

**METODOLOGÍA PARA LA DETECCIÓN DE DAÑOS EN ESTRUCTURAS  
METÁLICAS EMPLEANDO LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL TEÓRICO-  
EXPERIMENTAL**

**CARLOS EDUARDO ANAYA SALTARÍN  
CÉSAR ARTURO BARAJAS RÍOS**

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

**2011**

**METODOLOGÍA PARA LA DETECCIÓN DE DAÑOS EN ESTRUCTURAS  
METÁLICAS EMPLEANDO LA TÉCNICA DE ANÁLISIS MODAL TEÓRICO-  
EXPERIMENTAL**

**CARLOS EDUARDO ANAYA SALTARÍN  
CÉSAR ARTURO BARAJAS RÍOS**

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

**Director**

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

**Codirector**

**GILBERTO CARLOS FONTECHA DULCEY  
Ingeniero Mecánico, Docente Universidad Pontificia Bolivariana.**

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

**2011**

## **DEDICATORIA**

A mi padre que ha sido mi apoyo en múltiples maneras y me ha ofrecido su amor  
incondicional,  
A mi madre, que con su voz de aliento y su amor me impulsa a cumplir y a  
establecer metas más altas día a día,  
A Diego Saltarín por su apoyo, sus consejos y observaciones que me han  
convertido en una mejor persona,  
A mi hermano y al resto de mi familia, por ser un apoyo, una guía y compañía de  
muchas formas,  
A todos mis compañeros con los que tuve la oportunidad de compartir y que me  
brindaron su amistad,  
A todos mis profesores, en especial al profesor Heller que ha sido una guía y un  
amigo en todo momento.

**Carlos Eduardo Anaya Saltarín**

## **DEDICATORIA**

A mis padres, por su inagotable deseo de educar a sus hijos

A mi familia, por ser la base de mi desarrollo

A mis amigos, por su amistad y apoyo durante todo el proceso

**Cesar Arturo Barajas Ríos**

## **AGRADECIMIENTOS**

Al profesor Heller Sánchez por su guía y el apoyo, la confianza y el respaldo demostrados en todo momento durante la ejecución del proyecto de grado.

Al profesor Gilberto Fontecha por su asesoría, por ser facilitador para el desarrollo del proyecto de grado en las instalaciones de la Universidad Pontificia Bolivariana, por su apoyo y colaboración oportunos para culminar exitosamente este proyecto.

**Carlos Anaya Saltarín**  
**Cesar Arturo Barajas.**

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	20
1 ANTECEDENTES	26
2 MARCO TEÓRICO	32
2.1 ANÁLISIS MODAL	32
2.1.1 Modos de vibración.	32
2.1.2 Frecuencias naturales y formas modales	32
2.1.3 Módulo de Young.	33
2.1.4 Módulo de Poisson.	34
2.1.5 Amortiguamiento viscoso	34
2.2 ANÁLISIS MODAL ANALÍTICO	34
2.2.1 Sistema de un grado de libertad.	35
2.2.2 Sistema de un grado de libertad no amortiguado.	36
2.2.3 Sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso.	36
2.2.4 Sistemas de múltiples grados de libertad no amortiguados.	38
2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	39
3. METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE DAÑOS	41
3.1 MODELO ESPACIAL	41
3.2 MODELO TEÓRICO	43
3.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)	48
3.3.1 Configuración de los ensayos modales	50
3.3.2 Sistema de adquisición de datos	52
3.3.3 Hardware y montaje del ensayo	55

3.3.4 Planeación de los ensayos	57
3.3.5 Caracterización dinámica de la estructura	58
3.4 VALIDACIÓN	59
3.5 DETECCIÓN DE FALLOS	63
3.6 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE DAÑOS	67
4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA	69
4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	69
4.2 MODELO TEÓRICO	72
4.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL	76
4.4 VALIDACIÓN	88
4.5 DETECCIÓN DE FALLOS	95
5. CONCLUSIONES	106
6. RECOMENDACIONES	108
BIBLIOGRAFÍA	109
ANEXOS	117

## LISTA DE FIGURAS

	<b>pág.</b>
Figura 1. Primeros modos de vibración de una estructura.	33
Figura 2. Sistema de un grado de libertad (SDOF)	35
Figura 3. Respuesta de un sistema subamortiguado de 1 GDL con amortiguamiento viscoso.	37
Figura 4. Diagrama de bloques del sistema	48
Figura 5. Conexiones equipos. De izquierda a derecha: estructura, acelerómetro, martillo de impacto, módulo de adquisición de datos y computador con software de procesamiento de datos	56
Figura 6. Diagrama de flujo de la metodología de detección de daños en estructuras metálicas empleando la técnica de análisis modal teórico-experimental	68
Figura 7. Ensamblaje de la estructura.	70
Figura 8. Daño Caso II. Barra horizontal de 70 cm ubicada en el medio de la estructura.	71
Figura 9. Formas Modales Modelo FEM	75
Figura 10. Conexión básica del sistema de adquisición de datos	79
Figura 11. Soporte de la estructura por bandas elásticas	80
Figura 12. Abrazadera para fijar los acelerómetros PCB 352C34 y PCB 352C68	80
Figura 13. Numeración barras	81
Figura 14. Ubicación de los puntos de impacto y medición de respuesta en las barras. Los puntos a y b designan los puntos en los extremos de las barras (el punto c, el cual no se muestra, representa el centro de cada barra).	82
Figura 15. Montaje del ensayo de impacto. Sistema de sujeción del acelerómetro empleando la extensión magnética.	83

Figura 16. Computador y pantalla extra. Izq. Software Ansys. Der. Software Labview.	83
Figura 17. Comportamiento de la segunda forma modal en el modelo FEM	85
Figura 18. Función de respuesta en frecuencia resultante del ensayo <i>I-16ay-O-13ay</i>	86
Figura 19. Función de respuesta en frecuencia resultante del ensayo <i>I-16ay-O-13by</i>	86
Figura 20. Amplitudes de las Componentes Imaginarias vs Frecuencia, resultantes de los ensayos <i>I-16ay-O-13ay</i> (en rojo) y <i>I-16ay-O-13by</i> (en blanco).	86

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Características barras AISI-SAE 4140 CALIB/TORN	70
Tabla 2. Características de las uniones de acero 1020 Coldroll	71
Tabla 3. Tipos de Elemento	73
Tabla 4. Densidad de mallado	74
Tabla 5. Frecuencias Naturales	75
Tabla 6. Especificaciones tarjeta de adquisición NI 9233	76
Tabla 7. Especificaciones acelerómetro PCB 352C34	76
Tabla 8. Especificaciones acelerómetro PCB 352C68	77
Tabla 9. Especificaciones Martillo de impacto PCB 086C01	77
Tabla 10 Especificaciones chasis NI cDAQ-9172	77
Tabla 11. Parámetros del software	78
Tabla 12. Caracterización modal: Frecuencias naturales	88
Tabla 13. Propiedades Mecánicas Ajustadas Modelo uno	90
Tabla 14. Frecuencias Naturales Ajustadas Modelo uno	90
Tabla 15. Propiedades Mecánicas Ajustadas Modelo dos	93
Tabla 16. Frecuencias Naturales Ajustadas Modelo dos	93
Tabla 17. Detección de daños caso I	97
Tabla 18. Detección de daños caso II	99

## LISTA DE GRÁFICAS

	<b>Pág.</b>
Gráfica 1. FRF ajustada modo 1	91
Gráfica 2. FRF ajustada modo 2	91
Gráfica 3. FRF ajustada modo 3	91
Gráfica 4. FRF ajustada modo 4	92
Gráfica 5. FRF ajustada modo 11 y 15	94
Gráfica 6. FRF ajustada modo 13 y 15	94
Gráfica 7. FRF ajustada modo 13 y 15	95
Gráfica 8. Cambios en la FRF caso I (Primer rango)	98
Gráfica 9. Cambios en la FRF caso I (Segundo rango)	98
Gráfica 10. Cambios en la FRF caso II (Primer rango)	100
Gráfica 11. Cambios en la FRF caso II (Segundo rango)	101
Gráfica 12. Cambios en la FRF caso III (Primer rango)	103
Gráfica 13. Cambios en las FRF caso III (Segundo rango)	104
Gráfica 14. Cambios en las FRF caso III (Segundo rango)	104

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
ANEXO A. Objetivos del trabajo de grado	117
ANEXO B. Dimensiones generales de la estructura	119
ANEXO C. Instrumentación	121
ANEXO D. Configuración del toolkit sound and vibrations del software Labview	122
ANEXO E. Desarrollo del modelo FEM.	127
ANEXO F. Formas modales.	130
ANEXO G. Propiedades del Acero 4140	132

## NOMENCLATURA

### SIMBOLOS

M	masa, kg.
C	Amortiguamiento.
K	Rigidez.
X	Desplazamiento.
$\omega$	Frecuencia.
F	Fuerza.

### ABREVIATURAS

EMA	Experimental Modal Analysis
GDL	Grado De Libertad
FEM	Finite Element Method
FRF	Frecuency Response Function
OMA	Operational Modal Analysis

## RESUMEN

### **TÍTULO: METODOLOGÍA PARA LA DETECCIÓN DE DAÑOS EN ESTRUCTURAS METÁLICAS EMPLEANDO LAS TÉCNICAS DE ANÁLISIS MODAL TEÓRICO-EXPERIMENTAL \***

**AUTORES:** Carlos Eduardo Anaya Saltarín.  
Cesar Arturo Barajas Ríos. \*\*

**PALABRAS CLAVES:** Caracterización dinámica, Fallo, Modelo analítico, Análisis modal.

#### **DESCRIPCIÓN:**

El presente trabajo tiene por objeto profundizar en las posibilidades que presentan las técnicas de análisis modal para ser empleadas en la detección de fallos en estructuras metálicas. La investigación está encaminada a una primera aproximación en la consecución de herramientas funcionales y confiables para la detección de fallos en estructuras metálicas. Por tanto, se plantea una metodología para identificar la presencia de daños en estructuras metálicas, empleando técnicas de análisis modal teórico-experimental.

