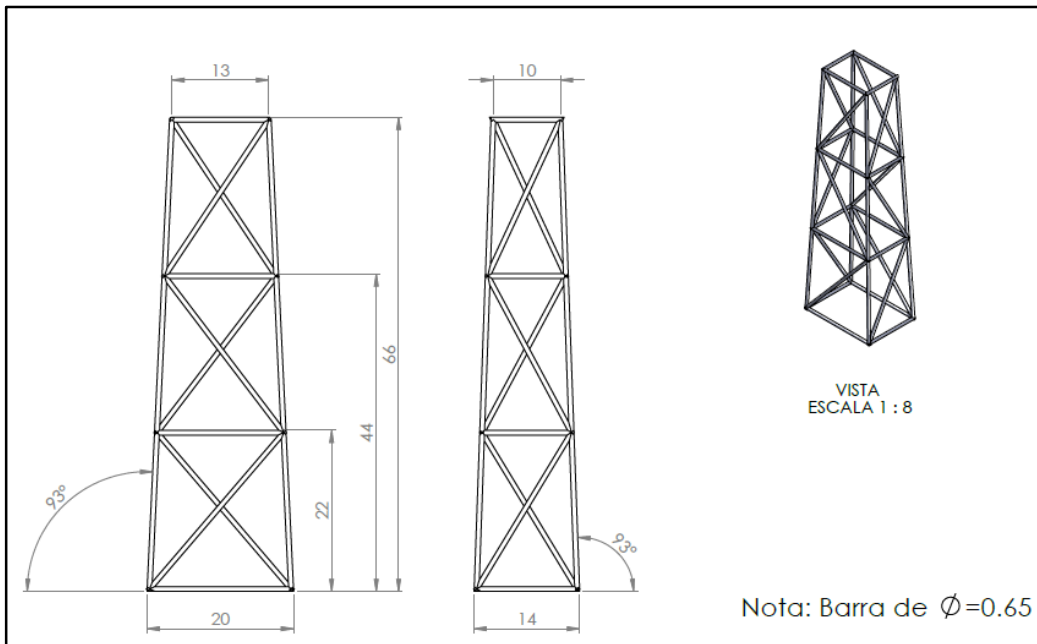


Figura 44. Estructura



ANEXO B. Configuración y calculo en Aansys Workbench 18.0

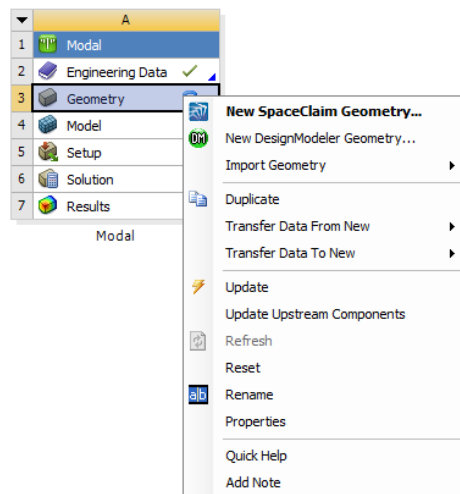
1. En el módulo **Modal Analysis** en la pestaña **Engineering Data** se procede a configurar las propiedades del material como: densidad, coeficiente de termoexpansión, módulo de Young y coeficiente de Poisson dejando las otras configuraciones por defecto.

Figura 45. Configuración del material en Ansys

Properties of Outline Row 3: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modul...			
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		

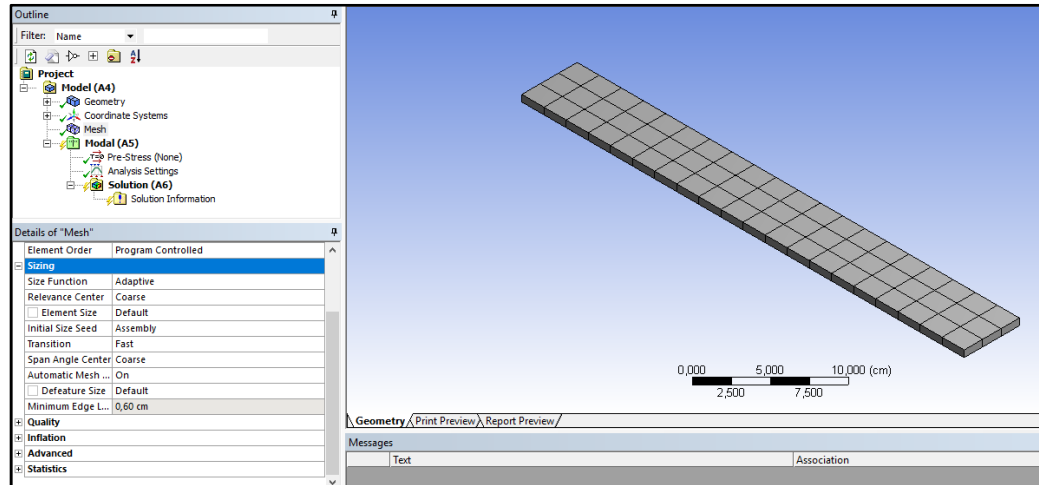
2. Configurado el material se procede a dibujar o importar la pieza a analizar en la pestaña de geometry.

Figura 46. Creación o importación de geometría



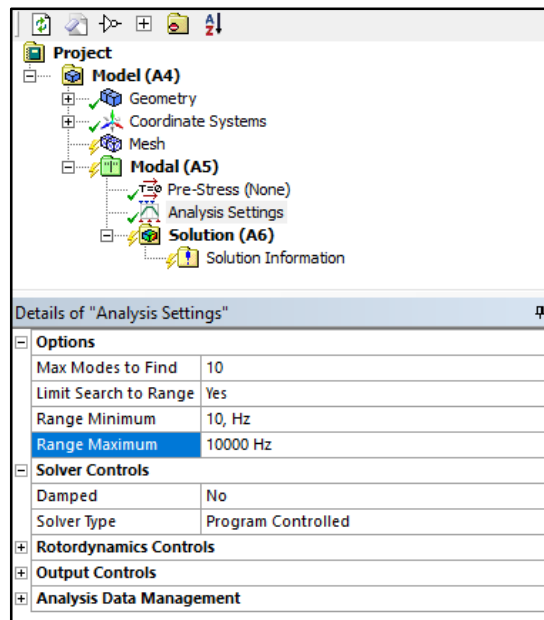
3. En la pestaña Modal se configura el tipo de malla a utilizar para el proceso de cálculo por medio del método de elementos finitos.

Figura 47. Configuración de malla del elemento



4. Finalmente se procede a configurar algunos parámetros para el análisis como lo son: cantidad de modos a calcular y el ancho de banda.

Figura 48. Configuración de modos y ancho de banda



ANEXO C. Resultados prueba hammer software Modal-Oros

1. Resultados modos de vibración ángulo software Modal-Oros

Figura 49. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro ángulo

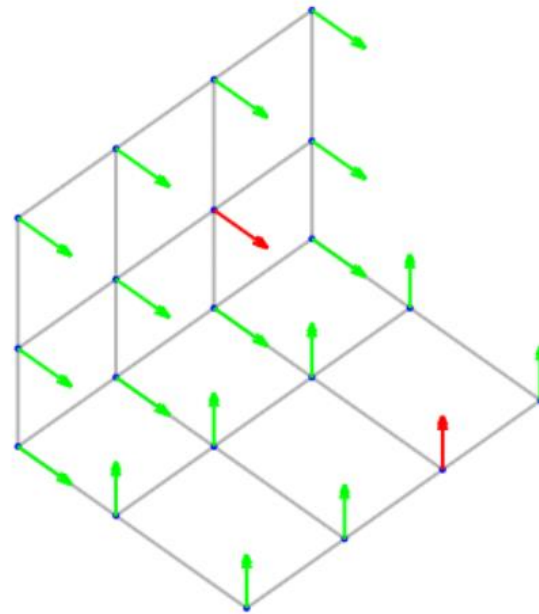


Figura 50. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo

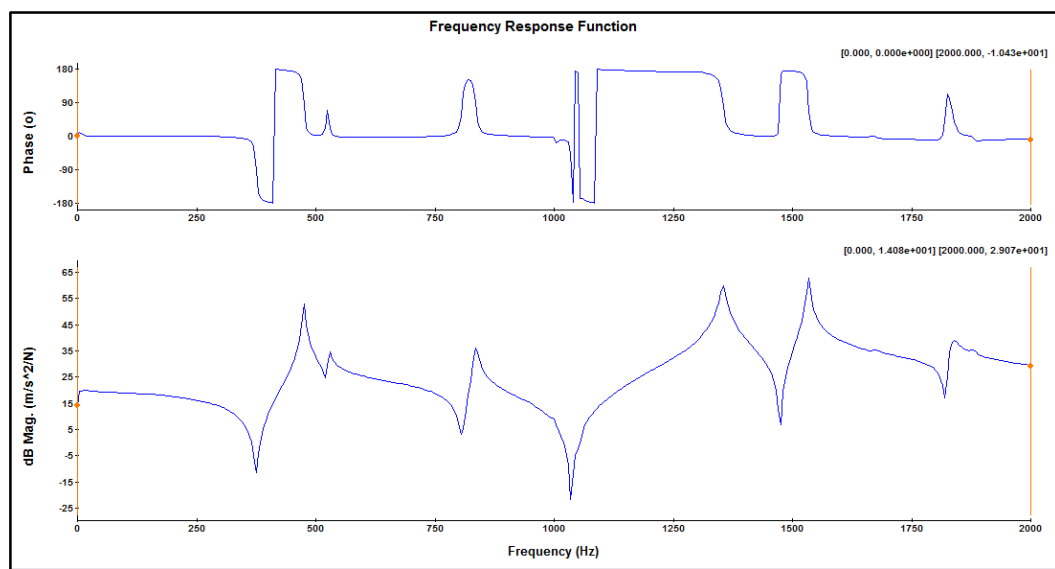


Figura 51. Función de coherencia ángulo

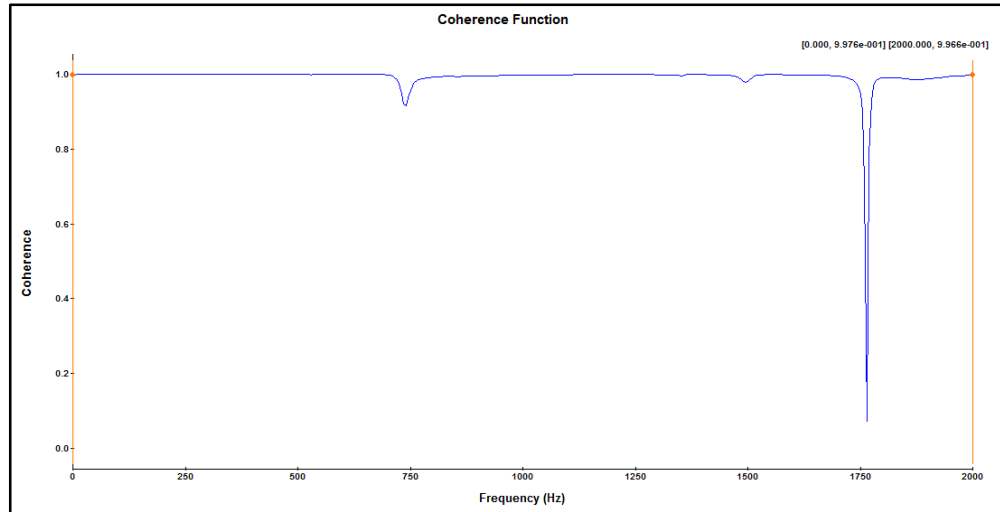


Tabla 5. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	474.90 Hz	0.12%	1	474.85 Hz	0.12%	99.49
2	526.71 Hz	0.27%	2	526.63 Hz	0.26%	99.65
3	835.51 Hz	0.26%	3	835.60 Hz	0.27%	99.63
4	1354.41 Hz	0.03%	5	1354.54 Hz	0.22%	98.69
5	1534.01 Hz	0.05%	6	1533.89 Hz	0.05%	99.09
6	1669.72 Hz	0.16%	5	1354.54 Hz	0.22%	50.49
7	1836.94 Hz	0.41%	7	1837.35 Hz	0.41%	97.53

2. Resultados modos de vibración ángulo soldado software Modal-Oros

Figura 52. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro ángulo soldado

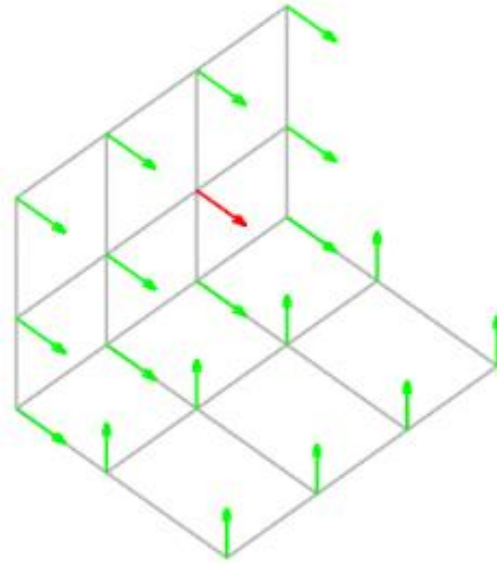


Figura 53. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo soldado

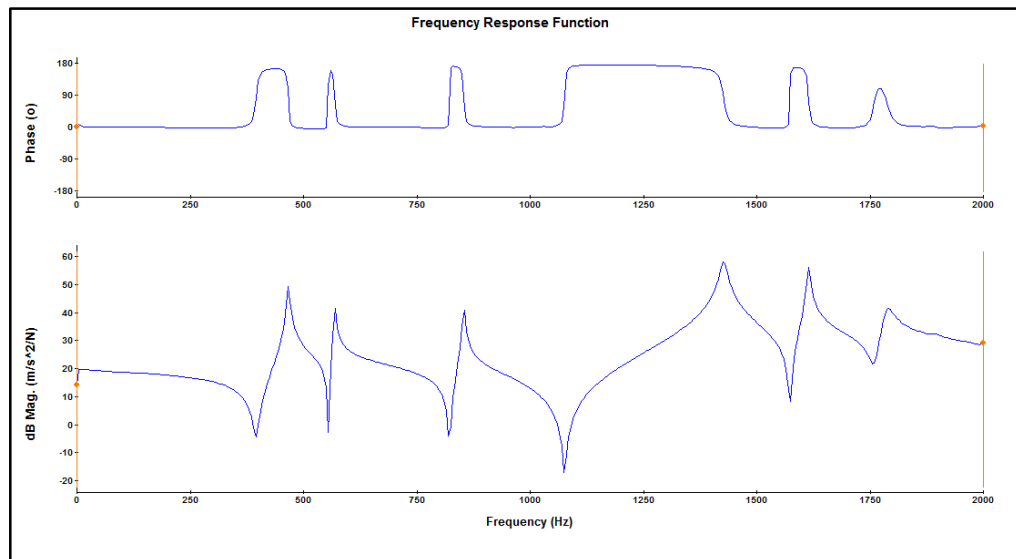


Figura 54. Función de coherencia ángulo soldado

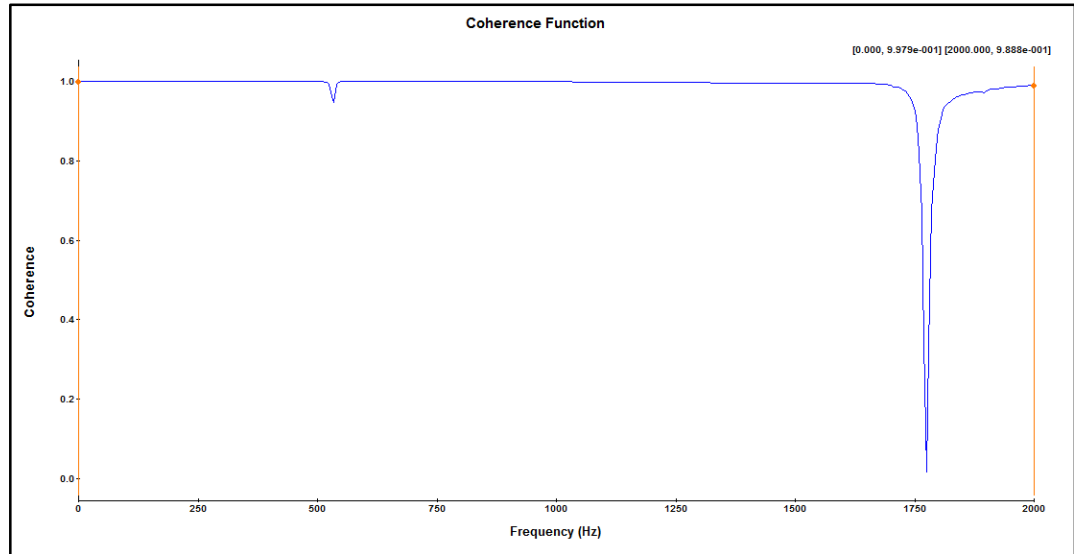


Tabla 6. Frecuencias naturales, amortiguamiento validación MAC ángulo soldado

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	466.13 Hz	0.09%	1	466.04 Hz	0.08%	100.00
2	569.12 Hz	0.06%	2	569.13 Hz	0.06%	99.99
3	854.88 Hz	0.05%	3	853.47 Hz	0.05%	99.92
4	1426.68 Hz	0.33%	4	1426.63 Hz	0.34%	99.99
5	1613.33 Hz	0.07%	5	1614.02 Hz	0.07%	100.00
6	1789.61 Hz	0.49%	6	1787.10 Hz	0.53%	99.79