El planteamiento metodológico consta, en términos generales, de la creación de un modelo numérico preliminar, la realización de ensayos modales, la posterior validación del modelo teórico empleando los resultados experimentales y el monitoreo de los cambios en el comportamiento de la estructura con el tiempo. En primer lugar, se simula la estructura real empleando un modelo teórico, cuya solución se basa en el Método de Elementos Finitos (FEM), en un software comercial. La estructura es ensayada experimentalmente en busca de los parámetros modales que la caracterizan dinámicamente. Posteriormente, se valida el modelo numérico mediante la contrastación de los resultados teóricos y experimentales. Teniendo como base el modelo teórico, el cual describe detalladamente el comportamiento de la estructura inicial, se realizan ensayos modales posteriores con el objeto de monitorear el comportamiento de la misma con el paso del tiempo.

Se establecen tres configuraciones de fallo en una estructura, daño catastrófico, daño de nivel medio-bajo y daño bajo, con el objeto de aplicar la metodología. Se obtiene un modelo validado de la estructura sana y diversos resultados experimentales para describir su comportamiento. Luego, los resultados experimentales de la estructura en cada configuración, permiten monitorear los cambios en la estructura con el tiempo, pudiéndose realizar la detección del daño en todas las configuraciones.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, PhD Heller G. Sánchez Acevedo. Codirector: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

## SUMMARY

**TITLE: DAMAGE DETECTION METHODOLOGY IN METALLIC STRUCTURES BY USING THEORETICAL-EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS TECHNIQUES**

**AUTHORS:** Carlos Eduardo Anaya Saltarín.  
Cesar Arturo Barajas Ríos.\*\*

**KEY WORDS:** Dynamic characterization, damage, Analytical model, Modal Analysis.

### DESCRIPTION:

The objective of this project is to deepen the possibilities of modal analysis techniques to be used in damage detection in metallic structures. The investigation aims for a first approximation to obtaining functional and reliable techniques for damage detection in metallic structures. Therefore, a methodology for identifying the presence of damage in metallic structures is proposed, by using theoretical-experimental modal analysis techniques.

The methodology comprises, in general terms, the creation of a preliminary numerical model, the execution of modal tests, the validation of the theoretical model by using the experimental results and monitoring the changes with time of the structure's behavior. In the first place, the real structure is simulated by means of a theoretical model, which solution is based on the Finite Element Method (FEM), in a commercial software. The structure is tested experimentally looking for the modal parameters which characterizes it dynamically. Afterwards, the numerical model is validated by comparing the theoretical and experimental results. Based on the theoretical model, which describes in detail the behavior of the initial structure, subsequent modal tests are carried out, with the objective of monitoring the its behavior with time.

Three failure configurations of the structure are established, catastrophic damage, medium-low damage and low damage, with the aim of applying the methodology. A validated model is obtained for the healthy structure and a variety of experimental results to describe its behavior. Then, the experimental results of the structure in each configuration allow for monitoring the changes with time of the structures, being able to perform the damage detection for all the damage configurations.

---

\* Degree Work.

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, PhD Heller G. Sánchez Acevedo Codirector: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

## INTRODUCCIÓN

Las necesidades de la industria actual, junto a la alta competitividad y los requerimientos de seguridad, exigen procesos productivos altamente fiables, acompañados de sistemas exhaustivos, tanto de control de calidad como de mantenimiento. Es por ello que, la detección de fallos incipientes en maquinaria y estructuras se hace necesaria para evitar paradas inesperadas y accidentes que, por una parte pongan en riesgo la vida de los trabajadores, y por otra perturben el proceso productivo, conllevando finalmente a la pérdida de capital económico de la empresa.

Tradicionalmente han sido empleadas para la detección de daños incipientes en maquinaria, las técnicas basadas en ensayos no destructivos (NDT). Entre las diferentes técnicas NDT empleadas se encuentra la termografía, la cual ha sido empleada en un trabajo por Meola et al [1], junto con señales de temperatura moduladas para la evaluación del estado de materiales usados en la construcción de aviones. Otros procedimientos empleados son las técnicas de acústica o ultrasonido, los métodos basados en campos magnéticos, radiografías o métodos térmicos [2]. Sin embargo, existen algunas limitaciones de las técnicas mencionadas que se relacionan con la implementación, altos costos y limitaciones de geometría. Algunas requieren el uso de varios equipos, que junto con los montajes muy elaborados, causan que la implementación sea costosa, tanto económicamente como en tiempo de ejecución. Otros costos se derivan de la necesidad de contar con personal calificado y con experiencia, la necesidad de utilizar más de una técnica para una misma aplicación y la dificultad para instaurar sistemas de monitoreo. Por otra parte existen técnicas que se emplean puntualmente en aplicaciones con superficies planas, superficies lisas o en piezas

con límites máximos de espesor [3], constituyendo limitaciones de aplicabilidad en otras geometrías. Otra desventaja tiene que ver con la limitación de algunas técnicas para detectar más de un tipo de fallo. Por ejemplo, Simsir y Ankara [4] aplican tintas penetrantes y corrientes de Eddy para detección fallos debidos a grietas superficiales en discos de una turbina. Por último, técnicas como las radiografías y ultrasonido permiten el análisis de pequeñas áreas en cada ensayo, mientras que la termografía por ejemplo puede ser utilizada en áreas mayores [5].

Existen técnicas de detección de fallos basadas en la respuesta de vibración las cuales son empleadas ampliamente en maquinaria rotativa. Éstas se basan en el hecho de que la aparición de un defecto relacionado con el motor, los sellos, un eje, los rodamientos, acoples, o algún otro componente mecánico, es la causa de la presencia de niveles elevados de vibración en las máquinas. Algunos de los defectos comunes ocurren a frecuencias específicas las cuales son características de los componentes, su operación, ensamblaje y de su desgaste. Por otro lado, las amplitudes de las vibraciones pueden indicar la severidad de esos defectos. Estudios previos de vibraciones en maquinaria, permiten la obtención de parámetros de comparación que son empleados como una guía para el diagnóstico de dichos defectos. Los posibles defectos incluyen desalineamientos, desbalanceos, desajustes y daños como fisuras, grietas y ejes doblados. Algunos ejemplos pueden ser encontrados en el trabajo de Finley et al [6], que ilustra algunas técnicas para el diagnóstico de fallos en motores y, en la investigación de Tiwari et al [7], en la que se determina la respuesta dinámica de un rotor desbalanceado soportado por rodamientos de bolas.

Las técnicas de detección de daños NDT han demostrado ser funcionales, confiables y útiles en diversas aplicaciones para la detección temprana de fallos en maquinaria y estructuras. No obstante, presentan una variedad de limitaciones cómo las mencionadas anteriormente, que entorpecen su adopción en algunos sectores de la industria.

Como alternativa, se plantea el desarrollo de métodos globales y cuantitativos para la detección temprana de fallos y, por lo tanto, el desarrollo e investigación se ha orientado hacia las técnicas que examinan los cambios en las características de vibración de las estructuras, las cuales son representadas por los parámetros modales (frecuencias naturales, formas modales y razones de amortiguamiento) [8].

Debido a la naturaleza global de estas técnicas, se elimina la necesidad de conocer a priori la zona afectada. Una aplicación de estas fue desarrollada por Elshafey et al [9], mediante el establecimiento de una metodología para la detección de daños en plataformas offshore usando los cambios en los parámetros modales y algoritmos basados en redes neuronales. Esta metodología, aunque demostró su aplicabilidad, no reemplaza las metodologías tradicionales debido a la gran cantidad de datos experimentales requeridos y a la complejidad que implica el desarrollo de este tipo de algoritmos. Otras ventajas adicionales de las técnicas mencionadas tienen que ver con el requerimiento de equipamiento no excesivo, la facilidad en el montaje de los ensayos, los bajos costos de implementación, su confiabilidad y la posibilidad de detectar diferentes tipos de fallos.

Un sinnúmero de investigaciones científicas han sido orientadas a este tema, culminando en su mayoría en el desarrollo de técnicas funcionales y confiables. Por ejemplo, un método de detección de daños basado en la sensibilidad de la variación de los parámetros dinámicos con los cambios de los parámetros estructurales para estructuras metálicas bajo excitación ambiental es propuesto por Wu y Li [10]. Por su parte, Yu y Yin [11], proponen un método basado en la definición de una función objetivo capaz de minimizar las discrepancias entre los datos modales teóricos (de un modelo de elementos finitos) y experimentales como un problema de mínimos cuadrados con condiciones de frontera. Además, una revisión extensa del estado del arte de los diferentes métodos de detección

temprana de fallos basados en vibraciones puede ser encontrada en Doebling et al [8], una recopilación de los métodos basados en los cambios en la frecuencia natural en Salawu [12], y a su vez Friswell [13] aborda los llamados métodos inversos.

Una revisión bibliográfica de los métodos de detección de daño basados en las técnicas de análisis modal, arroja como resultado el desarrollo de una gran variedad de técnicas que han probado ser efectivas, funcionales y confiables. No obstante, el verdadero éxito de una metodología puede ser percibido en términos de su aplicabilidad real en problemas de la industria. Muchos de los métodos encontrados fallan en este aspecto, debido por ejemplo, a que se basan en algoritmos muy complejos que deben ser desarrollados para cada caso en particular generando dificultades en la implementación y tiempos prolongados de ejecución. En este sentido, los avances en las técnicas de detección temprana de fallos pueden estar orientados, de manera conveniente, al desarrollo de metodologías económicas y de fácil aplicación, que satisfagan los requerimientos de funcionalidad y confiabilidad.

En este orden de ideas, la presente investigación ha sido encaminada hacia la consecución herramientas funcionales, confiables, de fácil montaje y operación y de bajo costo. De esta manera, se plantea una metodología de detección de daños que pretende examinar la funcionalidad del método, basado en los cambios de los parámetros modales, en la detección temprana de fallos en estructuras metálicas. Para desarrollar la metodología, se exploran diversas herramientas teóricas y experimentales: el diseño y construcción de una estructura metálica sencilla, con uniones rígidas, que sea desarmable, compuesta por varillas de acero con buenas características de isotropía y homogeneidad; la creación de un modelo de elementos finitos para describir su comportamiento; la realización de ensayos modales experimentales sobre la estructura física; la posterior validación del modelo teórico empleando los datos experimentales y un ajuste en los

parámetros físicos (módulo de Young, módulo de Poisson y coeficiente de amortiguamiento) del modelo de elementos finitos; la realización de ensayos modales experimentales de la estructura en diversos escenarios de daño. Posteriormente, se lleva a cabo un análisis de resultados, mediante la comparación de los cambios en los parámetros modales de la estructura inicial (de referencia) y la estructura en cada uno de los escenarios de fallo. Por último, mediante este procedimiento se espera concluir acerca de la capacidad de la metodología para detectar la presencia de fallos en estructuras metálicas.

Este informe pretende recopilar una revisión bibliográfica de las diversas metodologías, el planteamiento de la metodología, la aplicación de la metodología a la estructura metálica diseñada, y las diversas conclusiones y recomendaciones que se derivan del trabajo de grado. Para ello, el informe se encuentra organizado de la siguiente manera:

El capítulo 1 presenta algunos conceptos básicos de las técnicas de detección de daños basadas en los cambios de los parámetros modales, así como una recopilación de las diversas metodologías desarrolladas y sus antecedentes. Se busca mostrar una revisión bibliográfica que sirva como base para ampliar los conocimientos acerca de estas.

En el capítulo 2, se desarrolla un marco teórico con los principales conceptos del análisis modal analítico y numérico. Es muy útil para comprender aspectos básicos del planteamiento de la metodología.

El capítulo 3 comprende la descripción de la metodología planteada. Este a su vez se divide en secciones, en las que se explican los pasos de la metodología y se demuestran aspectos importantes de la misma, mediante la revisión de conceptos y una revisión bibliográfica exhaustiva. Se pretende explicar el paso a paso de la metodología, sin embargo, esto no es del todo posible por la interdependencia de

las diversas etapas. Por lo tanto, para dar mayor claridad, al final del capítulo se desarrolla un diagrama de flujo que muestra la relación entre los diferentes pasos y sirve para obtener un entendimiento global de la metodología.

Finalmente, el capítulo 4 muestra un ejemplo de aplicación de la metodología en una estructura metálica. Se hace énfasis la profundización de algunos conceptos de la metodología, mediante la explicación detallada en una aplicación real, y se revelan detalles de los procedimientos seguidos, como por ejemplo, el montaje experimental o el proceso de ajuste de parámetros en el software de elementos finitos

## 1 ANTECEDENTES

En las últimas décadas la habilidad para detectar daños tempranos en estructuras ha sido de gran interés en las diferentes ramas de la ingeniería; en principio métodos visuales de detección de daños y métodos experimentales localizados tales como: métodos ultrasónicos, acústicos, magnéticos y radiografías entre otros; son usados dependiendo de su aplicación. Sin embargo, estas técnicas requieren el conocimiento a priori de la localización aproximada del daño. Por otra parte los métodos de detección de daños basados en vibraciones mediante cambios en las propiedades modales surgen como una alternativa a los métodos ya existentes [8].

La premisa fundamental de los métodos de detección de daños basados en el análisis de vibraciones es que el daño puede alterar las propiedades de rigidez y amortiguamiento, inclusive en algunos casos la masa y disipación de energía, las cuales a cambio, alteran la respuesta dinámica del sistema [14]. Los cambios que sufren los parámetros modales pueden diferir para cada modo, debido a que estos cambios dependen de la naturaleza, localización y la severidad del daño. Este efecto ofrece la posibilidad de detectar, localizar y cuantificar daños mediante el uso de ensayos dinámicos. Los resultados de los ensayos realizados en distintos momentos, los cuales pueden coincidir con inspecciones programadas o no, sirven para monitorear cambios con el tiempo de la condición estructural [12].

Un daño se puede definir en términos generales como los cambios introducidos a un sistema que afectan de manera adversa su desempeño actual o futuro. En esta definición se encuentra implícito el hecho de que este concepto de daño, cobra significado únicamente mediante una comparación entre dos estados de la estructura, uno de los cuales se considera el estado inicial siendo en algunos

casos el estado sin daño [14]. La base teórica para el uso del análisis modal en la detección de daños se debe al hecho de que las respuestas dinámicas de la estructura varían debido al daño inherente. Por ello es posible detectar fallos en estructuras antes y después de su ocurrencia. Específicamente, la detección de fallos formula una relación entre el daño y los cambios de los parámetros modales de la estructura. Una práctica común es conseguir los parámetros modales cuando la estructura está en perfecta salud dinámica los cuales sirven como base para el estudio. Posteriormente, cuando han ocurrido cambios en estos parámetros, es posible investigar el fallo estructural que ha originado dichos cambios [15].

Un importante sistema de clasificación para los métodos de detección de daños basados en vibraciones propuesto por Rytter [16] define cuatro niveles de identificación del daño, de la siguiente manera:

- Nivel 1: determinación de la presencia del daño en la estructura
- Nivel 2: nivel 1 más la localización geométrica del daño
- Nivel 3: nivel 2 más la cuantificación de la severidad del daño
- Nivel 4: nivel 3 más la predicción de la vida remanente de la estructura

En la literatura actual se encuentran diferentes métodos de detección de daños basados en vibraciones mediante cambios en propiedades modales. Uno de ellos y de uso común es el método basado en cambios en las frecuencias naturales, su alcance está limitado al nivel 1. Se basa en la idea de que cuando se produce un daño en la estructura, la rigidez de alguno de los elementos de ésta disminuye, variando consecuentemente los valores de las frecuencias de resonancia de la misma. Esta técnica se puede usar como fase previa de un estudio de salud estructural, y en ella se comparan los valores de las frecuencias naturales del sistema bien con respecto a un estado de referencia que conozcamos que no presenta daño, o bien con respecto a los valores obtenidos mediante un modelo numérico, por ejemplo de elementos finitos. En este caso, el modelo debe

asemejarse mucho a la realidad, pues en otro caso las frecuencias naturales serán distintas a pesar de que no haya daño [17]. El conocimiento de las variaciones de las frecuencias de resonancia rara vez sirve para localizar el daño. Esto sólo será posible a muy altas frecuencias, pues en esos casos los modos están asociados a respuestas locales. Brownjohn et al [18] detectaron múltiples daños inducidos en un pórtico a través de los cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales de la estructura sin daño y con daño, con porcentajes de variación entre el 1% y el 4%.

Un daño en la estructura produce variaciones en las formas modales de esta, en su forma y su amplitud; además, el daño puede provocar la generación de nuevas formas modales asociadas a la estructura. Por lo cual es posible detectar la presencia del fallo al notar dichos cambios. Existen dos métodos cuantitativos comúnmente utilizados, estos son: El criterio de confianza modal (MAC) y el criterio de confianza de coordenadas modales (COMAC), el primero se puede definir como una medida de la similitud de dos formas modales, donde el valor de  $MAC=1$  es una combinación perfecta y un valor de  $MAC=0$  significa que son completamente diferentes, con lo cual la tendencia al valor cero puede ser vista como la presencia de un daño. El segundo método COMAC es una medida de la diferencia entre dos conjuntos de formas modales que toman un valor entre 1 y 0, un bajo indicador de COMAC predice la presencia de un daño [19]. Garces y Genatios [20] utilizan MAC como el método de detección de daños en una estructura a escala reducida de 3 pisos, cada uno con 4 columnas de acero.

Otra alternativa al uso de las formas modales como medio de detección de daños es el método de cambios en la curvatura de los modos, donde las grandes variaciones en la curvatura de las formas modales son localizadas en las regiones con presencia de daño, a partir de reducciones en el módulo de Young y la inercia se generan aumentos en la curvatura de la sección. Dado que las variaciones en la curvatura son locales y depende de la elasticidad y la inercia, se pueden utilizar

para detectar, localizar y cuantificar los daños [20]. Wabah [21] realizó cambios de rigidez sobre una viga discretizada en 12 secciones, las variaciones se realizaron sobre diferentes ubicaciones en la viga; a través de los cambios en la curvatura de los modos se logró identificar la presencia del daño y la ubicación del mismo. Formas de deflexión operacional, también conocidas como Operational deflection shape (ODS), es otro método modal de detección de daños. Depende de la ubicación y las magnitudes relativas de las fuerzas aplicadas a la estructura. Si la estructura está muy excitada en un solo lugar cerca de la resonancia, entonces la forma modal y la ODS serán iguales [20]. Waldron et al [22] utilizaron el método ODS para detectar una grieta apenas visible al ojo humano sobre una viga, cabe señalar que la grieta existía en el lado interior mientras la exploración se llevo a cabo en la parte exterior, donde la grieta no se había propagado.

El método basado en la energía de deformación modal es una técnica alternativa para detectar y localizar daños en una estructura. Este método se basa en el cambio de energía de deformación modal en cada elemento estructural antes y después de la ocurrencia de daños [23]. Se fundamenta en que cada modo de vibración contiene una energía propia de deformación, la frecuencia y la forma asociadas al modo son muy sensibles a variaciones con lo cual cualquier cambio de la energía de deformación se considera como una opción para la ubicación del daño [20]. Hu et al [24] calcularon la energía de deformación utilizando el método de cuadratura diferencial sobre las formas modales asociadas a una placa, donde definieron un índice de daño que logró identificar la ubicación de la grieta superficial. Los daños en la superficie fueron creados utilizando una máquina de corte por laser.

A través del uso de la matriz de flexibilidad dinámica medida es posible estimar los cambios en el comportamiento estático de la estructura, con lo cual se puede lograr la identificación de daños. Debido a que la matriz de flexibilidad se define como la inversa de la matriz de rigidez estática, la matriz de flexibilidad relaciona

la fuerza aplicada y el desplazamiento estático estructural resultante. Por lo tanto, cada columna de la matriz de flexibilidad representa el patrón de desplazamiento de la estructura asociada a una unidad de fuerza aplicada en el grado de libertad correspondiente. Por lo general se detecta el daño utilizando matrices de flexibilidad mediante la comparación de las matrices, utilizando los modos de la estructura dañada y los modos de la estructura en buen estado [8].

Las redes neuronales artificiales son eficientes técnicas computacionales, usadas ampliamente para solucionar problemas complejos en muchos campos del conocimiento. Por lo cual, esta técnica ha sido de gran interés en el análisis estructural gracias a su gran potencial para los procedimientos de detección de daños. Usando las redes neuronales y basándose en ciertas características vibracionales de los sistemas estructurales como los registros de vibración y periodos de vibración; es posible detectar, localizar y cuantificar la magnitud del daño [25]. Gonzalez y Valdés [26] desarrollaron una aplicación de un modelo de redes neuronales en la detección del daño estructural a flexión en las traveses de un puente vehicular. Generaron y entrenaron 12801 redes y 2560 escenarios de daño “artificiales”, donde se modificó aleatoriamente la rigidez a flexión en varios elementos en los cuales se discretizaron las traveses del puente.