3. Resultados modos de vibración eje software Modal-Oros

Figura 55. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro eje

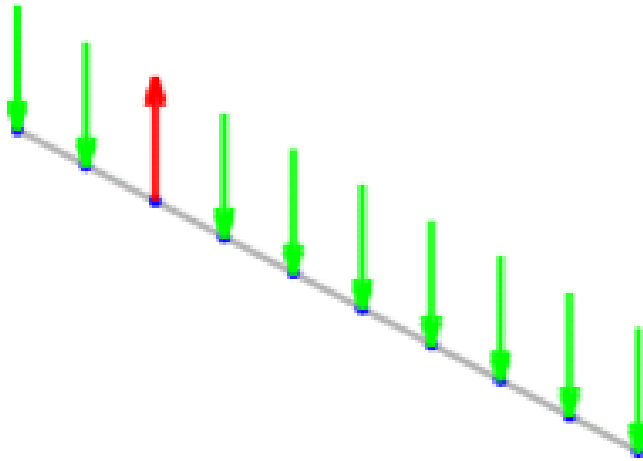


Figura 56. Función de respuesta en frecuencia (FRF) eje

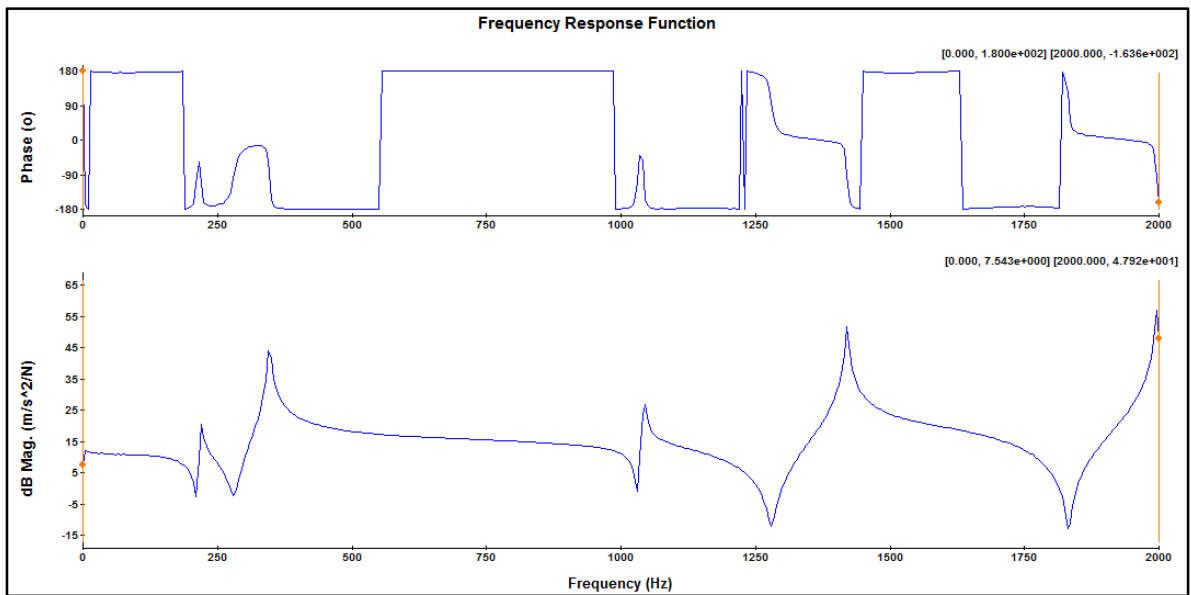


Figura 57. Función de coherencia eje

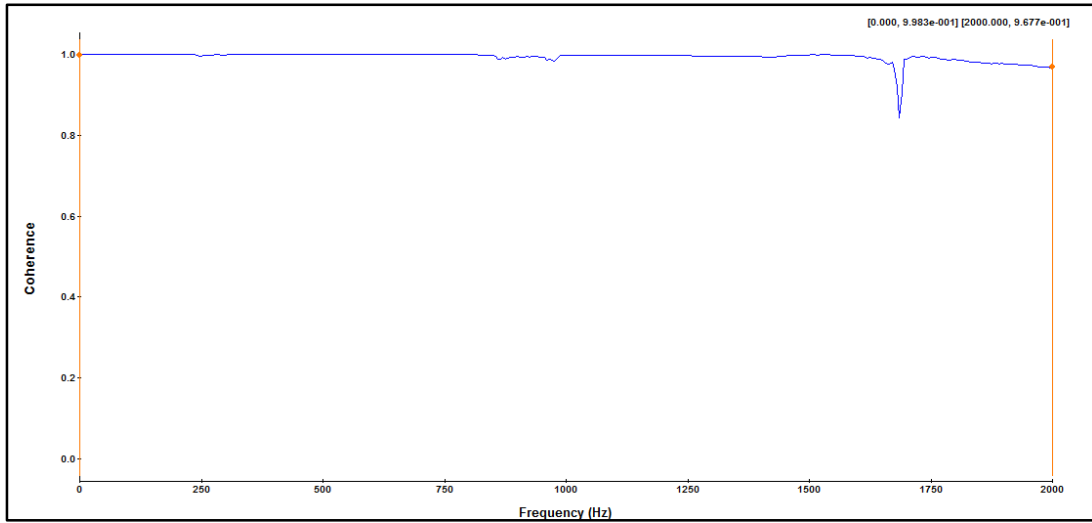


Tabla 7. Frecuencias naturales, amortiguamiento validación MAC eje

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	219.49 Hz	0.46%	1	219.54 Hz	0.47%	99.92
2	345.29 Hz	0.07%	2	346.72 Hz	0.08%	99.91
3	1042.45 Hz	0.03%	3	1042.45 Hz	0.03%	99.39
4	1420.03 Hz	0.03%	4	1420.04 Hz	0.03%	99.35
5	1536.73 Hz	4.80%	2	346.72 Hz	0.08%	60.42

4. Resultados modos de vibración placa software Modal-Oros

Figura 58. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro placa

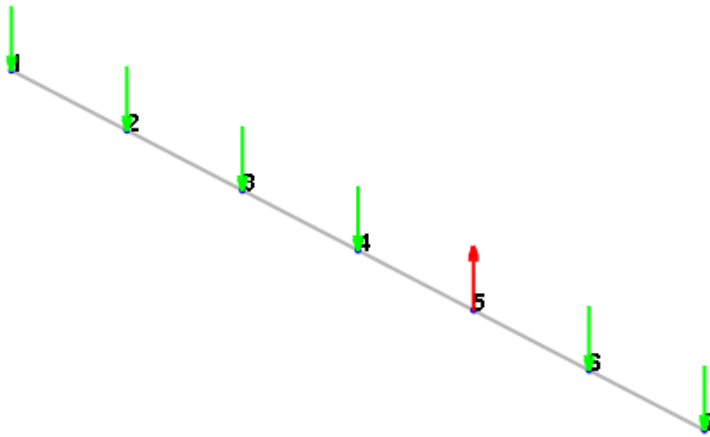


Figura 59. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) placa

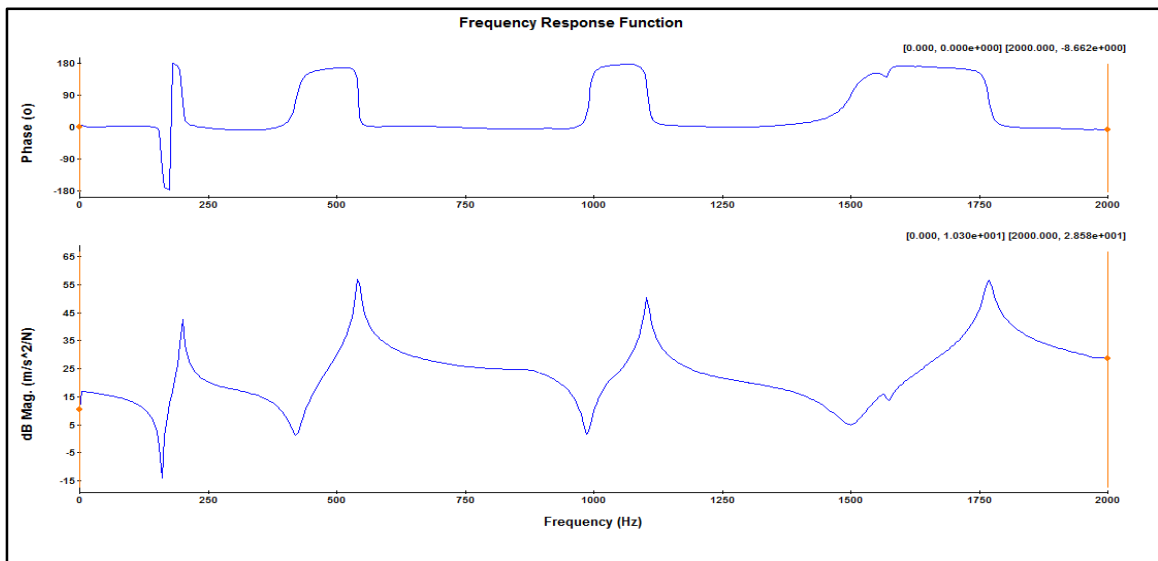


Figura 60. Función de coherencia placa



Tabla 8. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC placa

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	200.89 Hz	0.04%	1	199.22 Hz	0.07%	99.91
2	553.14 Hz	0.03%	2	542.15 Hz	0.03%	99.71
3	1085.17 Hz	0.03%	4	1093.37 Hz	1.93%	93.81
4	1791.87 Hz	0.02%	5	1767.74 Hz	0.27%	98.52