La técnica de algoritmos genéticos es otra solución a la detección de daños, en la cual se hace una analogía con las leyes de selección natural y supervivencia del más fuerte para llevar un conjunto de posibles soluciones (o población) a evolucionar y así encontrar una respuesta a un problema determinado. Esas soluciones (o individuos), en problemas que involucran variables continuas, son codificadas en vectores (o cromosomas) utilizando números binarios o reales. De tal forma, se puede formular un problema de optimización tal que se minimice la diferencia entre los parámetros dinámicos experimentales de la estructura real y aquellos provenientes de un modelo de elementos finitos, el cual representaría la condición con daño. El modelo de la estructura con daño es obtenido a partir de la

actualización del modelo que define la condición inicial de la estructura [27]. Muñoz-Abella y Rubio [28] desarrollaron un método no destructivo basado en algoritmos genéticos para la detección e identificación de fisuras de fatiga del frente semielíptico en ejes de rotación. El método propuesto estima con precisión aceptable, la posición y la profundidad de la fisura, y que esta estimación es mejor cuanto mayor es la profundidad de la fisura estudiada.

Particle swarm optimization (PSO) es otro método de optimización utilizando como técnica para la detección de daños, el algoritmo PSO, que pertenece a las técnicas denominadas de optimización inteligente y se clasifica como un algoritmo estocástico de optimización basado en población [29]. Ramírez y Gómez [30] proponen una técnica de optimización PSO para la detección de daños en una viga y en una armadura de 13 elementos, la afectación de la estructura se realiza a través del cambio del módulo de elasticidad en un modelo de elementos finitos.

## **2 MARCO TEÓRICO**

### **2.1 ANÁLISIS MODAL**

El análisis modal es el proceso para determinar las características dinámicas inherentes de un sistema representadas en sus frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y formas modales, y emplearlas para la formulación de un modelo matemático para su comportamiento dinámico. El modelo matemático formulado es conocido como modelo modal del sistema y la información acerca de sus características son los parámetros modales [15].

#### **2.1.1 Modos de vibración.**

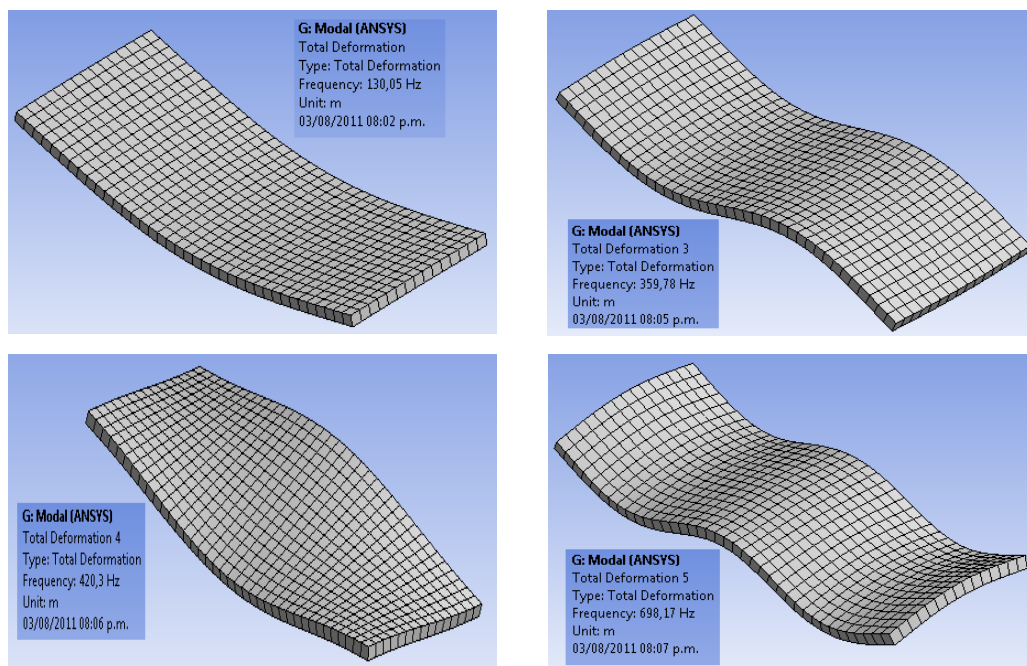
Los modos de vibración son propiedades inherentes de las estructuras. Estos se determinan por las propiedades del material (masa, rigidez y amortiguamiento, la geometría y por las condiciones de frontera de la estructura. Cada modo se define por una frecuencia natural, un amortiguamiento modal y una 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 [31].

#### **2.1.2 Frecuencias naturales y formas modales**

Si un sistema se deja vibrar libremente después de recibir una perturbación inicial, la frecuencia a la cual oscila sin fuerzas externas es conocida como su frecuencia natural. Un sistema vibratorio de  $n$  grados de libertad tiene, por lo general,  $n$  frecuencias naturales de vibración distintas [32].

Desde el punto de vista físico, un modo de vibración de una estructura es caracterizado por una frecuencia natural en la cual el movimiento predominante de la estructura es una forma de onda bien definida denominada forma modal (ver figura 1). El movimiento general de una estructura, cuando es excitada, puede ser representado como una combinación lineal de los movimientos de cada uno de sus modos [33]

**Figura 1. Primeros modos de vibración de una estructura.**



Fuente: Autores del Proyecto

### 2.1.3 Módulo de Young.

El módulo de Young o módulo de elasticidad es la pendiente de la curva esfuerzo deformación en su región elástica. Una pendiente muy acentuada es indicativo de que se requieren de grandes fuerzas para separar los átomos y hacer que el material comience a deformarse elásticamente. Este módulo es una medida de rigidez del material. Un material rígido conserva su forma y su tamaño al ser

sometido a cargas dentro de la región elástica. Su valor es definido mediante la ley de Hooke de la siguiente manera [34]:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

Donde  $\sigma$  es el esfuerzo de deformación y  $\epsilon$  la deformación unitaria.

#### **2.1.4 Módulo de Poisson.**

La relación de Poisson relaciona la deformación elástica longitudinal producida por un esfuerzo simple a tensión o compresión, con la deformación lateral que ocurre simultáneamente como se muestra en la siguiente ecuación [34]:

$$\mu = \frac{\epsilon_{lateral}}{\epsilon_{longitudinal}}$$

#### **2.1.5 Amortiguamiento viscoso**

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 y forma del cuerpo que vibra, la viscosidad del fluido, la frecuencia de vibración y la velocidad del cuerpo que vibra. En el amortiguamiento viscoso, la fuerza amortiguada es proporcional a la velocidad del cuerpo. Algunos ejemplos de amortiguamiento viscoso son una capa de fluido entre dos superficies que se deslizan y el flujo de fluido alrededor de un pistón en un cilindro [32].

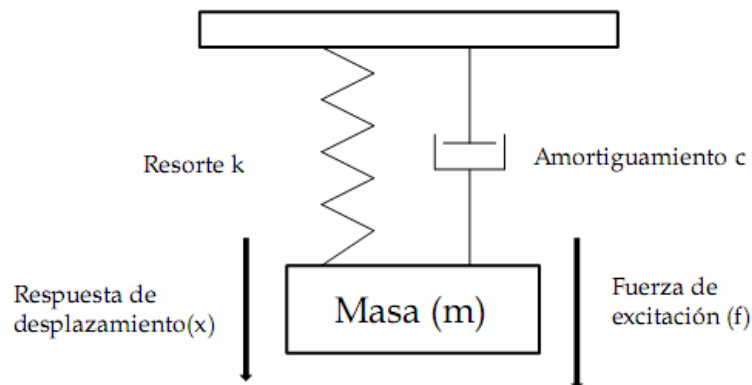
## **2.2 ANÁLISIS MODAL ANALÍTICO**

El enfoque teórico del análisis modal experimental es clásico y directo. Se construye un modelo matemático con el fin de describir las propiedades dinámicas

de la estructura. Usualmente se utiliza un modelo espacial representado por una descripción de la masa y rigidez ( matrices de masa y de rigidez) y también algunas consideraciones de los efectos del amortiguamiento presentes. Posteriormente se emplea este modelo para predecir el comportamiento dinámico de la estructura en terminos de sus parámetros modales- frecuencias naturales, formas modales y factores de amortiguamiento modal. El comportamiento dinámico describe la forma como se comporta la estructura bajo condiciones naturales, es decir, sin una fuerza externa aplicada [35].

### 2.2.1 Sistema de un grado de libertad.

**Figura 2. Sistema de un grado de libertad (SDOF)**



Fuente: Autores del Proyecto

Un modelo espacial idealizado de un grado de libertad está compuesto por un resorte de rigidez  $k$ , una masa discreta  $m$  y un amortiguador  $c$ , una fuerza externa  $f$  y la respuesta en forma de desplazamiento  $x$  (ver figura 2). La energía es almacenada en el sistema por medio de la masa y el resorte en la forma de energía cinética y potencial respectivamente. Asimismo la energía entra al sistema debido a la excitación externa y es disipada a través del amortiguador.

### 2.2.2 Sistema de un grado de libertad no amortiguado.

El modelo espacial está compuesto por la masa ( $m$ ) y la rigidez ( $k$ ). Considerando que no se ejerce una fuerza externa ( $f(t) = 0$ ), la ecuación de movimiento que representa el sistema es [36]:

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

Se asume una respuesta armónica  $x(t) = X e^{i\omega t}$ , y por tanto se obtiene la solución de la forma

$$(k - \omega^2 m) = 0$$

Por tanto el problema tiene una solución única dada por  $\bar{\omega}_0 = \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}}$ , la cual es la frecuencia natural del sistema.

Al considerar la presencia de una fuerza externa actuando sobre el mismo sistema se llega a la siguiente ecuación:

$$(k - \omega^2 m)X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t}$$

Por lo tanto se obtiene la respuesta

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)}$$

La cual es conocida como función de respuesta en frecuencia  $H(\omega)$  o Receptancia  $\alpha(\omega)$  en este caso en particular.