5. Resultados modos de vibración lámina software Modal-Oros

Figura 61. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro lámina

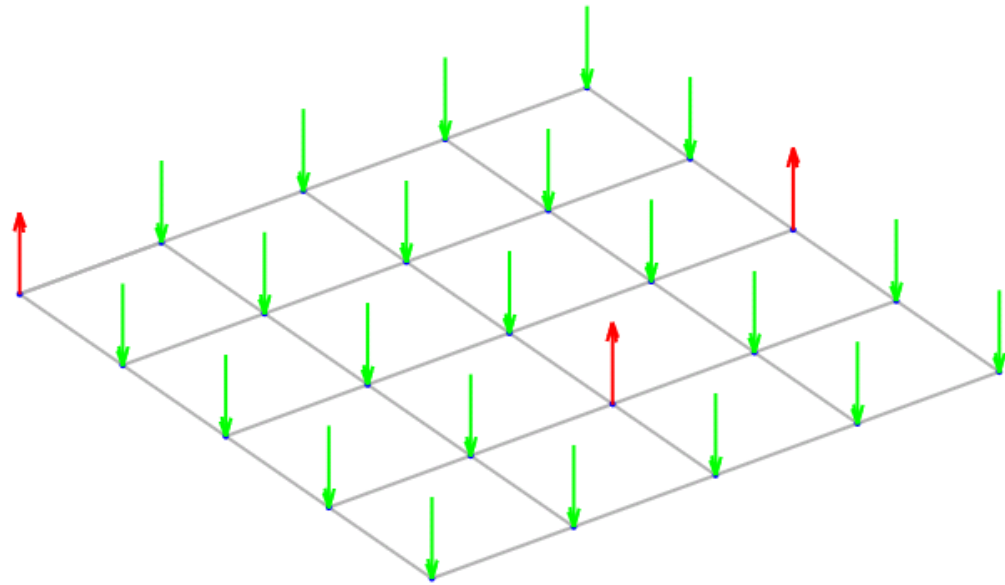


Figura 62. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) lámina

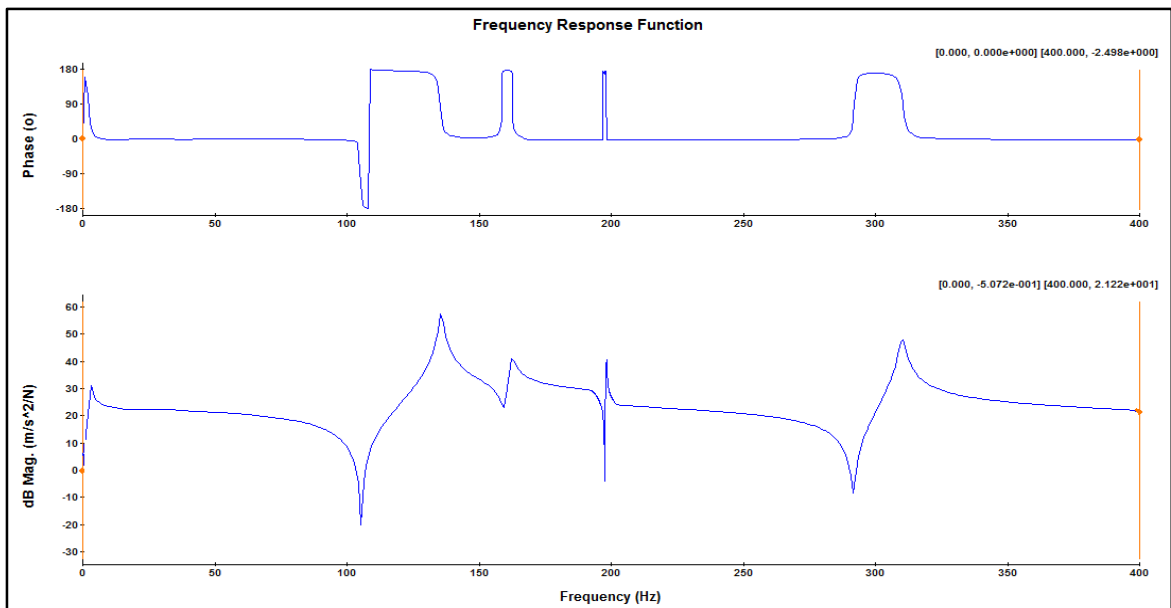


Figura 63. Función de coherencia lámina

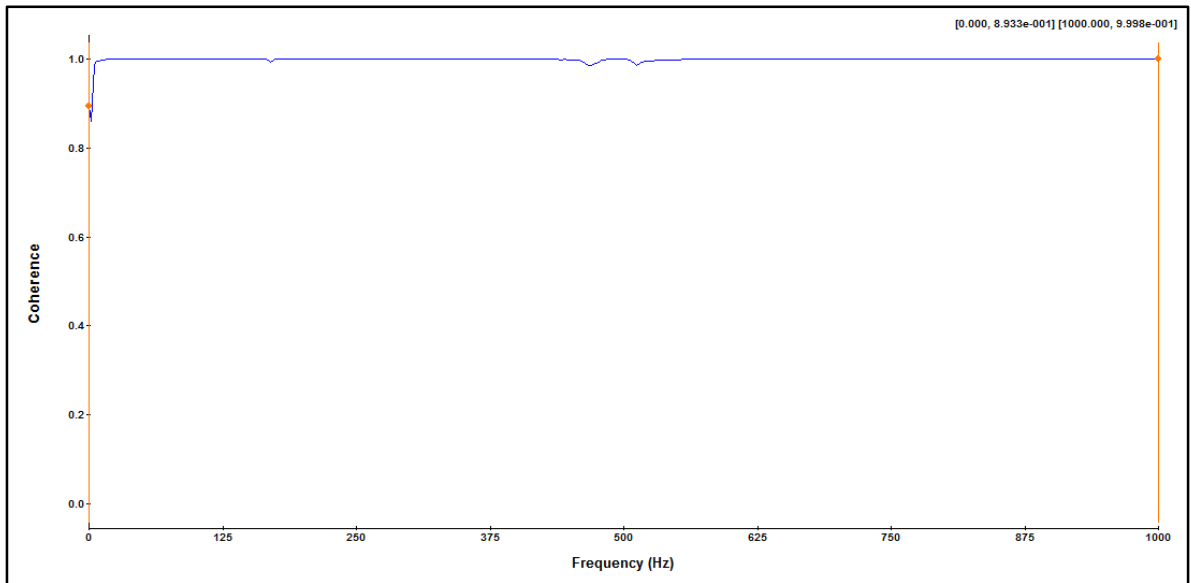


Tabla 9. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC lámina

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	135.21 Hz	0.25%	1	135.20 Hz	0.26%	100.00
2	161.94 Hz	0.47%	2	161.93 Hz	0.47%	99.90
3	196.22 Hz	0.14%	3	196.22 Hz	0.14%	99.91
4	310.51 Hz	0.20%	4	310.51 Hz	0.19%	99.89
5	316.75 Hz	0.18%	5	316.75 Hz	0.18%	99.60

6. Resultados modos de vibración base motor software Modal-Oros

Figura 64. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro base motor

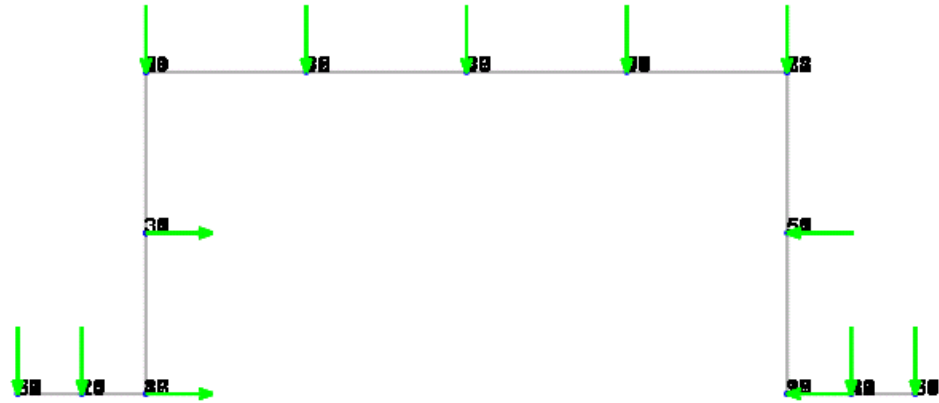


Figura 65. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) base motor

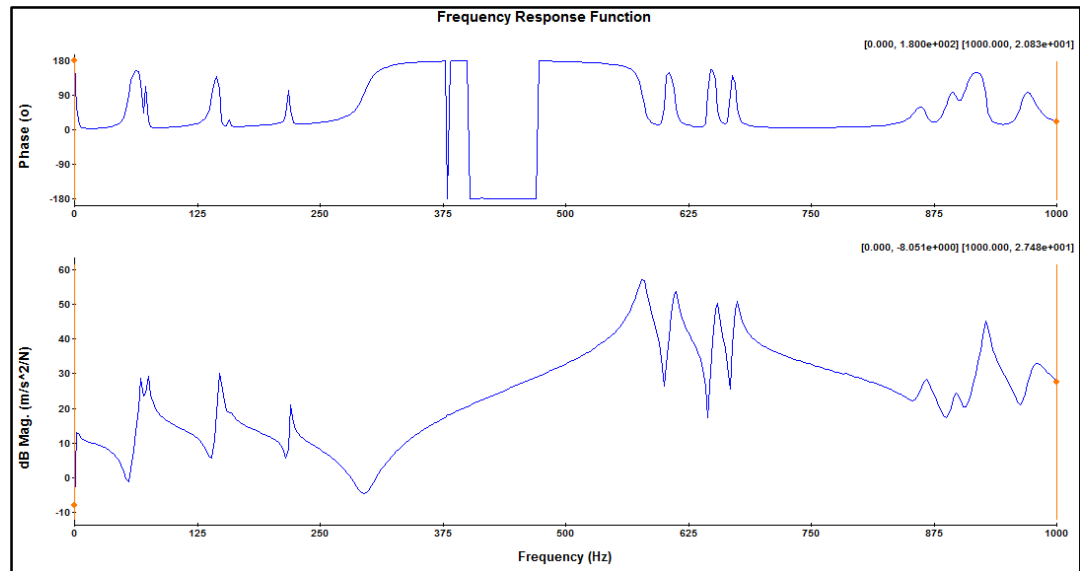


Figura 66. Función de coherencia base motor

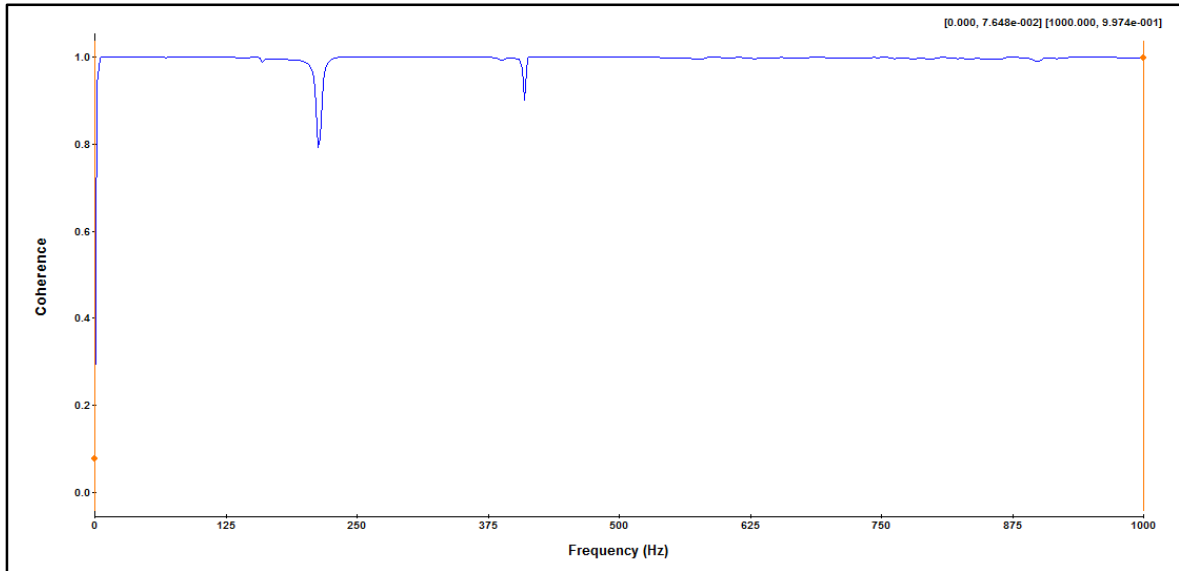


Tabla 10. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC base motor

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	69.39 Hz	0.04%	1	68.25 Hz	0.35%	97.93
2	74.13 Hz	0.05%	2	73.64 Hz	0.04%	98.45
3	150.02 Hz	0.01%	3	148.11 Hz	0.14%	97.84
4	158.87 Hz	0.15%	4	157.63 Hz	0.15%	83.04
5	221.16 Hz	0.04%	5	219.45 Hz	0.07%	91.80
6	263.54 Hz	0.45%	6	266.35 Hz	4.73%	0.98
7	381.40 Hz	0.08%	7	380.13 Hz	0.11%	90.79
8	416.30 Hz	0.05%	8	414.54 Hz	0.08%	93.62

7. Resultados modos de vibración perfil rectangular software Modal-Oros

Figura 67. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro perfil rectangular

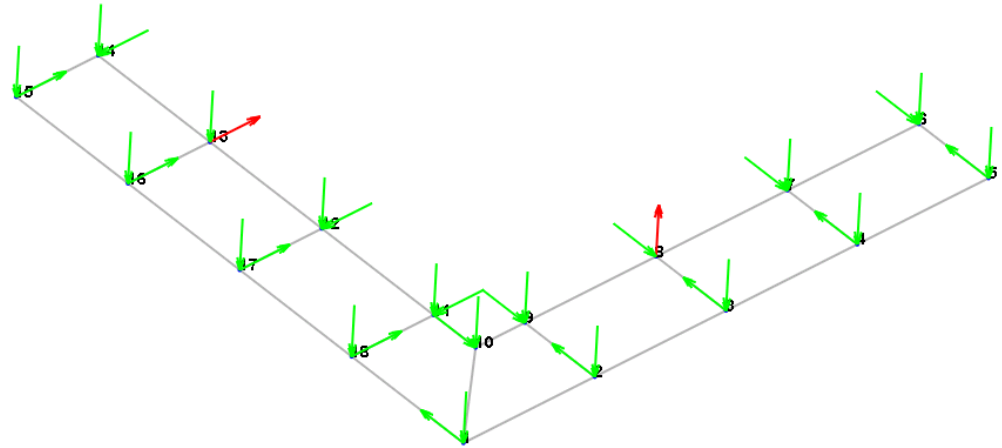


Figura 68. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) perfil rectangular

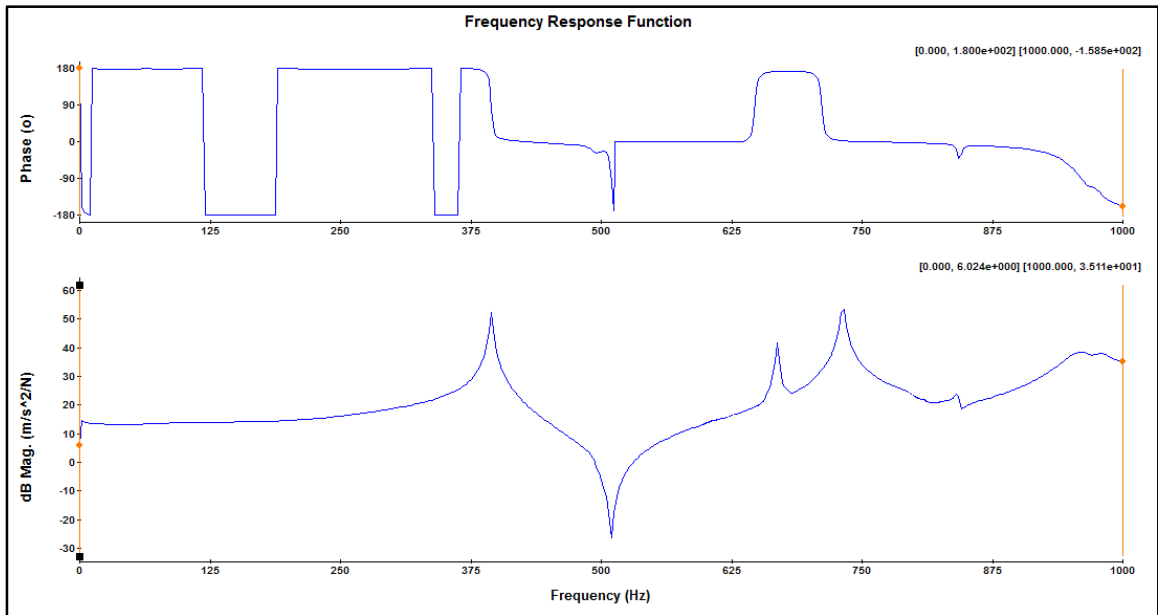


Figura 69. Función de coherencia perfil rectangular

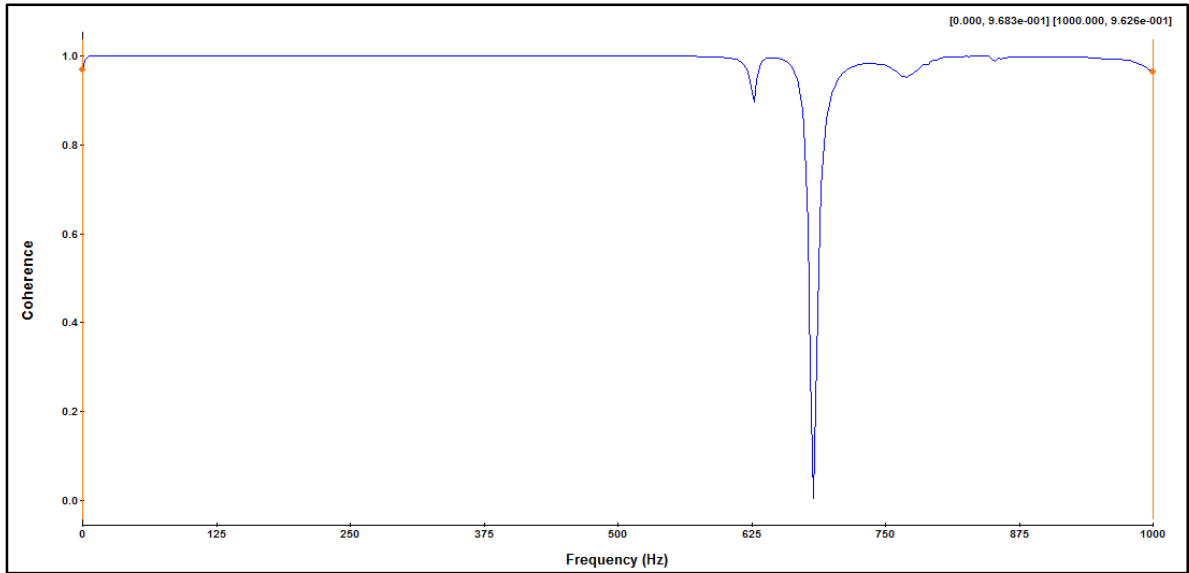


Tabla 11. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC perfil rectangular

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	394.54 Hz	0.08%	2	394.70 Hz	0.08%	99.21
2	652.62 Hz	0.19%	3	655.21 Hz	0.19%	94.01
3	711.82 Hz	0.12%	4	711.40 Hz	0.11%	99.36
4	841.88 Hz	0.13%	5	842.14 Hz	0.15%	96.32
5	972.17 Hz	0.47%	6	963.69 Hz	1.39%	98.76

8. Resultados modos de vibración edificio software Modal-Oros

Figura 70. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro edificio

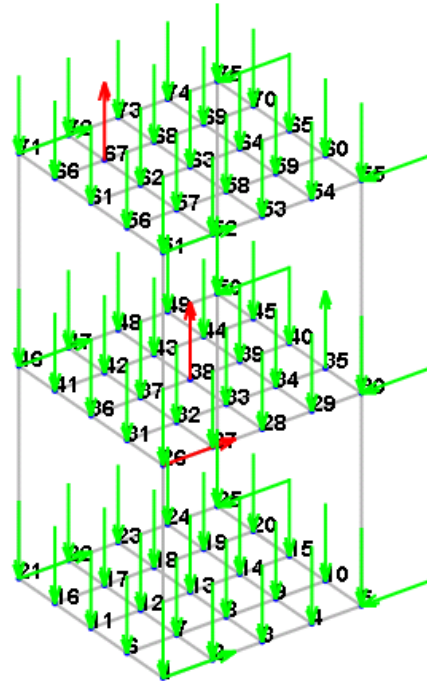


Figura 71. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) edificio

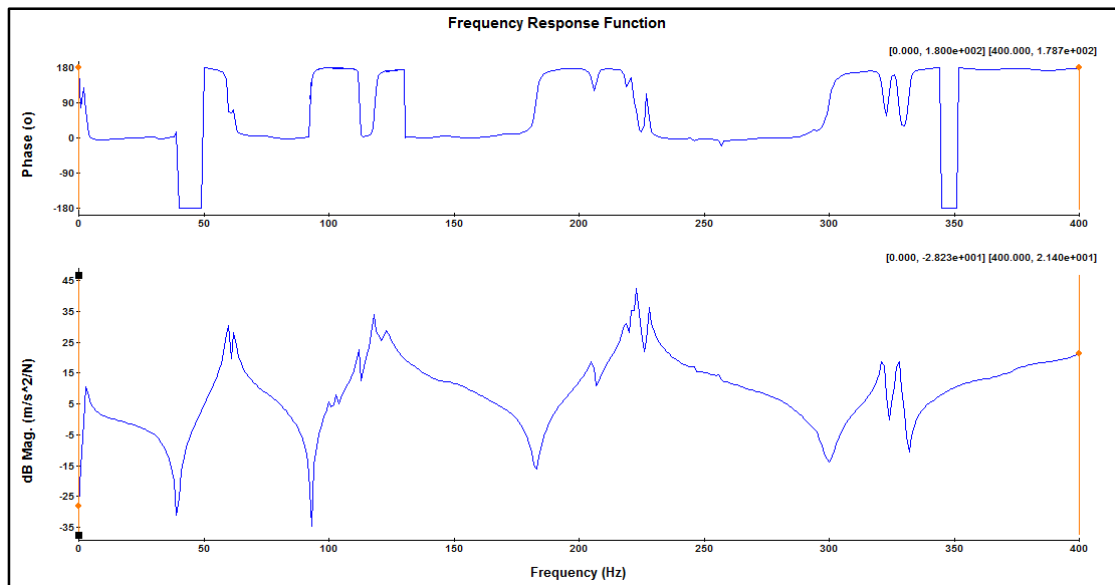


Figura 72. Función de coherencia edificio

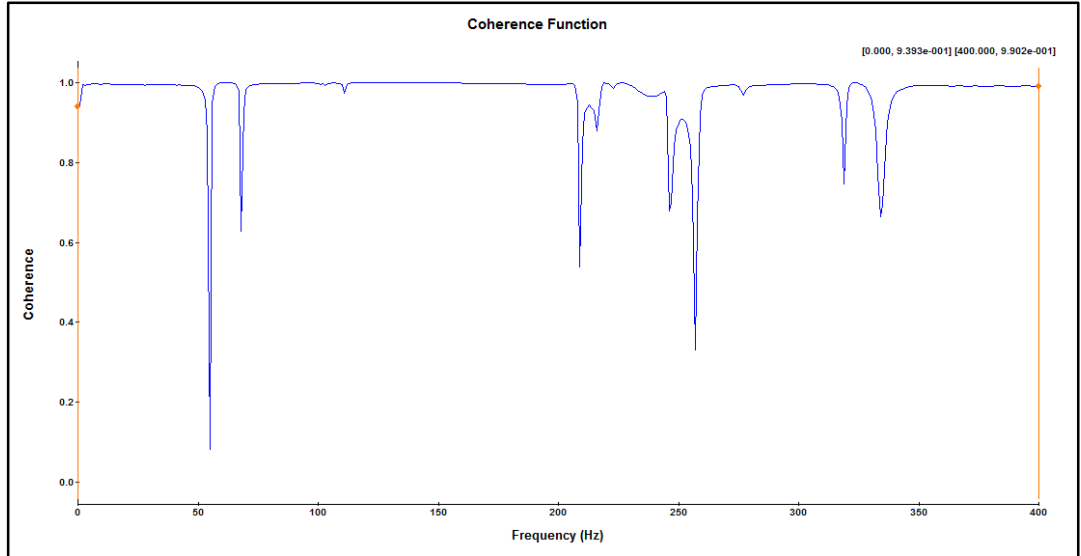


Tabla 12. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC edificio

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	60.92 Hz	0.40%	1	60.96 Hz	0.42%	99.28
2	112.08 Hz	0.03%	2	112.08 Hz	0.03%	99.95
3	118.75 Hz	0.10%	3	118.75 Hz	0.10%	100.00
4	119.58 Hz	0.46%	3	118.75 Hz	0.10%	87.56

9. Resultados modos de vibración edificio software Modal-Oros

Figura 73. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro marco bicicleta

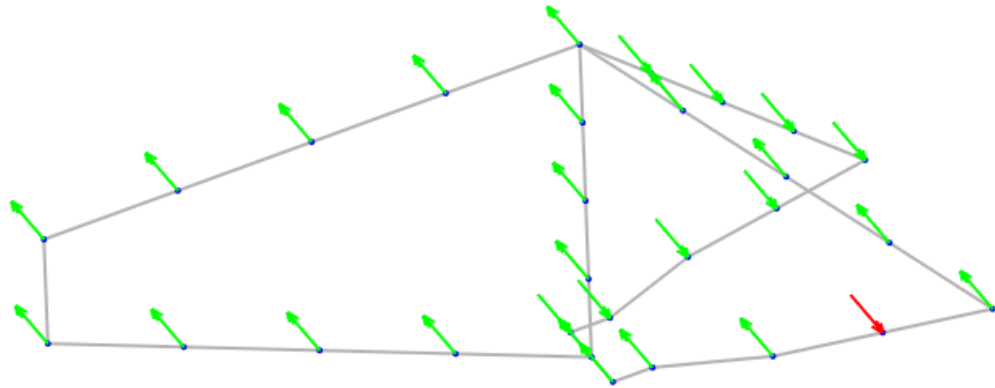


Figura 74. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) marco bicicleta

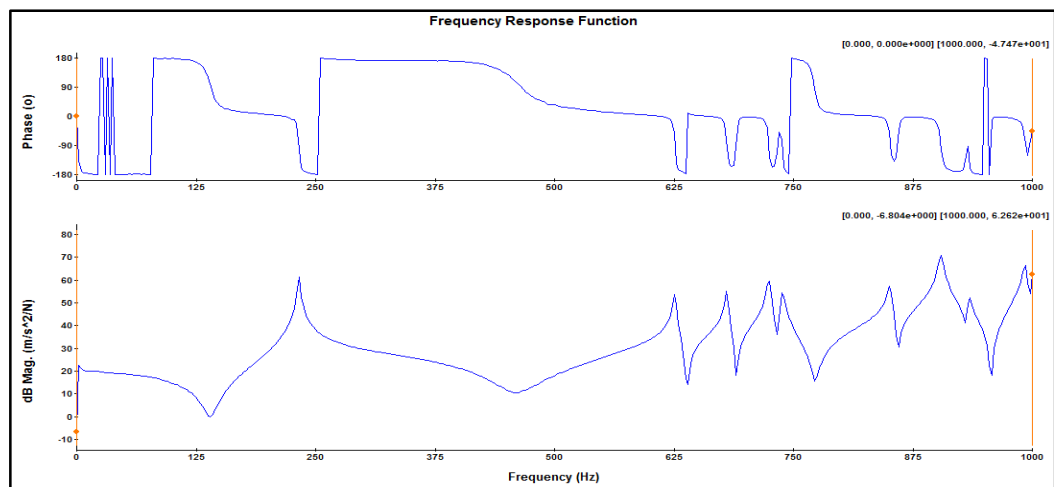


Figura 75. Función de coherencia marco bicicleta

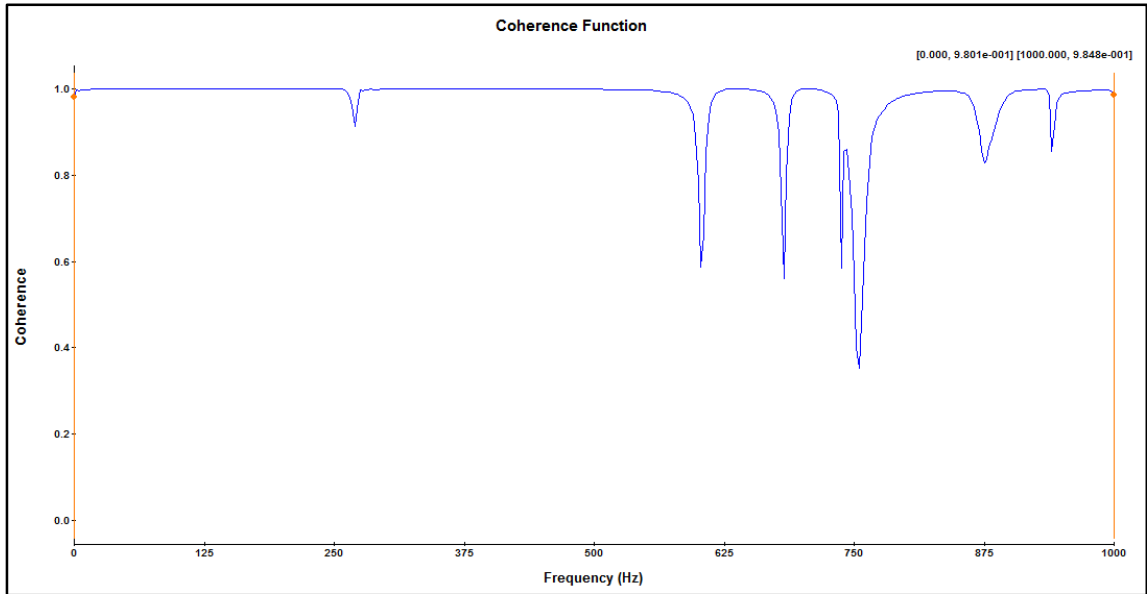


Tabla 13. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC marco bicicleta

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	228.89 Hz	0.08%	1	229.49 Hz	0.15%	99.41
2	625.79 Hz	0.05%	2	625.74 Hz	0.06%	99.20
3	680.17 Hz	0.07%	3	680.06 Hz	0.14%	97.30
4	724.07 Hz	0.05%	4	724.06 Hz	0.05%	93.31
5	851.08 Hz	0.11%	5	851.03 Hz	0.13%	86.59
6	904.44 Hz	0.13%	6	904.72 Hz	0.19%	98.96