### 2.2.3 Sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso.

Asumiendo vibraciones libres, es decir, sin fuerzas exteriores actuando sobre el sistema ( $f(t) = 0$ ), la ecuación que representa este sistema viene dada por [36]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

La cual tiene dos raíces que vienen dadas por:

$$s_{1,2} = -\bar{\omega}_0 \xi \pm i\bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\bar{\omega}_0^2 = \left(\frac{k}{m}\right); \xi = \frac{c}{c_0} = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

Siendo  $\bar{\omega}_0$  la frecuencia natural,  $\xi$  el factor de amortiguamiento,  $c$  el amortiguamiento y  $c_0$  el amortiguamiento crítico

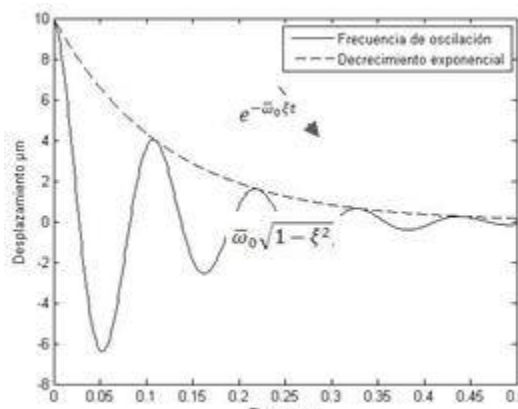
Al resolver esta ecuación se obtiene la respuesta:

$$x(t) = X e^{-\bar{\omega}_0 \xi t} e^{i(\bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \xi^2})t} = X e^{-\alpha t} e^{i\omega' t}$$

Esta respuesta corresponde a un único modo de vibración el cual consta de una frecuencia natural compleja compuesta por dos partes (*ver figura 3*):

- ✓ Una parte imaginaria u oscilatoria; una frecuencia de  $\omega' = \bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \xi^2}$
- ✓ Una parte real o de decrecimiento; una tasa de amortiguamiento  $\alpha = \xi \bar{\omega}_0$ .

**Figura 3. Respuesta de un sistema subamortiguado de 1 GDL con amortiguamiento viscoso.**



Fuente: Autores del Proyecto

Al considerar una fuerza externa actuando sobre el sistema se llega a la siguiente ecuación:

$$(-\omega^2 m + i\omega c + k)X e^{i\omega t} = F e^{i\omega t}$$

De la cual se puede obtener la función de respuesta en frecuencia o Receptancia:

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)}$$

La cual es una respuesta compleja con magnitud y fase:

$$|\alpha(\omega)| = \frac{|X|}{|F|} = \frac{1}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}}$$

$$\angle \alpha(\omega) = \angle X - \angle F = \tan^{-1} \left( -\frac{\omega c}{k - \omega^2 m} \right) = \theta_\alpha$$

#### 2.2.4 Sistemas de múltiples grados de libertad no amortiguados.

Para un sistema no amortiguado de múltiples grados de libertad (MDOF), con N grados de libertad, la ecuación que gobierna el movimiento puede ser escrita en forma matricial así [36]

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

Donde  $[M]$  y  $[K]$  son las matrices de masa y rigidez de orden  $N \times N$ , y  $x(t)$  y  $f(t)$  son vectores  $N \times 1$  de desplazamiento y fuerza en función del tiempo, respectivamente.

$$\{f(t)\} = \{0\}$$

En este caso se asume que existe una solución armónica de la forma

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$$

Donde  $\{X\}$  es un vector  $N \times 1$  de amplitudes independientes del tiempo, para los cuales es claro que  $\{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2\{X\}e^{i\omega t}$ .

Al sustituir esta condición y la solución supuesta en la ecuación de movimiento se obtiene

$$([K] - \omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t} = \{0\}$$

$$([K] - \omega^2[M])\{x(t)\} = \{0\}$$

Esta ecuación es un problema de eigenvalores, donde  $\omega^2$  es el eigenvalor y  $\{X\}$  es el eigenvector, siendo el eigenvalor el cuadrado de la frecuencia y el eigenvector la forma modal [15]. De aquí es evidente que la forma modal  $\{X\}$  no es única, ya que varios múltiplos de la misma satisfacen la ecuación. Para que esta ecuación tenga una solución diferente de cero  $\{X\}e^{i\omega t}$ ,  $[K] - \omega^2[M]$  tiene que ser singular[15]. Por tanto se tiene que

$$[K] - \omega^2[M] = \{0\}$$

### 2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos es un método numérico que puede ser empleado para solucionar apropiadamente problemas de vibraciones mecánicas y estructurales. En este método la estructura real se reemplaza por varias piezas o elementos, cada uno de los cuales se asume como un miembro estructural continuo y se llama *elemento finito*. Los elementos se interconectan en ciertos puntos conocidos como juntas o nodos. Debido a la imposibilidad de hallar una

solución exacta (por ejemplo desplazamientos) de la estructura original bajo cargas específicas, entonces se asume una solución aproximada en cada elemento finito. La idea es que si las soluciones de los diferentes elementos son seleccionadas adecuadamente, se puede forzar la convergencia hacia la solución exacta de la estructura completa, a medida que el tamaño del elemento es reducido. Durante el proceso de solución, se satisface el equilibrio de fuerzas en los nodos y la compatibilidad de los desplazamientos entre los elementos para que la estructura entera (ensamble de elementos) se comporte como una sola entidad [32].

Los elementos utilizados en el modelo de elementos finitos varían dependiendo de la aplicación. En casos especiales, los elementos tipo viga (Beam element), adoptan la forma de elementos de armadura y de barra (truss y bar element). Por otro lado los elementos tipo cascarón (Shell element) tienen como casos especiales los elementos de membrana y placa plana (membrane y flat plate element). Los elementos tipo cascarón son típicamente triángulos o cuadriláteros y para aplicaciones tridimensionales se emplean elementos como tetraedros, pentaedros y hexaedros.

### 3. METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE DAÑOS

#### 3.1 MODELO ESPACIAL

El modelo conocido como espacial, real o físico, es el modelo al cual se le aplica la técnica de detección de daños; este puede ser una estructura (un puente, un edificio, un pórtico, una cercha, etc.) o una máquina (un motor, una turbina, un carro, un avión, etc.). A partir de las configuraciones del sistema o modelo y el control sobre las condiciones ambientales que afectan a este, se puede escoger el tipo de análisis modal para determinar los parámetros modales; de tal forma se pueden encontrar modelos en los cuales la aplicación de la técnica se podría desarrollar en un laboratorio u otros casos donde la técnica se aplica sobre el sistema en operación.

En condiciones de laboratorio es posible controlar los efectos de los parámetros ambientales como la temperatura, la humedad, el vacío y la gravedad sobre el modelo; además, sobre el sistema se aplican fuerzas de naturaleza artificial, por lo cual es posible medir y controlar estas variables en los ensayos. A partir de estas configuraciones el modelo podría estar en condición libre-libre o condición rígida o fija, por ejemplo, Gorke et al [37] utilizan un modelo espacial del conjunto carcasa y rodadura del eje motriz de un vehículo industrial bajo la condición libre-libre, para adquirir sus parámetros modales a través del ensayo modal (EMA); por otro lado, Pereira [38] utiliza un modelo real de una barra de aluminio empotrada en uno de sus extremos para obtener los parámetros modales de esta.

Los modelos reales en operación no permiten el control de los parámetros ambientales y las fuerzas aplicadas son propias de la función de cada sistema.

Este es el caso de edificios y puentes sujetos a fuerzas ambientales como el viento, el uso de personas, almacenamiento de cargas y el tránsito de automotores. Como Escobar [39] quien utiliza un edificio como modelo espacial para localizar y estimar el daño mediante el cambio en sus características dinámicas. También ocurre en el caso de máquinas que se encuentran empotradas en su sitio de trabajo o que no pueden ser fácilmente desensambladas para ser transportadas a un ambiente de laboratorio. Como Jaramillo [40], quien utiliza un avión no tripulado (RPV) como modelo espacial para detectar las partes del fuselaje que tienen mayores vibraciones durante los vuelos de prueba del RPV.

Existen modelos espaciales que por su gran tamaño o su alta complejidad geométrica necesitan ser sub-estructurados, por lo cual el análisis modal se desarrolla por aparte para cada uno de los componentes en que se divide el sistema; debido al nivel de dificultad para obtener las propiedades dinámicas del modelo completo. Sin embargo, esto es solo conveniente si las pruebas en las partes individuales proporcionan suficiente información para predecir adecuadamente las propiedades dinámicas del modelo total. Por ejemplo, Karpel y Ricci [41] utilizaron un armazón delgado (modelo espacial) compuesto por 53 módulos cúbicos de plástico, sub-estructurado en 3 partes para poder obtener los parámetros modales fácilmente del sistema completo.

Es importante considerar algunos factores que influyen en la obtención de las propiedades dinámicas a través del análisis modal y que están asociados al modelo espacial. Aunque en la mayoría de casos se asumen materiales isotrópicos, en el modelo real es casi imposible garantizar que cualquier tipo de material utilizado en el sistema sea isotrópico, de tal forma que al no poseer iguales propiedades en cualquier dirección complicaría la obtención de los parámetros modales, especialmente las formas modales. La mayoría de las estructuras son no lineales en algún grado. En general, el grado es relativamente

pequeño y como consecuencia, los efectos de las no linealidades son apenas perceptibles en contra de las incertidumbres de medición en la mayoría de pruebas en vibraciones [35]. Sin embargo, las no linealidades pueden desarrollar variaciones en las magnitudes de las frecuencias naturales. En la mayoría de los modelos espaciales se utilizan elementos que están conectados a través de pernos y remaches. Las juntas y los sujetadores se utilizan para transferir las cargas de un elemento a otro. En estructuras compuestas, hay dos tipos de articulaciones de uso común, las juntas fijadas mecánicamente y las uniones adhesivas. El complejo comportamiento de los elementos de conexión desempeña un papel importante en las características globales dinámicas, tales como frecuencias naturales, formas modales, y de características no lineales de respuesta a las excitaciones exteriores. El conjunto representa una discontinuidad en la estructura y los resultados en las altas tensiones que a menudo inician fallo de la junta [42]. Además, el nivel de ajuste de las uniones también genera cambios en los parámetros modales y dificulta su obtención.

En general, materiales no isotrópicos, las no linealidades, la influencia de las uniones sobre el sistema y la diferencia de rigidez aportada por diferentes niveles de aprietes en las uniones; son complicaciones asociadas al modelo espacial que pueden generar cambios en las propiedades modales o dificultar su obtención.

### **3.2 MODELO TEÓRICO**

A través del modelo teórico se obtiene una primera visualización de los parámetros modales (Frecuencias naturales y formas modales), logrando entender el comportamiento dinámico del modelo espacial sin realizar un solo ensayo modal; pero este no es el único alcance del modelo, es fundamental para realizar la caracterización dinámica del sistema real, que sin el apoyo del modelo

matemático sería muy difícil lograrlo. El modelo teórico se fundamenta en el planteamiento y la solución matemática basada en el modelo espacial.

El modelo matemático se desarrolla a partir de un planteamiento analítico que se basa en las distribuciones de masa y rigidez calculadas en un sistema con ciertas configuraciones geométricas y condiciones de frontera [43]. La ecuación de movimiento para un sistema de múltiples grados de libertad es la base para el planteamiento del análisis modal.

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

Asumiendo la solución de la forma  $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ , la correspondiente fuerza de excitación de la forma  $\{F(t)\} = \{F\}e^{i\omega t}$  y amortiguamiento nulo se obtiene:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{F\}$$

El análisis modal se realiza sin la presencia de fuerzas externas. Por tanto, el lado derecho de la ecuación es cero, derivándose la ecuación de valores propios en términos de los parámetros modales

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{0\}$$

De cuya solución se pueden obtener los valores y vectores propios,  $\omega^2$  y  $\{X\}$  respectivamente.

El anterior sistema de ecuaciones no puede resolverse fácilmente o en ocasiones no tiene una solución analítica exacta, dependiendo del modelo a analizar. Estas limitaciones pueden mejorarse a través de soluciones por medio de métodos numéricos, los cuales se encargan de crear un algoritmo numérico que lleva a una solución aproximada del problema mediante un número finito de pasos que

pueden ejecutarse de manera lógica, utilizando únicamente operaciones aritméticas. Al aplicar este método se necesitan realizar un número grande de tediosos cálculos aritméticos, por lo cual se debe utilizar un computador para hacer este trabajo. Como bien se sabe la solución no es exacta, por lo cual aparece un concepto adicional, el de error. Este concepto aparece como consecuencia de la naturaleza finita de los ordenadores que solo pueden operar con números representados de forma finita [44].

La combinación de métodos numéricos y computadoras digitales constituye una poderosa herramienta para el análisis matemático. Por ejemplo, los métodos numéricos son capaces de manejar no linealidades, geometrías complejas y sistemas de ecuaciones acopladas que son necesarias para la simulación segura de muchos sistemas fisicoquímicos que se presentan en ingeniería. En la literatura específica se han propuesto muchos algoritmos de cálculo; algunos de ellos funcionan mejores que otros sobre determinados problemas (son más rápidos y por consiguiente demanda menos tiempo de cómputo para alcanzar la solución con un grado especificado de exactitud). Desafortunadamente no existe un algoritmo que funcione en forma óptima para todos los problemas que se plantean [45].

Algunos de los más reconocidos y utilizados métodos numéricos son: elementos finitos, volúmenes finitos y diferencias finitas, entre otros. Cada método tiene sus propias ventajas, dependiendo de la naturaleza del problema físico a resolver; pero no se puede hablar de un mejor método para todos los problemas. Para la selección del mejor método numérico de solución se debe prestar atención a la complejidad geométrica del dominio; la dimensión del problema es otro factor que merece ser considerado. Por ejemplo, un método eficiente para problemas unidimensionales, puede no ser eficiente para problemas en dos o tres dimensiones.

El método de elementos finitos (FEM), es el más utilizado en la mecánica estructural (análisis modal); su gran aplicación sobre geometrías difíciles y además de su facilidad de introducir dominios de cálculos complejos (en dos o tres dimensiones) lo hace muy competente. Mediante este análisis, normalmente se busca calcular las frecuencias naturales, las formas modales y las funciones de respuesta en frecuencia, como Flore y Kubiak [47], quienes desarrollaron un modelo FEM del rodete de una turbina Francis para realizar el análisis modal de este; calculando las frecuencias naturales y las formas modales del rodete en aire y sumergido en agua. Por otro lado Badiola et al [48] implementaron un modelo FEM de un conjunto carcasa y rodadura del eje motriz de un vehículo industrial, obteniendo los parámetros modales de este conjunto, para validarlo con el modelo experimental.

Para obtener la solución de un problema mediante el método de elementos finitos se siguen los pasos genéricos: generación de la geometría, discretización del sistema, selección del tipo de elemento, asignación de las propiedades del material o materiales, definición de cargas y condiciones de frontera, y solución del conjunto de ecuaciones [49]. Cada paso asociado al desarrollo de la modelación tiene fuentes de error, por lo cual es importante una elección adecuada de las herramientas de solución del problema.

Es posible encontrarse con geometrías complejas que puedan aumentar la dificultad del modelo; sin embargo, las juntas o ensambles estructurales constituyen una de las principales fuentes de error [50]; aun así, el modelo CAD debe ser una representación geométrica muy precisa, manteniendo las formas y dimensiones correspondientes. La elección de la densidad adecuada del mallado determina en gran medida la calidad del modelo FEM, por lo tanto el mallado debe de tener un tamaño lo bastante pequeño para obtener resultados fiables, pero lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional. Las unidades pequeñas son deseables tanto donde los resultados varían rápidamente, como donde

existen cambios en la geometría, y las grandes, pueden ser usadas en zonas donde los resultados son relativamente constantes [51].

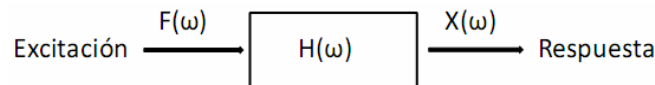
La escogencia del tipo de elemento a usar es una de las principales funciones del analista o diseñador, quien lo selecciona basándose en los resultados que desea observar al final del análisis; por ejemplo, los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de desplazamientos y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. De tal forma que, para poder observar una forma modal en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad, la presencia de una o unas formas modales sobre ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis, y no se observarán como un resultado del estudio. El tipo de elemento se debe escoger con todas las características necesarias para obtener resultados más precisos. Los parámetros numéricos que describen las propiedades relevantes del material que está siendo modelado, son una fuente de error importante; debido a las no-linealidades y a la baja confiabilidad en los valores estándares en las propiedades del material. Es fundamental modelar las condiciones de frontera adecuadas basadas en el modelo real, tales como: condición libre-libre, empotramientos, bajo cargas externas; entre otros factores que pueden generar cambios sobre el análisis. Y por último, pero no menos importante, la solución del conjunto de ecuaciones, en el caso particular para un análisis modal existen diversos métodos dinámicos de solución como: Block Lanczos, PCG Lanczos, Reduced, Unsymmetric, etc.; cada uno con sus ventajas y desventajas en la solución del sistema. Un ejemplo claro es propuesto por Gainza y Pintor [37], quienes desarrollaron un modelo FEM para la carcasa de un eje motriz de un vehículo industrial, utilizando Block Lanczos y Subspace como método dinámico de solución, y como resultado encontraron que los cambios en las magnitudes de frecuencias eran muy pequeños pero el tiempo de solución es menor utilizando el primer método.

### 3.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL (EMA)

El análisis modal experimental (EMA), también conocido como ensayo modal, busca determinar las frecuencias naturales, las relaciones de amortiguamiento y las formas modales a través de ensayos de vibración. Dos ideas básicas relacionadas con el análisis modal son: cuando una estructura, máquina o sistema es excitado, su respuesta exhibe un pico abrupto en la resonancia, es decir, cuando la frecuencia de la fuerza es igual a su frecuencia natural y el amortiguamiento no es grande; la fase de la respuesta cambia  $180^\circ$  mientras la frecuencia de la fuerza cruza la frecuencia natural de la estructura o máquina, y la fase es de  $90^\circ$  en la resonancia [32].

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 o FRF [35]. Una FRF se determina experimentalmente por medio de la relación entre la respuesta y la excitación de un sistema y se representa por el diagrama de bloques del sistema (ver figura 4):

**Figura 4. Diagrama de bloques del sistema**



Fuente: Autores del Proyecto

Donde  $F(\omega)$  y  $X(\omega)$  son las señales de fuerza y excitación en función de la frecuencia, respectivamente. Por otro lado  $H(\omega)$  se define como la función de transferencia. Su representación más general se conoce como Receptancia o función de transferencia y está dada en términos del desplazamiento:

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

Donde  $[\mathbf{K}]$ ,  $[\mathbf{M}]$  y  $[\mathbf{C}]$  son las matrices de rigidez, masa y amortiguamiento, respectivamente. La función de transferencia adopta el nombre de Movilidad o Acelerancia si la relación viene dada por la velocidad o la aceleración, respectivamente.

Debido a que tanto la fuerza como el desplazamiento son vectores, ambos tienen una magnitud y una dirección asociadas. Por tanto, una FRF se define entre un punto único de entrada (magnitud y dirección) y uno de salida [31]. La estructura analizada es dividida en varios puntos de medición generando una “malla” de ubicaciones para ensayos, usando menos puntos que los usados en la discretización de un modelo de elementos finitos [52].

Sin embargo, existen varias limitaciones relacionadas con un ensayo modal experimental. En primer lugar, una estructura continua tiene un número infinito de modos [52]. En la práctica, un analista estará interesado únicamente en un número finito de modos, hasta cierta frecuencia o en una banda de frecuencias determinada. Adicionalmente, en algunos es necesario hacer y procesar un gran número de mediciones. Por ejemplo, la carrocería de un automóvil puede llegar a necesitar hasta 1000 ubicaciones de medición, cada una de las cuales con 3 grados de libertad [52]. En estructuras muy grandes, se divide el problema en subestructuras, y los resultados de cada una de ellas se reúnen para obtener su solución. Karpel y Ricci [41] aplicaron la técnica de subestructuras a una armadura de 19 m por 51 módulos hechos en tubos de plástico, y los resultados de la estructura ensamblada, mostraron una buena correlación con los resultados de un modelo de elementos finitos previo. Otras limitaciones tienen que ver con la cantidad limitada de sensores y de canales de adquisición disponibles, así como la

capacidad de medición y procesamiento de datos por parte de los sensores y de las tarjetas de adquisición.

En las subsiguientes secciones, se abordarán las diferentes configuraciones utilizadas en un ensayo modal y detalles de cómo se realiza.