10. Resultados modos de vibración estructura software Modal-Oros

Figura 76. Dirección de golpeo y posición de acelerómetro estructura

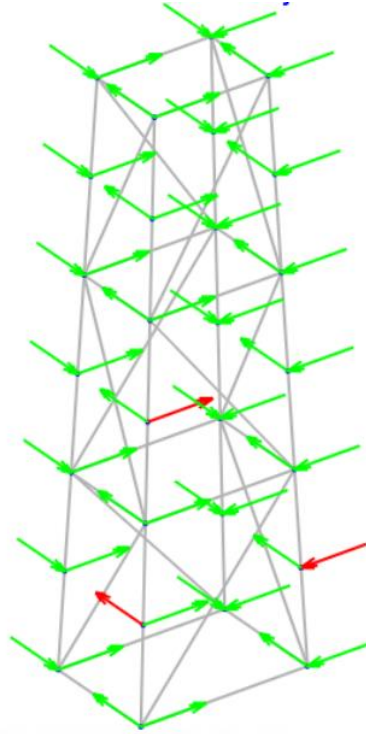


Figura 77. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) estructura

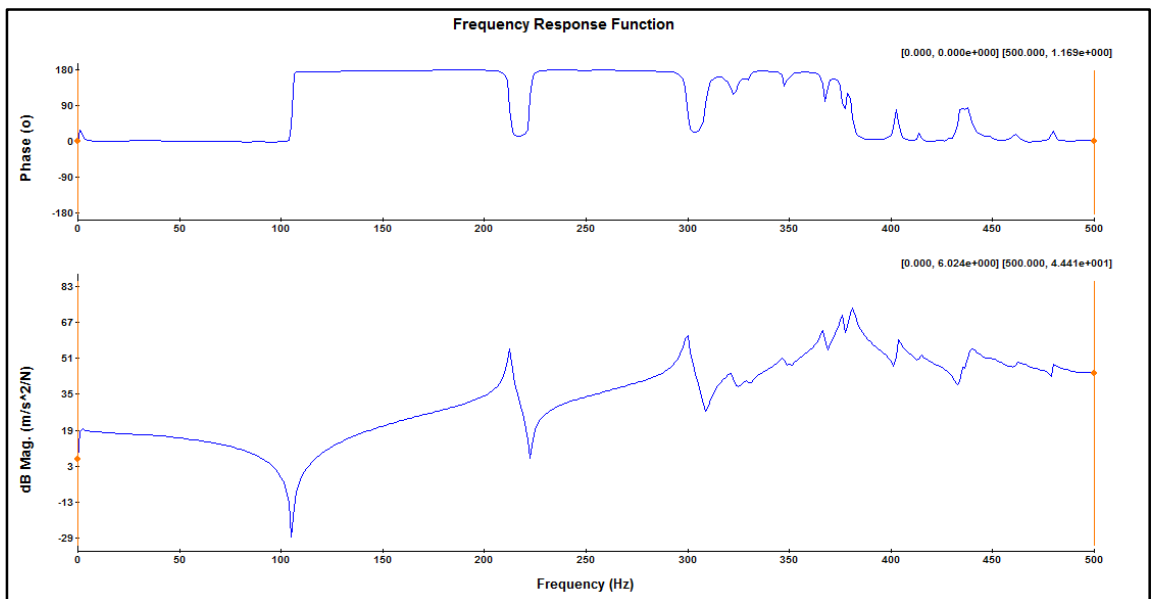


Figura 78. Función de coherencia estructural

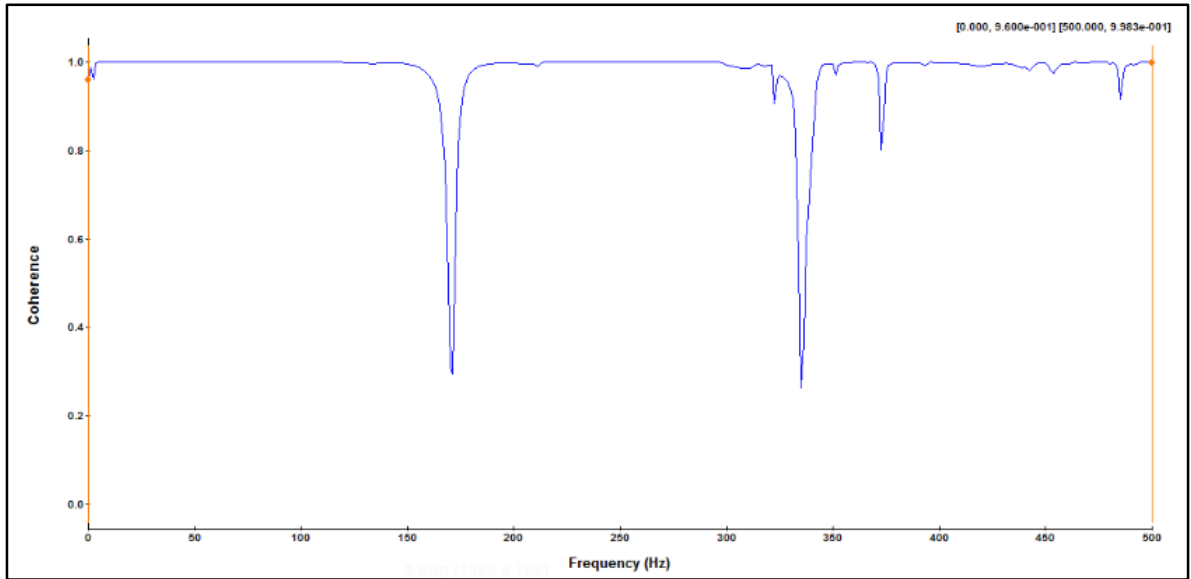


Tabla 14. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC estructura

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	212.30 Hz	0.09%	1	208.57 Hz	0.15%	96.55
2	299.53 Hz	0.17%	2	297.71 Hz	0.20%	96.96
3	325.36 Hz	0.39%	5	327.29 Hz	0.16%	76.03
4	348.98 Hz	1.21%	4	313.66 Hz	0.15%	3.73

ANEXO D. Resultados prueba excitador electrodinámico software Modal-Oros

1. Resultados modos de vibración ángulo software Modal-Oros

Figura 79. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro ángulo

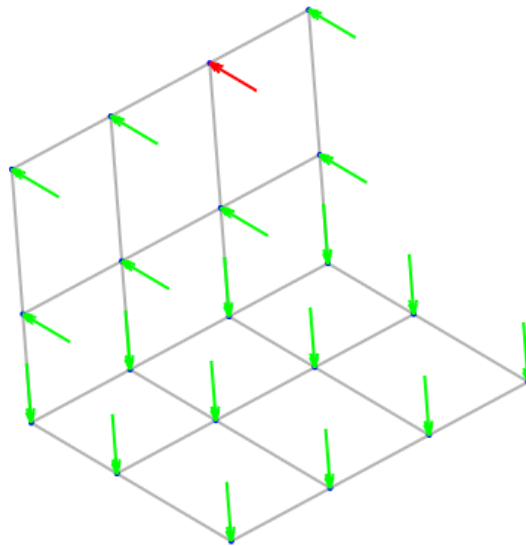


Figura 80. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo

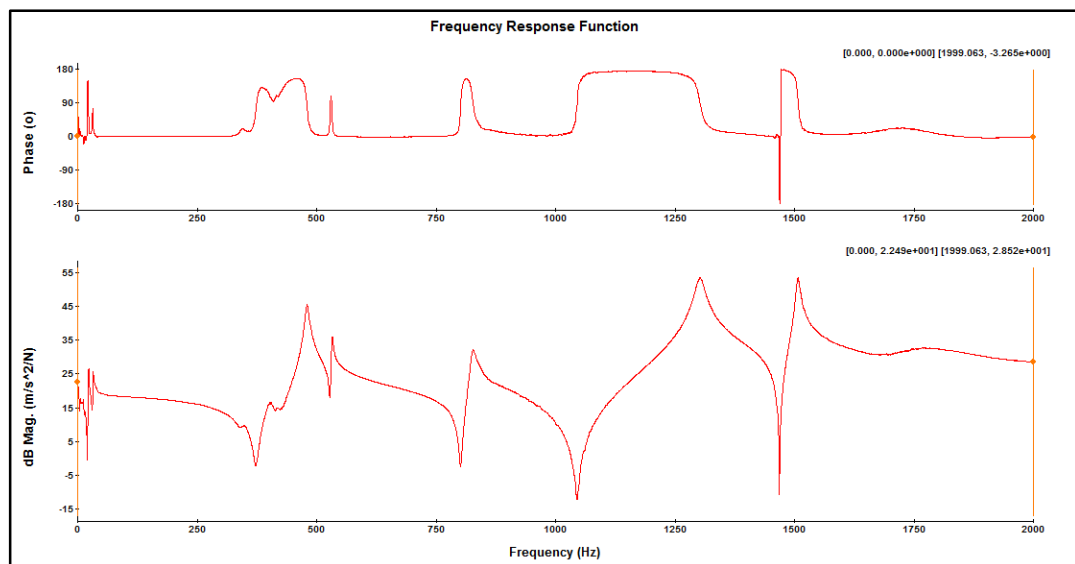


Figura 81. Función de coherencia ángulo

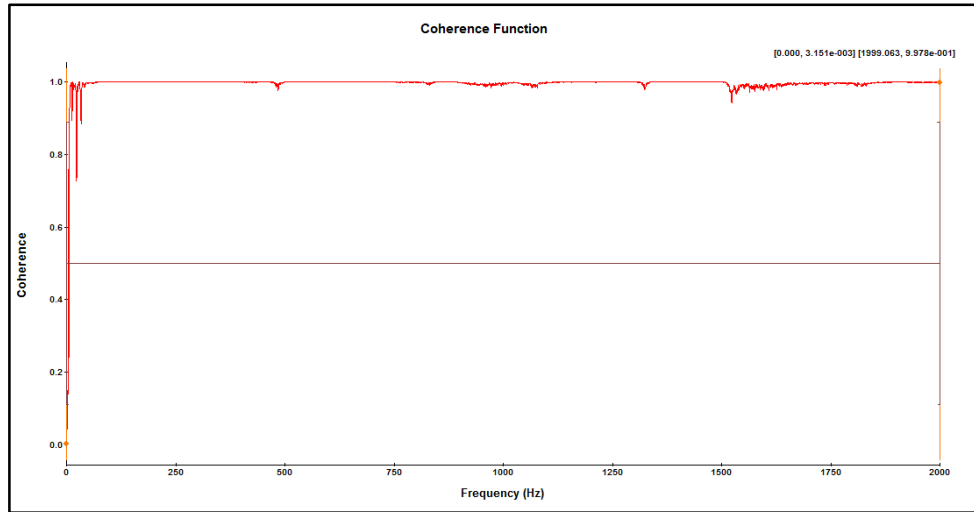


Tabla 15. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	480.56 Hz	0.96%	1	479.69 Hz	0.84%	99.89
2	524.70 Hz	0.16%	2	524.50 Hz	0.17%	99.86
3	817.10 Hz	0.61%	3	817.35 Hz	0.50%	94.54
4	1302.18 Hz	0.58%	5	1302.14 Hz	0.54%	99.95
5	1466.51 Hz	0.84%	6	1466.29 Hz	0.75%	99.66
6	1510.01 Hz	0.24%	7	1511.55 Hz	0.21%	99.00

2. Resultados modos de vibración ángulo soldado software Modal-Oros

Figura 82. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro ángulo soldado

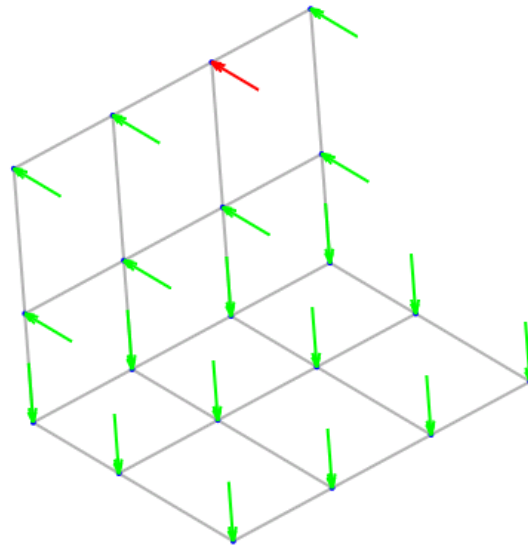


Figura 83. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) ángulo soldado

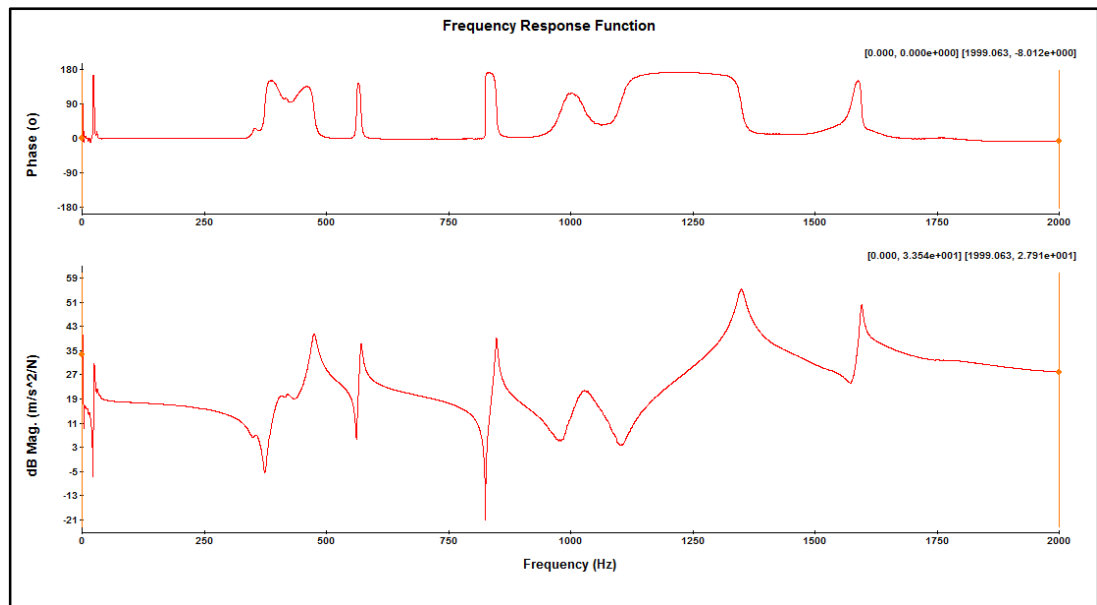


Figura 84. Función de coherencia ángulo soldado

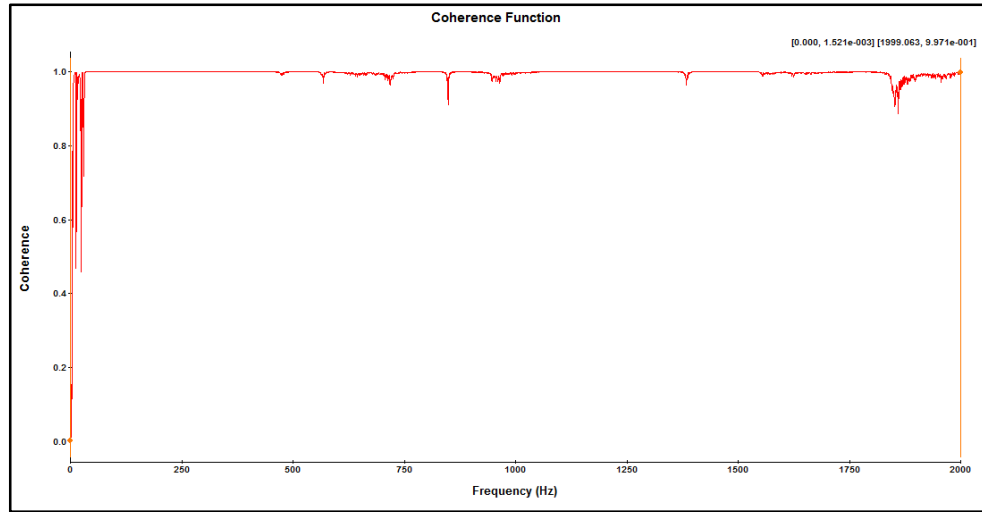


Tabla 16. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC ángulo soldado

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	472.71 Hz	1.14%	1	470.80 Hz	1.01%	99.87
2	563.03 Hz	0.10%	2	563.69 Hz	0.19%	98.68
3	847.47 Hz	0.13%	3	847.44 Hz	0.14%	99.93
4	1381.15 Hz	0.40%	4	1381.08 Hz	0.39%	99.98
5	1534.20 Hz	0.98%	5	1534.51 Hz	1.00%	99.85
6	1596.45 Hz	0.23%	6	1596.74 Hz	0.23%	99.85