### **3.3.1 Configuración de los ensayos modales**

Los métodos que existen para la realización de un análisis modal experimental son muy variados. De la escogencia del método depende la configuración del experimento para realizar un ensayo modal. En primer lugar los ensayos modales pueden ser realizados tanto en un ambiente de laboratorio como en condiciones de operación del sistema. En condiciones de laboratorio, un ensayo modal se realiza, en lo posible, controlando los efectos de los parámetros ambientales como la temperatura, la humedad, el vacío, y la gravedad [53]. Las fuerzas que se aplican sobre el sistema son de naturaleza artificial, y por lo tanto son medidas y controladas en los ensayos. Este tipo de ensayo, se conoce con el nombre de Experimental Modal Analysis (EMA) y es empleado, por ejemplo, por Fernandez et al [54] en su trabajo de localización de daño en una barra en voladizo. Por otro lado, los ensayos en operación de los sistemas no permiten el control de los parámetros ambientales y las fuerzas aplicadas son propias de la función de cada sistema. Este es el caso de edificios y puentes sujetos a fuerzas ambientales como el viento, el uso de personas, almacenamiento de cargas y el tránsito de automotores. En su trabajo, Gómez [55] realiza la caracterización dinámica de puentes de hormigón simplemente apoyados, sujetos a fuerzas ambientales. Lo mismo ocurre en el caso de máquinas que se encuentran empotradas en su sitio de trabajo o que no pueden ser fácilmente desensambladas para ser transportadas a un ambiente de laboratorio. Este tipo de ensayo modal lleva el nombre de Operational Modal Analysis (OMA). Así, Rosenow y Andersen [56] llevan a cabo un análisis modal operacional en un marco de una turbina de viento.

En cuanto al tipo de dispositivo usado para la excitación del sistema, generalmente, los ensayos EMA son realizados mediante ensayos de impacto o ensayos empleando un excitador electromagnético. En un ensayo de impacto, la fuerza de excitación es un impulso y es causada por un martillo con un transductor de fuerza instalado en la punta. Un ensayo con excitador electrodinámico es, en cambio, muy versátil en cuanto a las funciones empleadas como señales de excitación. Estas funciones se originan en un software de computadora y son amplificadas para ser reproducidas por el excitador. Algunas señales empleadas frecuentemente son las funciones armónica, sinusoidal y aleatoria. En sus trabajos, Braun et al [57] realizan un ensayo modal en una estructura aeronáutica de acero 1020 y 30 kg de peso, empleando un martillo de impacto y Mohanty y Rixen [58] identifican las formas modales y las frecuencias naturales empleando una señal de excitación armónica.

Los ensayos de impacto son utilizados con frecuencia en los ensayos EMA. El atractivo de esta técnica reside en su sencillez, así como la pequeña cantidad necesaria de equipamiento y los intervalos cortos de medición [59]. El dispositivo de impacto puede ser un martillo, una pistola eléctrica o una masa suspendida, los cuales son empleados para generar una fuerza tipo pulso en la estructura. El dispositivo que es usado con mayor frecuencia es el martillo de impacto, está compuesto por una punta, un transductor de fuerza, una masa de balanceo y un mango. La dureza de la punta y de la superficie de contacto en la estructura están directamente relacionadas con el rango de frecuencia de la fuerza pulsante [15]. A mayor dureza de la punta y de la superficie, mayor será el rango de frecuencias excitado. La punta del martillo debe ser escogida de tal manera que todos los modos de interés sean excitados, en el rango de frecuencias considerado [60].

En condiciones de laboratorio se busca que el sistema simule condiciones de frontera libres o completamente rígidas (fijas). Idealmente, la condición libre-libre supone que la estructura se encuentra flotando en el aire, y presenta

comportamiento de cuerpo rígido a una frecuencia de cero Hertz. No obstante, esto no puede ser logrado completamente y en la práctica se busca una condición aproximada, al suspender la estructura con un material suave, como por ejemplo resortes o bandas elásticas. Este arreglo, ocasiona la aparición de modos de cuerpo rígido a frecuencias mayores a cero. Esta idealización es válida, siempre y cuando la mayor de las frecuencias de cuerpo rígido cumpla el criterio de ser al menos  $1/10$  de la primera frecuencia natural [15]. Por otra parte, la condición de frontera fija es más difícil de conseguir en condiciones de laboratorio. En teoría, esto significa que los seis grados de libertad en la frontera son fijados con rigidez absoluta. En la mayoría de los casos, no es posible alcanzar esta condición ideal, y por lo tanto, se opta por fijar la estructura a un objeto mucho más rígido y pesado como un piso de concreto [15].

En la presente metodología, la obtención de los parámetros modales por medio de ensayos modales se desarrolla en un ambiente de laboratorio. El dispositivo de excitación es un martillo, y por tanto, se obtienen todas las ventajas características de un ensayo de impacto. La estructura se sujeta por medio de bandas elásticas, lo que supone la condición libre-libre, relativamente fácil de lograr. De esta manera, queda definida la configuración empleada, no obstante, se requiere una mayor definición del ensayo, teniendo en cuenta aspectos importantes como la adquisición de datos y el procesamiento de los mismos, los cuales son mencionados en las siguientes secciones.

### **3.3.2 Sistema de adquisición de datos**

Los ensayos modales deben ser realizados de tal manera que se garanticen resultados experimentales con alto grado de precisión. Debido a ello, es esencial comprender el funcionamiento del sistema de adquisición de datos empleado, para que sea posible tomar precauciones como, por ejemplo, un uso adecuado de los equipos y un manejo adecuado de los datos tanto en la adquisición como en el

posprocesamiento, ya sea para el tratamiento con fines de disminución del ruido o para la obtención de los parámetros modales.

La adquisición de datos se realiza, fundamentalmente, mediante la obtención de una señal digital a partir de una señal análoga (continua), producto de un fenómeno físico. En un ensayo modal, el acelerómetro, empleado como dispositivo de medida de la respuesta, consta de un elemento piezoeléctrico que interpreta muestras periódicas de la señal real (análoga) y arroja una señal discreta en forma de voltaje. Esto significa, que los datos medidos serán una combinación de muchos puntos repartidos de manera discreta, que representan adecuadamente la señal análoga. De esta manera, los datos pueden ser graficados, procesados o guardados empleando un software de computadora.

Por la forma en que se lleva a cabo la adquisición, el resultado obtenido está en función del tiempo. No obstante, en los análisis de vibraciones es conveniente un análisis de resultados en el dominio de la frecuencia. Esto debido, entre otras cosas, a que la información clave en un análisis modal, es la frecuencia, fase y amplitud de las componentes armónicas [61]. Las señales representadas por funciones periódicas, son convertidas al dominio espectral por medio de un análisis de Fourier, el cual indica que toda función periódica puede ser descompuesta en sus componentes armónicas. Sin embargo, un ensayo de impacto involucra señales no periódicas y determinísticas [62]. Este tipo de señales se caracterizan por la posibilidad del cálculo de su función representativa, pero por su naturaleza no periódica, no es posible realizarle un tratamiento de Fourier. Por tanto, para transformar la señal temporal al dominio de la frecuencia, se utiliza una variante del análisis de Fourier, conocida como la transformada de Fourier [62].

En la práctica, los análisis de vibraciones se realizan en analizadores comerciales o en software de procesamiento de datos (con ayuda de un ordenador),

empleando el concepto de la transformada rápida de Fourier (FFT). Esta, es un algoritmo de gran eficiencia para calcular la llamada transformada de Fourier discreta (DFT), la cual es una aproximación discreta y finita de la transformada de Fourier [62].

El proceso de convertir una señal análoga a una señal digital es llevado a cabo por los Convertidores de Analógico a Digital (ADC). El ADC realiza la conversión por medio de microprocesadores. Como cualquier procesador digital, la conversión es realizada en potencias de dos (números binarios) [63]. Cada ADC viene provisto de una resolución diferente de acuerdo a la capacidad de conversión. La resolución se refiere a la exactitud de las medidas efectuadas y su valor se da en bits [64]. Un ADC de 12 bits provee 4096 intervalos, mientras que uno de 16 bits dispone de 65536 intervalos discretos [63]. Además de la resolución, la frecuencia de muestreo es un parámetro que se define para determinar la fidelidad de la onda reproducida.

La frecuencia de muestreo es la frecuencia con la cual son tomadas las muestras de la señal análoga. Una tasa de muestreo muy pequeña acarrea pérdidas de información si las señales cambian rápidamente [64]. Si la frecuencia es grande, la forma de onda digital reproduce con mayor fidelidad la forma de onda analógica, sin embargo, se requiere una mayor capacidad computacional. Para definir la frecuencia adecuada, se acude al teorema de Nyquist, el cual establece que la frecuencia de muestreo que garantice que no haya pérdida de información, debe ser al menos dos veces la frecuencia de interés más alta [63]. Es decir  $f_s \geq 2f_{max}$ , donde  $f_s$  es la frecuencia de muestreo empleada y  $f_{max}$  es la frecuencia máxima.

Durante el procesamiento de la señal, se deben tener en cuenta los errores en los que se puede incurrir. En primer lugar, se debe prevenir el Aliasing mediante el empleo de una frecuencia de muestreo adecuada y la utilización de filtros

antialiasing. Por lo tanto, la frecuencia de muestreo debe ser superior a dos veces la frecuencia máxima. Sin embargo, no es posible escoger la frecuencia adecuada fácilmente, dado que en la práctica la suposición de que las señales son limitadas en frecuencia, no se cumple [64]. Otro error que se puede dar es el fenómeno conocido como Leakage. Este ocurre debido al planteamiento matemático del algoritmo de la DFT [64]. Si la señal de entrada no tiene un número entero de periodos, la suposición de periodicidad causa la aparición de discontinuidades o cambios abruptos en la señal. El fenómeno de Leakage se soluciona mediante el uso de ventanas. Las ventanas son funciones que se encargan de suavizar los extremos de la señal, buscando de esta manera eliminar las discontinuidades, y por tanto minimizando los efectos del Leakage en la señal.

### **3.3.3 Hardware y montaje del ensayo**

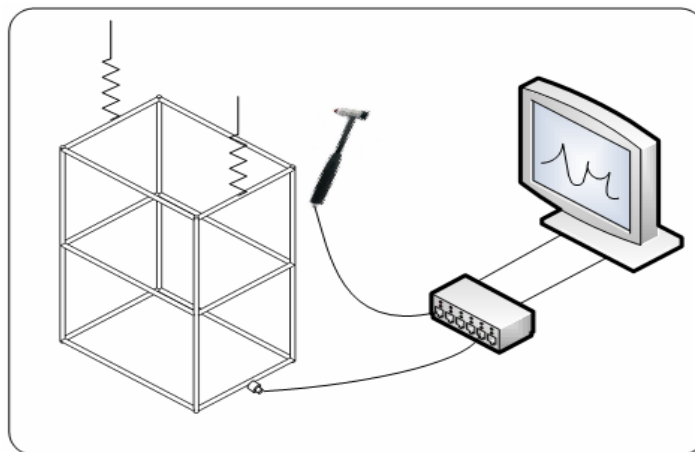
Para la obtención de los parámetros modales, se opta por un ensayo modal de impacto, usando como dispositivo de excitación un martillo. Este se compone de una punta con cierto nivel de dureza, un transductor de fuerza, una masa de balanceo y un mango. El transductor de fuerza es un sensor piezoeléctrico, el cual genera una carga o voltaje proporcional a la fuerza aplicada. A diferencia de un acelerómetro, el transductor de fuerza no tiene una masa inercial atada al elemento transductor. Este debe ser comprimido o estirado físicamente para que el transductor genere un voltaje de salida. Para la medición de las respuestas, comúnmente se emplean acelerómetros. Estos se encargan de medir la aceleración en la estructura, y arrojan una señal de salida en forma de voltaje. Posteriormente esta señal es transformada por un acondicionador de señal antes de ser procesada por otro dispositivo o por un software [15].