3. Resultados modos de vibración eje software Modal-Oros

Figura 85. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro eje

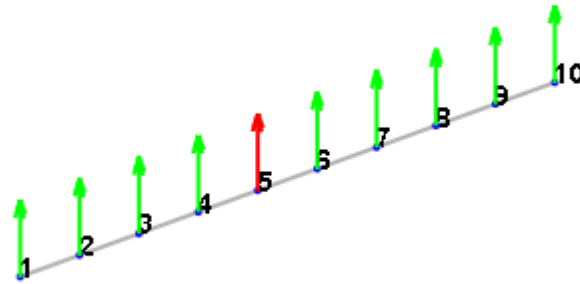


Figura 86. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) eje

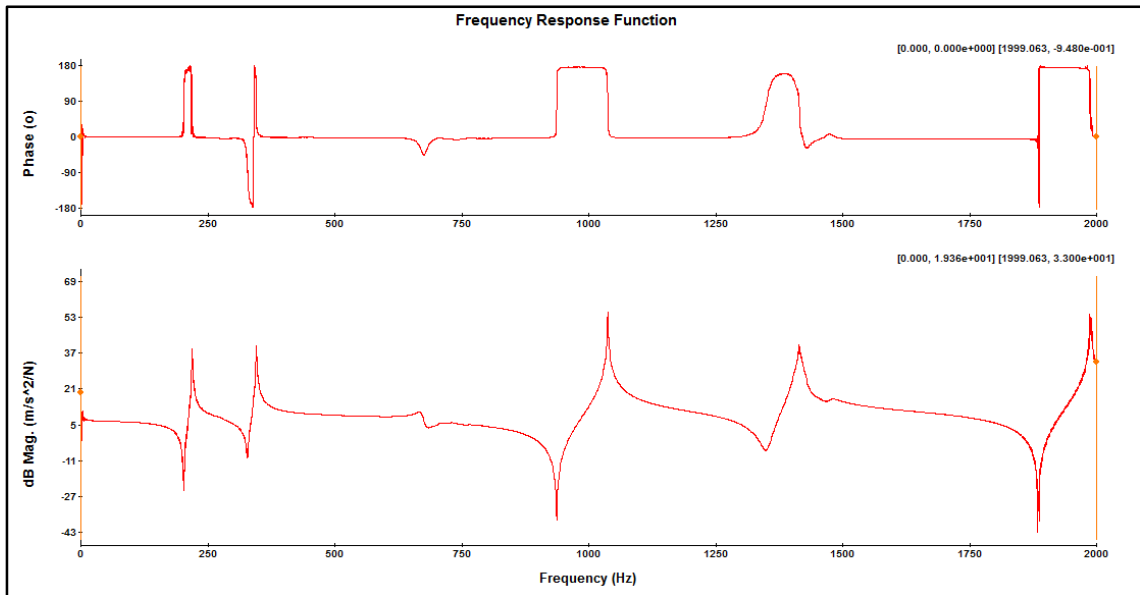


Figura 87. Función de coherencia eje

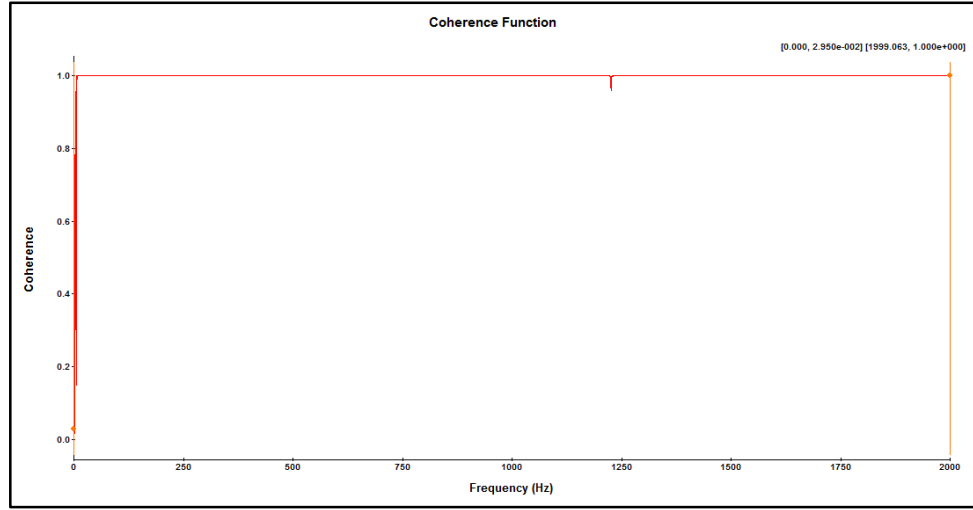


Tabla 17. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC eje

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	216.99 Hz	0.24%	1	216.81 Hz	0.21%	99.70
2	343.50 Hz	0.22%	2	343.59 Hz	0.22%	99.94
3	1013.61 Hz	0.12%	6	1496.38 Hz	0.77%	1.94
4	1037.22 Hz	0.06%	3	1037.24 Hz	0.05%	99.97
5	1355.88 Hz	0.07%	4	1355.88 Hz	0.08%	99.94
6	1411.76 Hz	0.04%	5	1411.87 Hz	0.05%	99.89

4. Resultados Modos de Vibración placa Software Modal-Oros

Figura 88. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro placa

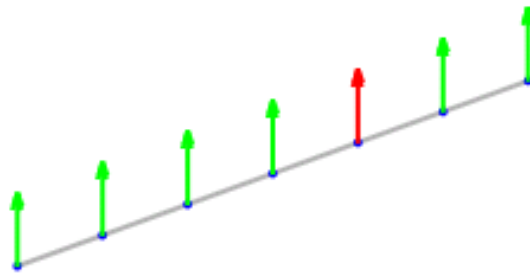


Figura 89. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) placa

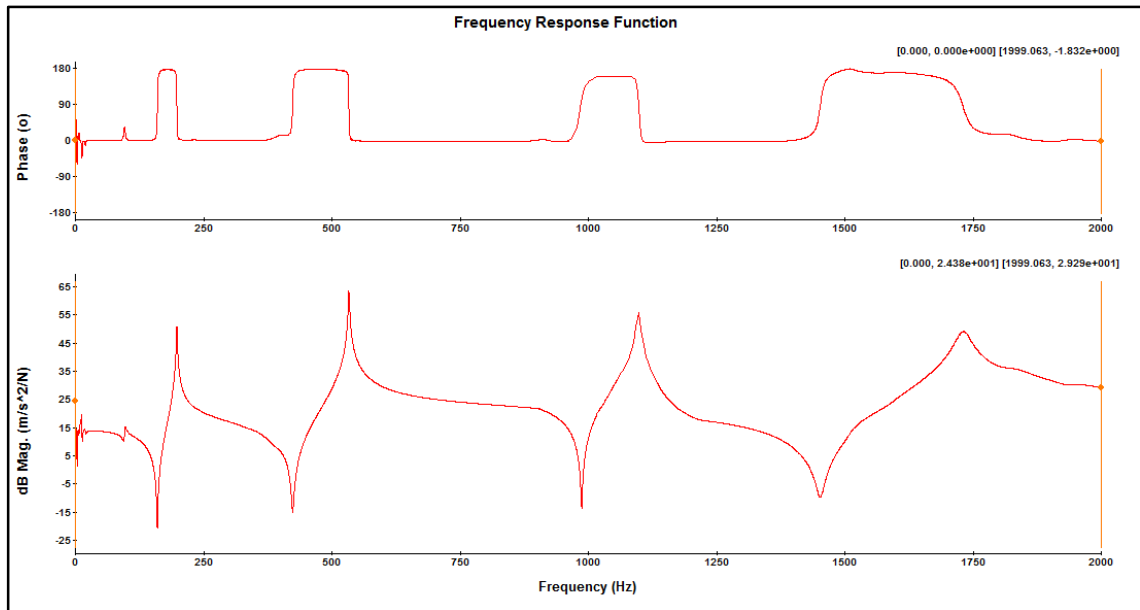


Figura 90. Función de coherencia placa

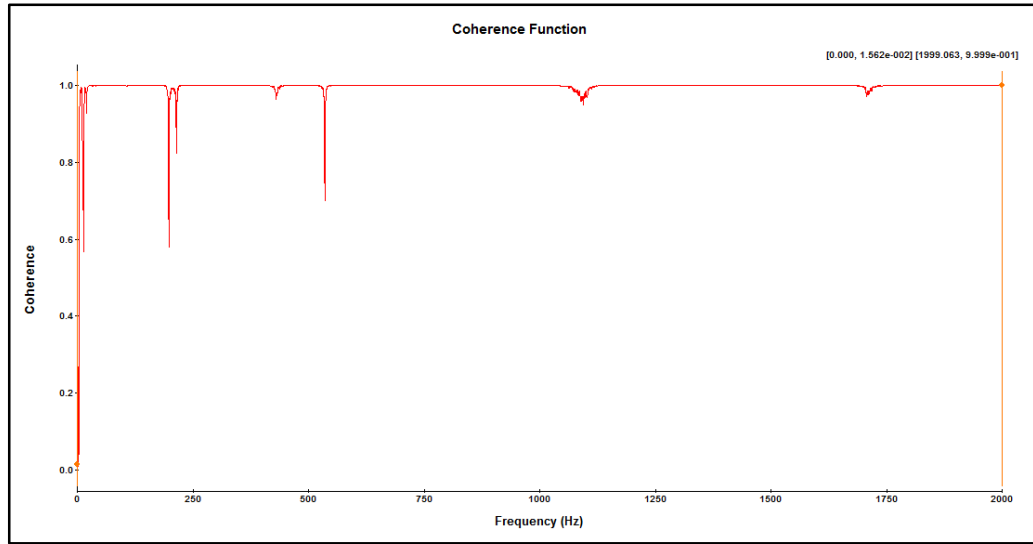


Tabla 18. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC placa

Imported	Frequency	Damping Ratio	EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	196.91 Hz	0.21%	1	196.81 Hz	0.26%	99.50
2	533.86 Hz	0.09%	2	533.83 Hz	0.09%	99.96
3	1091.01 Hz	1.37%	4	1090.95 Hz	1.37%	96.13
4	1722.77 Hz	0.11%	5	1722.77 Hz	0.10%	99.97
5	1725.97 Hz	0.38%	6	1726.00 Hz	0.38%	99.86

5. Resultados Modos de Vibración Lámina Software Modal-Oros

Figura 91. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro lámina

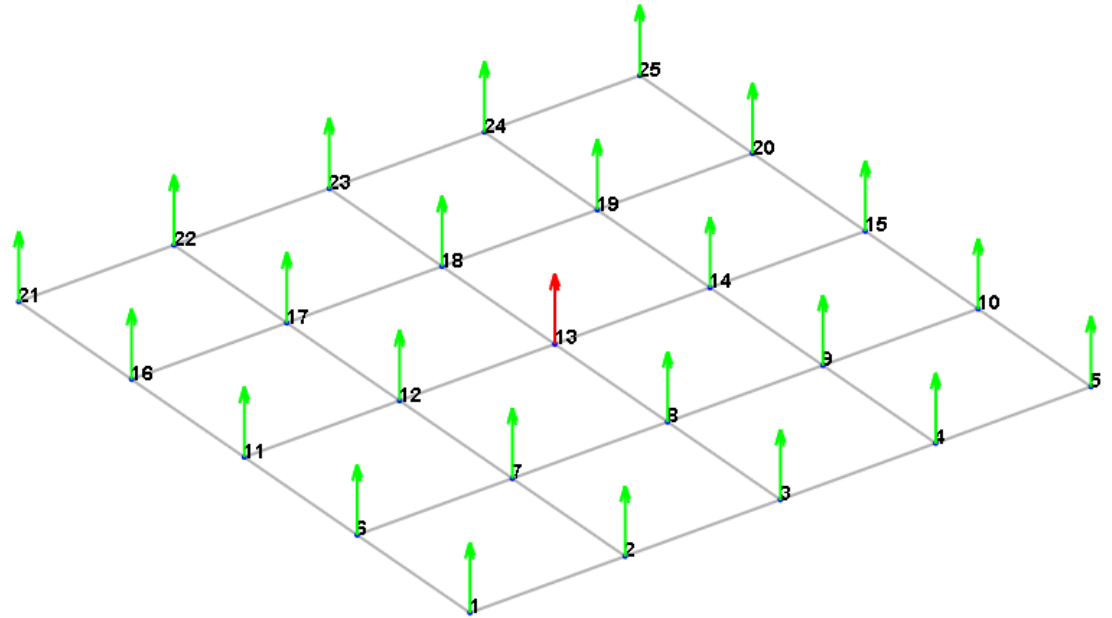


Figura 92. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) lámina

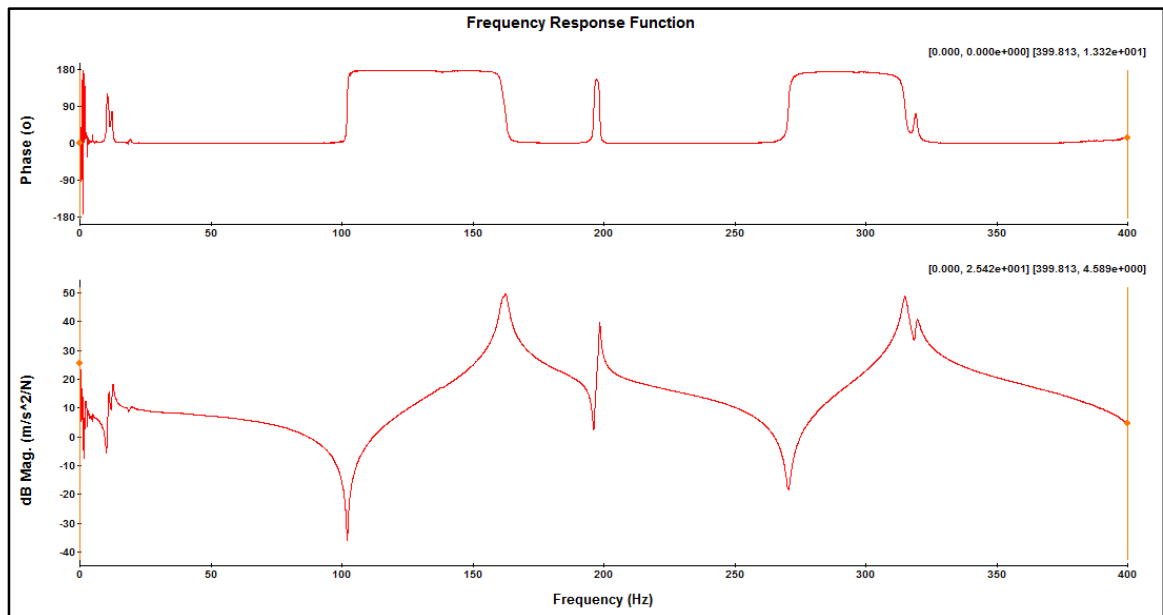


Figura 93. Función de coherencia lámina

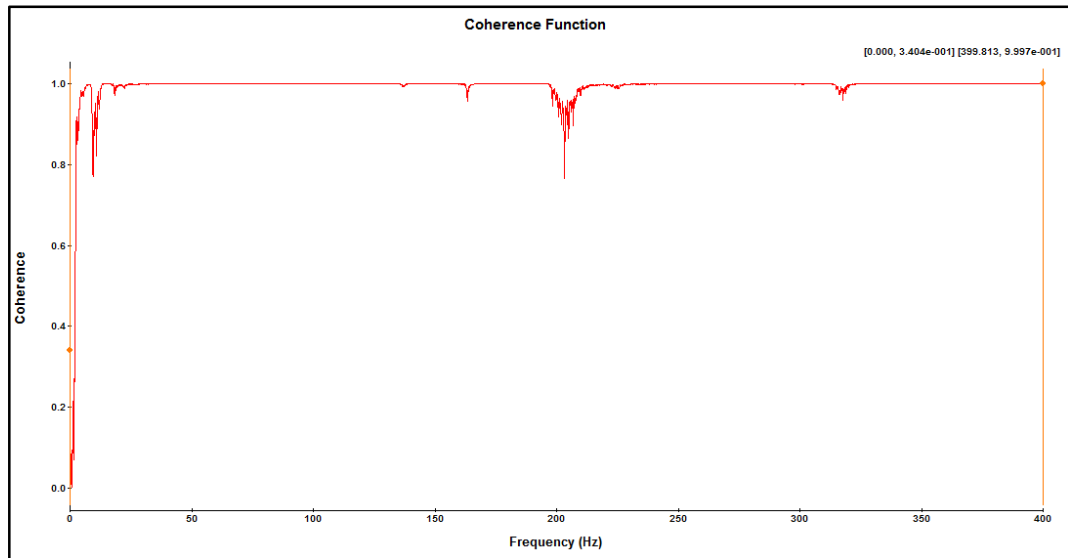


Tabla 19. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC lámina

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	136.40 Hz	0.52%	1	136.40 Hz	0.50%	94.74
2	161.23 Hz	0.34%	2	161.26 Hz	0.32%	99.86
3	197.10 Hz	0.03%	3	196.98 Hz	0.05%	95.57
4	312.98 Hz	0.30%	4	312.91 Hz	0.34%	99.87
5	318.86 Hz	0.23%	5	318.89 Hz	0.24%	99.64

6. Resultados modos de vibración base motor software Modal-Oros

Figura 94. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro base motor

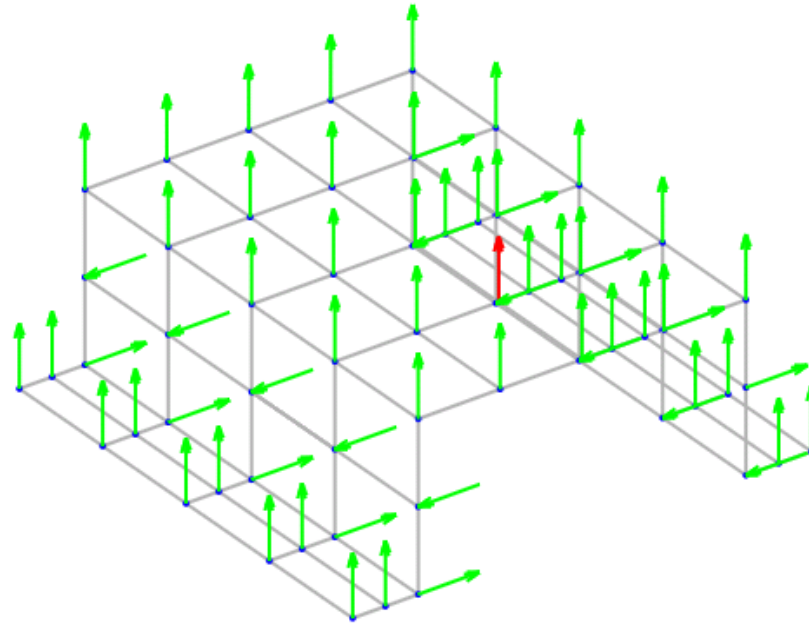


Figura 95. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) base motor

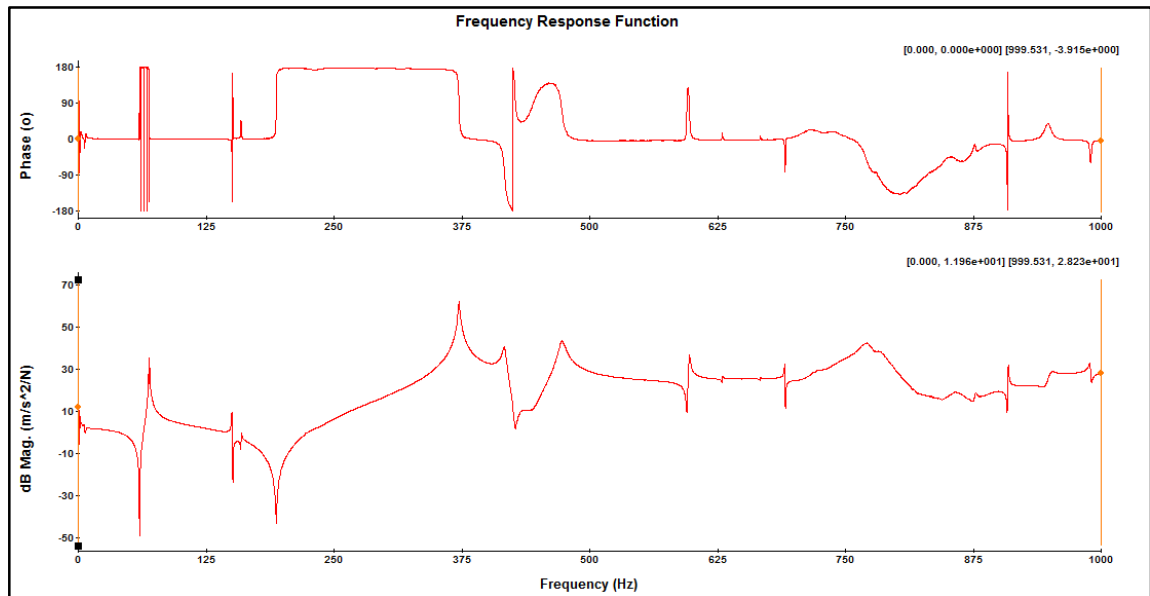


Figura 96. Función de coherencia base motor

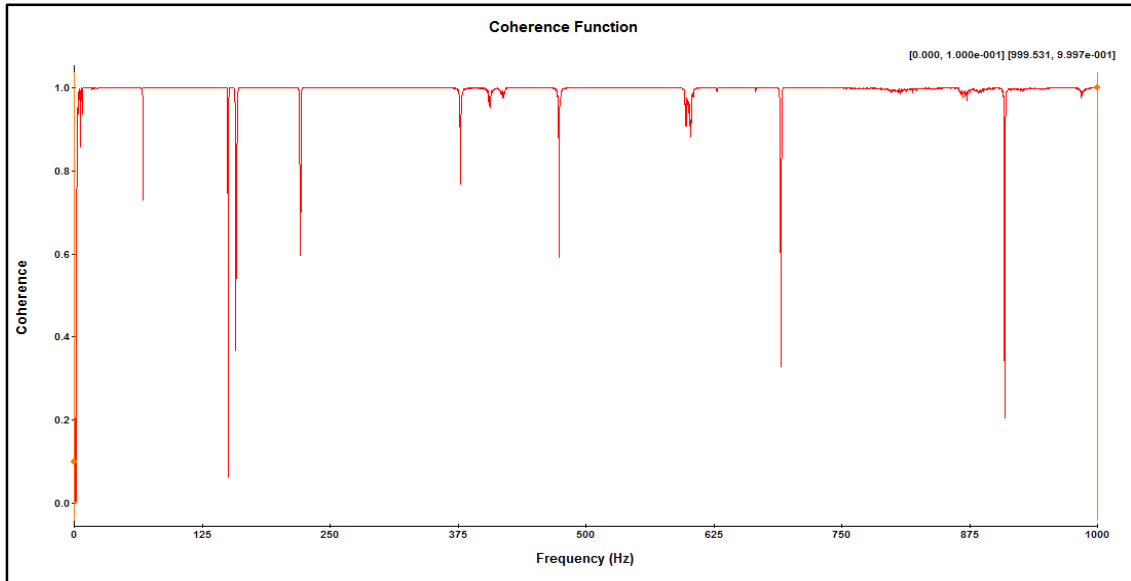


Tabla 20. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC base motor

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	68.67 Hz	0.13%	1	68.71 Hz	0.12%	96.74
2	73.48 Hz	0.07%	2	73.44 Hz	0.07%	97.93
3	147.95 Hz	0.00%	3	147.94 Hz	0.03%	91.80
4	158.71 Hz	0.17%	4	158.72 Hz	0.17%	99.99
5	218.70 Hz	0.12%	5	218.71 Hz	0.12%	99.97

7. Resultados modos de vibración perfil rectangular software Modal-Oros

Figura 97. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro perfil rectangular

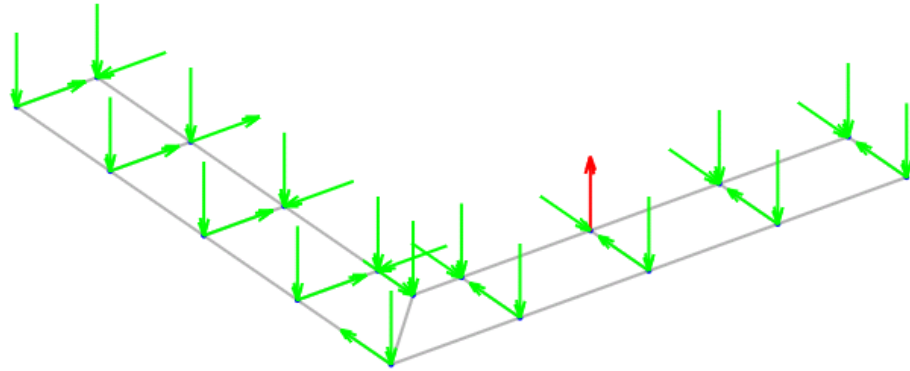


Figura 98. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) perfil rectangular

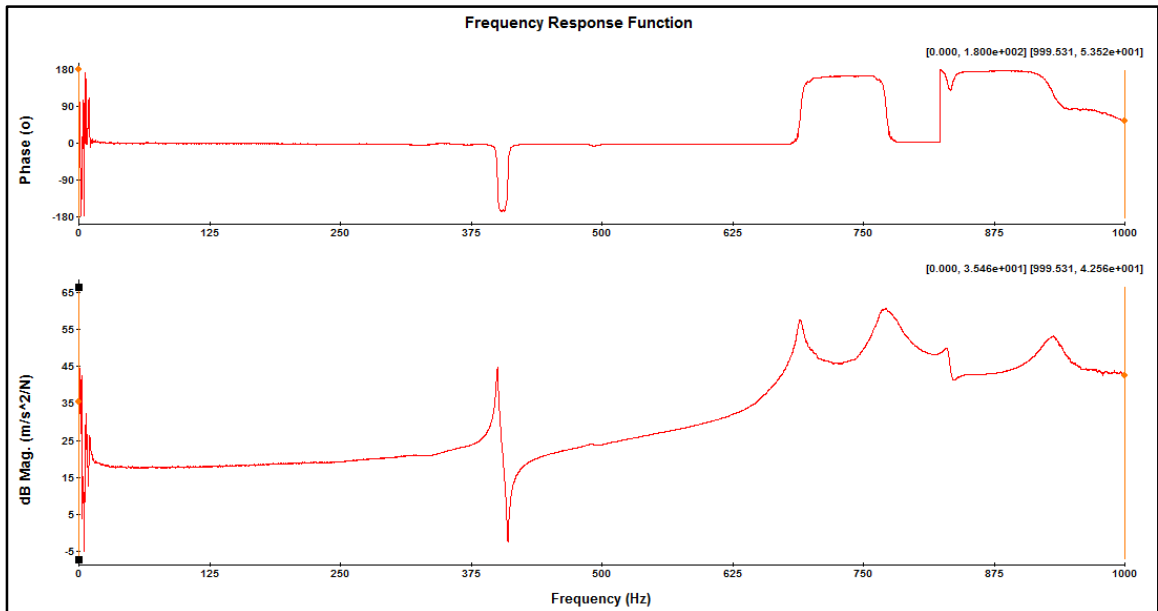


Figura 99. Función de coherencia perfil rectangular

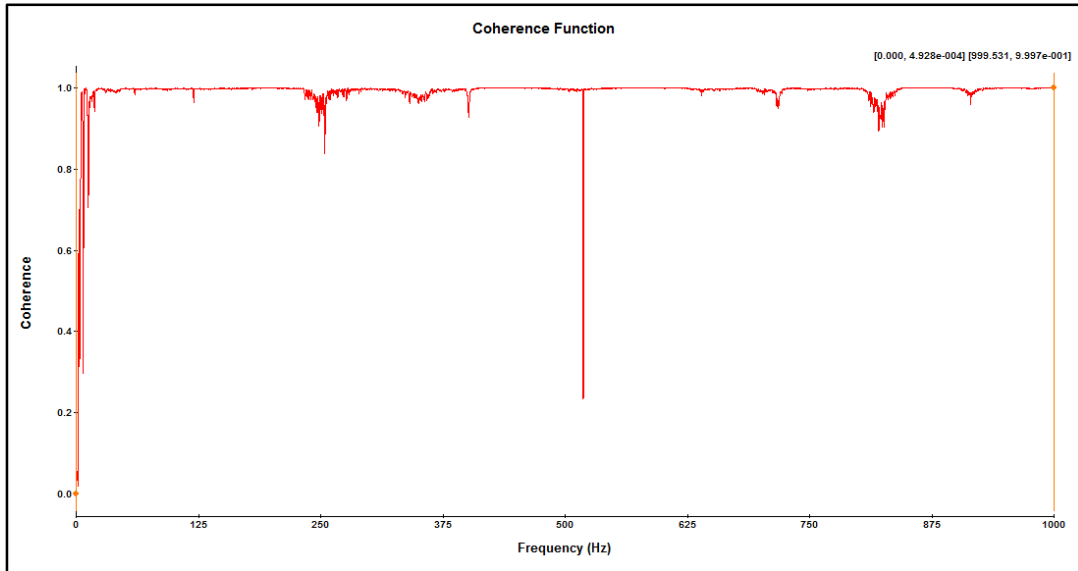


Tabla 21. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC perfil rectangular

Imported	Frequency	Damping Ratio	EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	399.62 Hz	0.22%	1	399.58 Hz	0.21%	99.68
2	637.23 Hz	0.32%	3	637.08 Hz	0.29%	94.93
3	702.46 Hz	0.37%	5	809.74 Hz	0.36%	7.56
4	771.42 Hz	0.84%	4	771.07 Hz	0.84%	92.07
5	924.50 Hz	0.63%	6	924.05 Hz	0.64%	98.50

8. Resultados modos de vibración edificio Software Modal-Oros

Figura 100. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro edificio

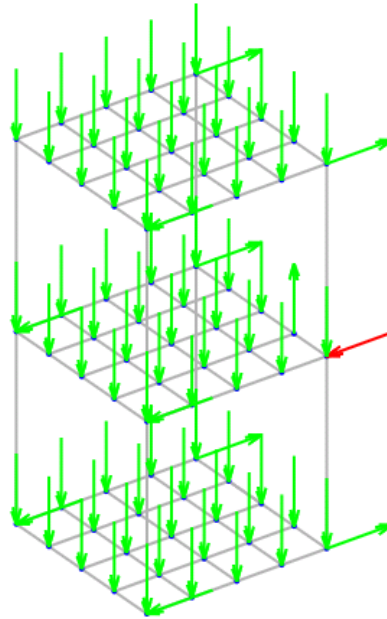


Figura 101. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) edificio

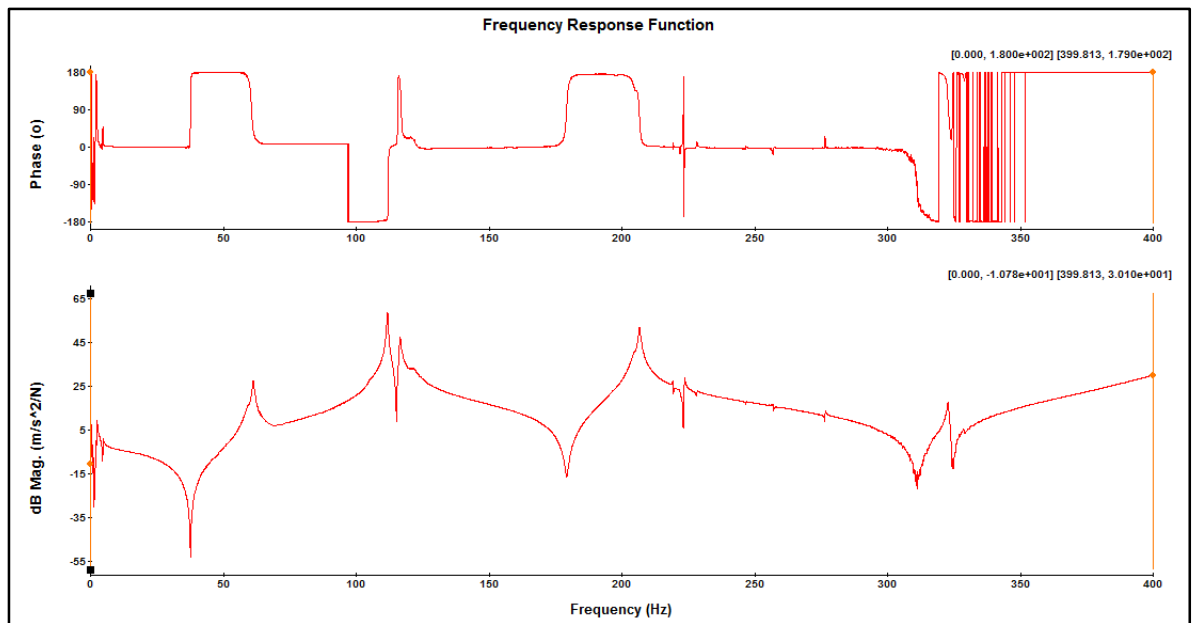


Figura 102. Función de coherencia edificio

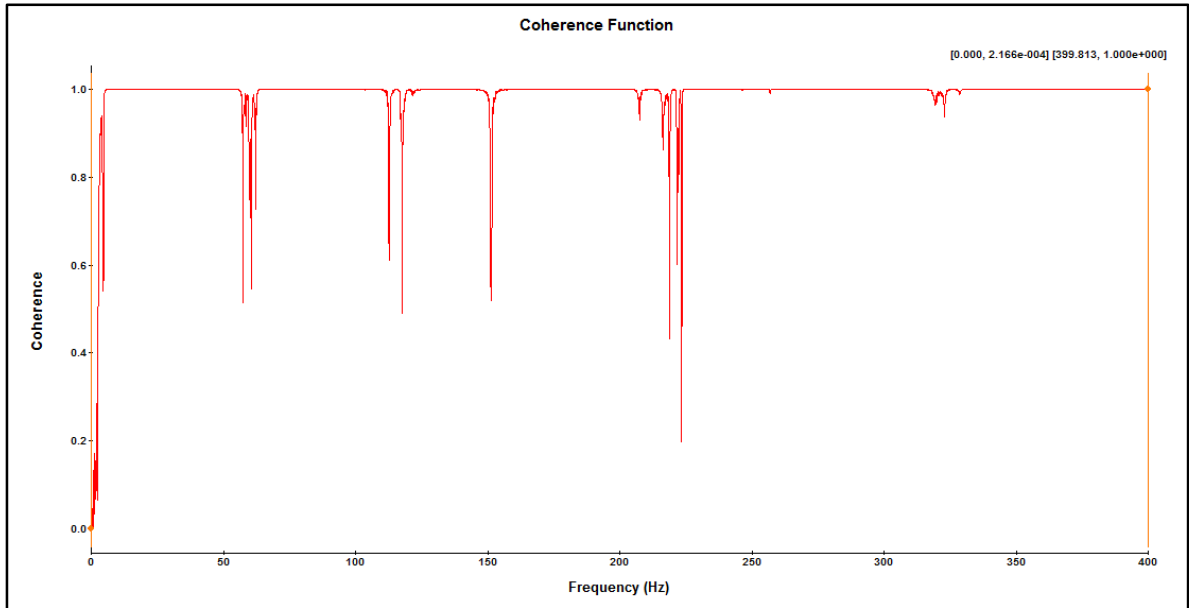


Tabla 22. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC edificio

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	62.09 Hz	0.27%	1	62.10 Hz	0.26%	97.85
2	112.82 Hz	0.06%	2	112.80 Hz	0.04%	99.49
3	116.09 Hz	0.20%	3	116.16 Hz	0.23%	98.45

9. Resultados modos de vibración marco de bicicleta software Modal-Oros

Figura 103. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro marco de bicicleta

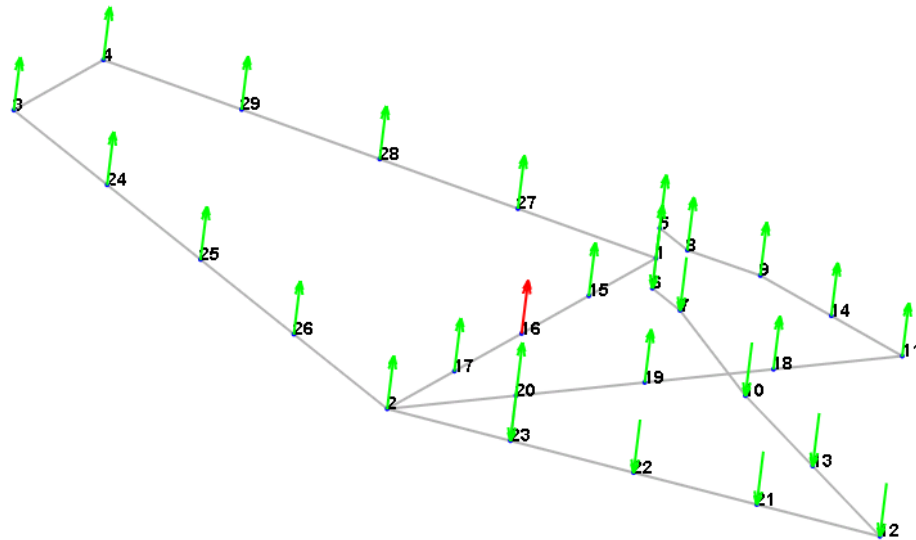


Figura 104. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) marco de bicicleta

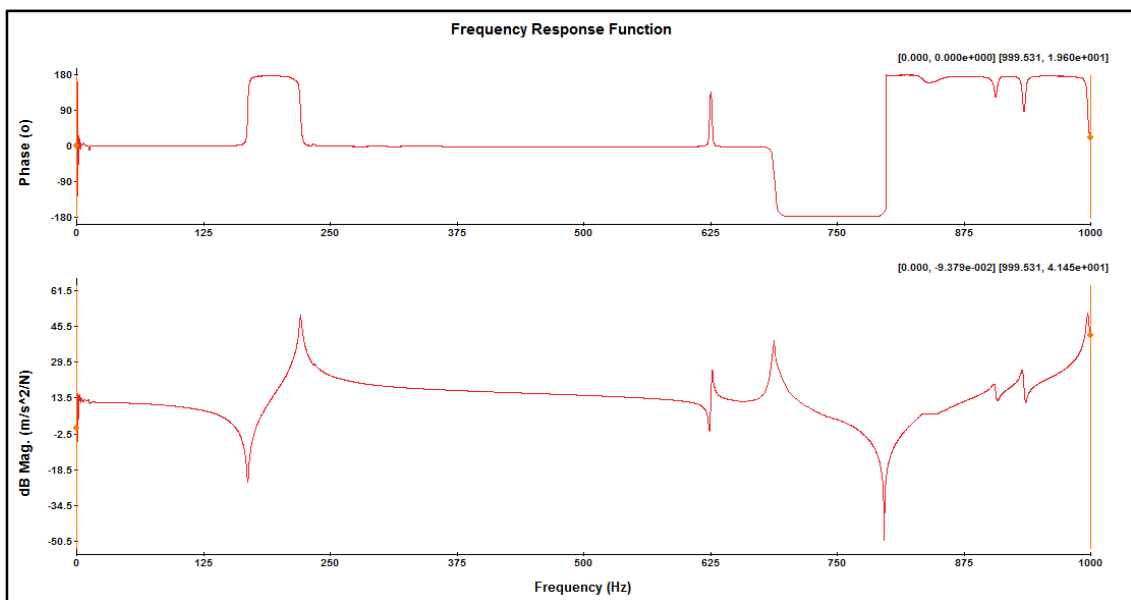


Figura 105. Función de coherencia marco de bicicleta

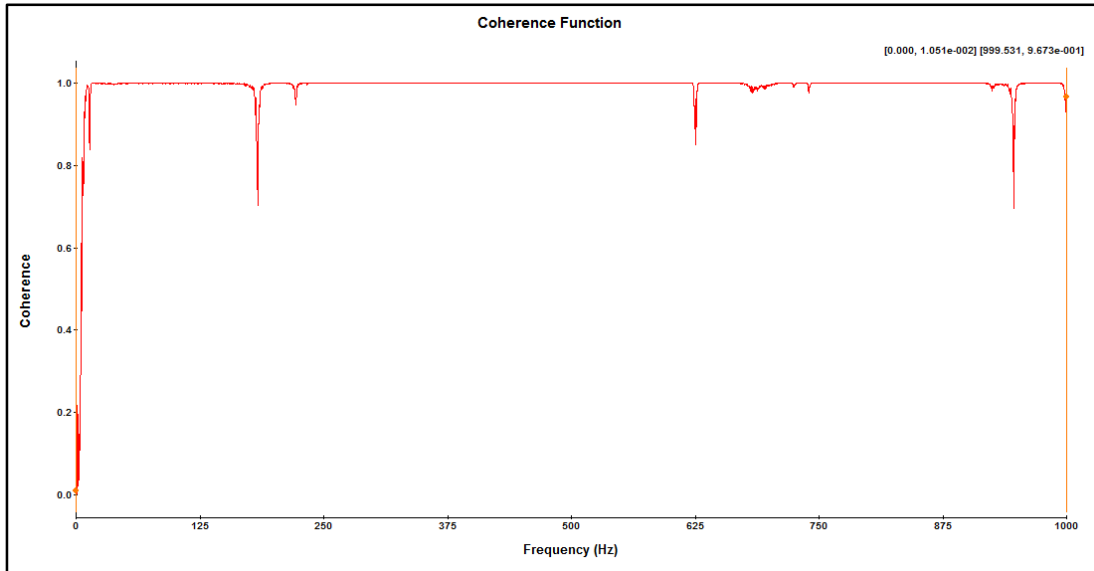


Tabla 23. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC marco de bicicleta

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	192.12 Hz	0.29%	1	192.16 Hz	0.40%	99.89
2	623.12 Hz	0.03%	2	623.10 Hz	0.04%	99.90
3	655.36 Hz	0.17%	3	655.36 Hz	0.16%	99.99
4	738.93 Hz	0.05%	4	826.07 Hz	0.32%	0.83

10. Resultados modos de vibración estructura Software Modal-Oros

Figura 106. Posicionamiento del excitador electrodinámico y puntos de rotación del acelerómetro estructura

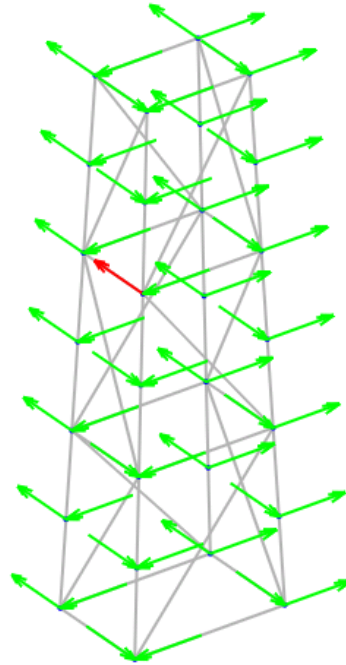


Figura 107. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) estructura

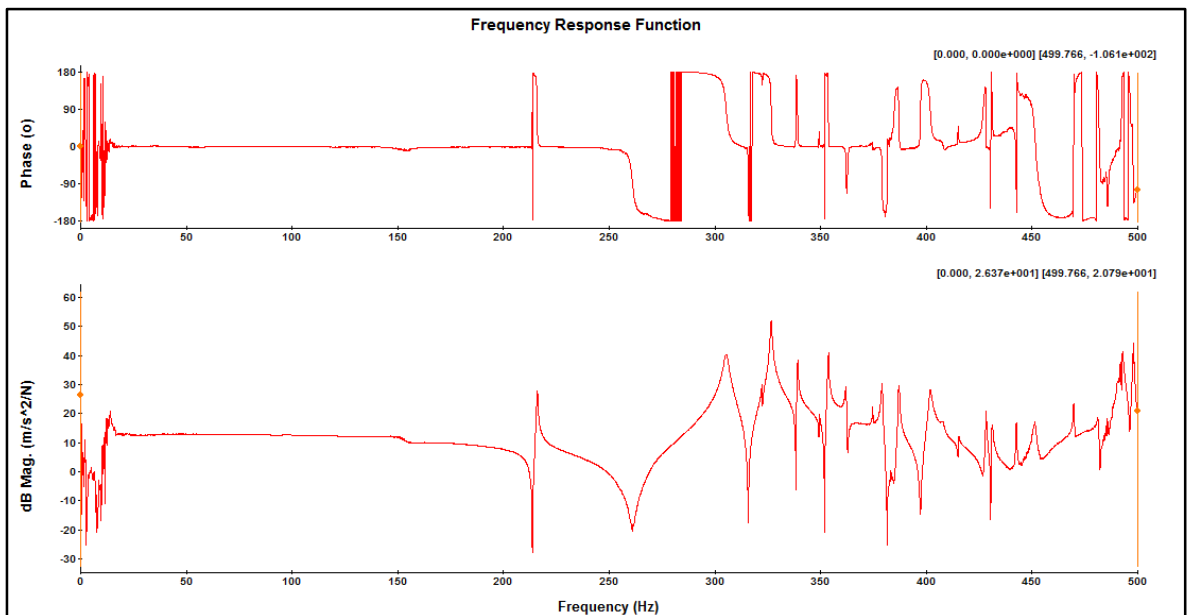


Figura 108. Función de coherencia estructura

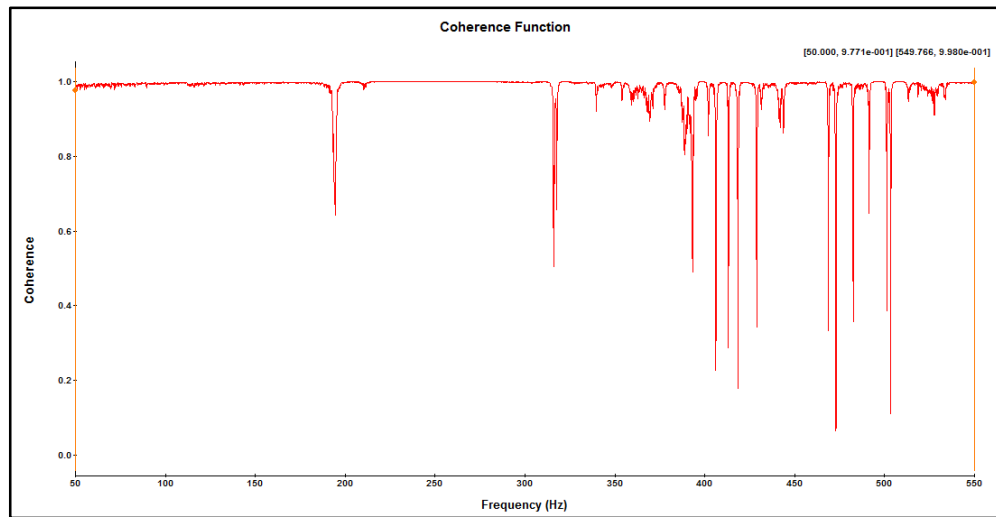


Tabla 24. Frecuencias naturales, amortiguamiento y validación MAC estructura

EMA: BroBand	Frequency	Damping Ratio	Imported	Frequency	Damping Ratio	MAC Value
1	209.76 Hz	0.21%	2	212.04 Hz	0.03%	14.50
2	211.62 Hz	0.03%	1	211.55 Hz	0.06%	91.99
3	305.28 Hz	0.07%	3	305.32 Hz	0.10%	96.84