Tanto las señales de impulso como las señales de respuesta son medidas mediante un módulo de adquisición de datos. Este módulo puede estar compuesto por una tarjeta de adquisición de datos o puede contarse con un chasis que

soporta la conexión de dos o más tarjetas de adquisición de datos. Generalmente, estas tarjetas de adquisición cuentan con 4 canales, cada uno de los cuales soporta la conexión de un acelerómetro o un martillo de impacto.

La configuración básica de un ensayo de impacto incluye un computador con software de procesamiento de datos, un martillo, acelerómetros, un dispositivo de adquisición de datos y cables conectores. La conexión de los elementos del montaje se muestra esquemáticamente en la figura 5. Tanto el martillo como los acelerómetros se conectan independientemente a un módulo de adquisición de datos que a su vez debe estar en comunicación con el computador mediante cables conectores. Por último, el software de computadora se encarga de continuar la adquisición y del procesamiento de datos, por ejemplo, para la obtención de las FRF. Adicionalmente, es posible emplear más de un acelerómetro en el ensayo modal, limitándose su cantidad, principalmente al número de acelerómetros y al número de canales o tarjetas de adquisición de datos disponibles.

**Figura 5. Conexiones equipos. De izquierda a derecha: estructura, acelerómetro, martillo de impacto, módulo de adquisición de datos y computador con software de procesamiento de datos**



Fuente: Autores del Proyecto

### **3.3.4 Planeación de los ensayos**

Como ha sido expuesto, los ensayos modales deben realizarse de tal manera que se garantice un buen nivel de precisión de los resultados experimentales. Para conseguirlo, se debe conocer tanto el funcionamiento del sistema de adquisición como las diferentes herramientas de procesamiento de datos. Sin embargo, la precisión de los resultados no es garantía suficiente del éxito de los ensayos modales. Los resultados experimentales son útiles únicamente, si la información recogida es adecuada, completa y corresponde a los intereses del estudio.

La planeación de los ensayos, en el marco de la metodología aquí empleada, consiste básicamente en dos aspectos: la elección de las ubicaciones de impacto y de medición de la respuesta para obtener una descripción óptima de las formas modales; determinación de la cantidad de información necesaria (cantidad de ensayos) para tener en cuenta todos los modos presentes en el rango de frecuencias de interés.

En primer lugar, la ubicación óptima de los acelerómetros y los lugares apropiados para excitar la estructura se obtienen con la ayuda de un modelo FEM preliminar. Las formas modales observadas en el modelo, dan una idea acerca de la configuración de las formas modales de la estructura y de esta manera se planean los ensayos teniendo en cuenta las siguientes consideraciones: evitar los nodos de los modos (puntos de amplitud cero); preferir los lugares donde la amplitud de la vibración de los modos es mayor; buscar posiciones en las barras con deformaciones en el mismo sentido o en sentido opuesto, de tal manera que puedan ser divisadas mediante la comparación de las fases de cada modo, obtenidas mediante dos o más respuestas medidas simultáneamente.

Por otro lado, la determinación de la cantidad de ensayos necesarios, se da empleando las FRF de diferentes ensayos y también mediante un proceso de

retroalimentación entre las FRF medidas y el modelo FEM preliminar. En primer lugar, se identifican las frecuencias naturales presentes en el rango de interés en una FRF y se comparan con las FRF provenientes de distintos ensayos, hasta tener cierto nivel de seguridad de que todos los modos han sido incluidos. A su vez, el proceso de retroalimentación se da en el marco del denominado proceso de caracterización dinámica de la estructura (abordado en la siguiente sección), empleado en la presente metodología como un paso previo a la validación del modelo, mediante el cual se identifican las deformaciones experimentales que están en correspondencia con las formas modales del modelo de elementos finitos.

### **3.3.5 Caracterización dinámica de la estructura**

La caracterización dinámica de la estructura es el proceso de identificación modal que se realiza a través de la determinación de la correspondencia entre las formas modales experimentales y las mostradas en el modelo FEM. La principal herramienta que se emplea es la lectura de las fases de un modo, en dos medidas diferentes realizadas simultáneamente. Las fases permiten determinar la dirección relativa de la deformación que se presenta en la estructura física y asociar esta deformación a un modo en específico. Una vez identificada la forma modal, su frecuencia modal experimental se asocia con la frecuencia modal teórica (en general son muy diferentes), y se espera que posterior a la validación, se observe una buena correlación entre ellas.

El proceso de caracterización tiene tres funciones básicas: en primer lugar, facilita el proceso de validación del modelo teórico ya que brinda una idea de las frecuencias experimentales que están en correlación directa con las frecuencias de los modos que han sido modelados teóricamente; en segundo lugar, es útil para determinar si los datos experimentales obtenidos son suficientes para describir completamente el modelo FEM; por último, permite definir que rangos de

frecuencias incluyen modos plenamente identificables, y por tanto, que rangos de frecuencias pueden ser utilizados en la validación y cuáles no. Es importante aclarar que en el proceso de caracterización siempre debe ser posible la identificación de los primeros modos (modos a frecuencias bajas) y los primeros modos de los elementos locales (dados en frecuencias más altas).

La caracterización dinámica de una estructura conlleva algunas dificultades, algunas de las cuales se mencionan: las frecuencias naturales predichas por el modelo FEM, por lo general, difieren significativamente de las frecuencias naturales medidas experimentalmente, y por tanto no pueden ser empleadas en la caracterización; en algunos rangos de frecuencias se puede presentar alta densidad modal, que es la presencia de dos o más modos en un zona de de frecuencias reducida en las FRF (modos muy cercanos), y por tanto se dificulta la apreciación de los valores numéricos de las frecuencias; las pequeñas diferencias que se pueden originar en las frecuencias naturales del mismo modo, cuando estas son medidas en un mismo punto pero en dos direcciones diferentes y, que podrían deberse a una posible diferencia en la rigidez de un punto de una barra en una dirección con respecto a otra, posiblemente debido a la no isotropía del material, o a la diferencia en la rigidez aportada por una unión o junta en una dirección con respecto a la otra.

### **3.4 VALIDACIÓN**

El método de elementos finitos (FEM) es empleado comúnmente en la creación de modelos matemáticos para predecir el comportamiento dinámico de los sistemas, por ejemplo, en términos de los parámetros modales. En sus trabajos, Lee y Chung [65], Yan et al [66] y Sánchez [64] emplean el FEM con este propósito. Asimismo, se aprovechan los avances tecnológicos computacionales, como una mayor capacidad de procesamiento de datos y el desarrollo de algoritmos más

eficientes en los software de elementos finitos, para el desarrollo de predicciones numéricas de modelos discretos. Sin embargo, lograr una buena correlación entre las predicciones numéricas y los resultados experimentales, dando como resultado un modelo de alta confiabilidad, es uno de los objetivos de mayor complejidad durante el proceso de modelado.

La validación, también conocida como “ajuste de modelos”, surge como respuesta al problema de la baja correlación entre las predicciones numéricas y los datos experimentales, y apunta a efectuar correcciones paramétricas en los modelos de elementos finitos con el fin de lograr que las propiedades dinámicas se asemejen a sus contrapartes experimentales [67]. El propósito del ajuste es modificar los parámetros de masa, rigidez y amortiguamiento del modelo numérico, con el fin de obtener un mejor acuerdo entre los resultados numéricos y experimentales [67]. De esta manera, diversos autores plantean el ajuste de modelos en el marco del problema de la detección de daños. Wu y Li [10] observan las diferencias entre las cuatro primeras frecuencias naturales del modelo FEM de una estructura y sus contrapartes reportadas por Dyke et al [68] en un estudio experimental previo, y con base en estas observaciones llevan a cabo un ajuste de modelos en dos etapas basado en la eigensensibilidad. Por otro lado, Yu y Yin [11] proponen el uso de una función objetivo para minimizar las discrepancias entre los datos modales teóricos y experimentales como un problema de mínimos cuadrados con condiciones de frontera.

La teoría de la validación de modelos supone que los causantes del desacuerdo del modelo matemático con los datos experimentales, son los errores en los que incurre el modelo. Mottershead y Friswell [67] enumeran tres tipos de errores en los modelos: (i) Errores estructurales del modelo, los cuales ocurren cuando existe incertidumbre acerca de las ecuaciones físicas gobernantes; (ii) Errores paramétricos del modelo, debidos por ejemplo a la aplicación de condiciones de frontera inapropiadas y el uso de suposiciones inexactas en la simplificación del

modelo; (iii) Errores del orden del modelo, los cuales surgen en la discretización de sistemas muy complejos y pueden dar como resultado un modelo de orden insuficiente. Sin embargo, encontrar el error en el modelo es una tarea compleja. Hasta la fecha, el único medio para validar el modelo FEM es la comparación de un número limitado de propiedades dinámicas predichas con sus correspondientes mediciones, y establecer conclusiones acerca de la exactitud y veracidad del mismo [69].

En su artículo de revisión, Mottershead y Friswell [67] mencionan la existencia de los métodos de ajuste directos, para diferenciarlos de aquellos métodos iterativos que cuentan con un modelo de referencia, conocidos como indirectos. Los métodos directos se caracterizan por: no requieren procesos iterativos sino que se ejecutan en solo paso; son de gran eficiencia computacional; poseen la capacidad de reproducir de manera exacta de los datos experimentales [50]. A pesar de las ventajas obvias de estos métodos, los parámetros del modelo tras el ajuste carecen de significado físico, lo que los hace inapropiados para la predicción del comportamiento dinámico que es usada en la detección de daños. Por su parte, los métodos iterativos que emplean datos modales (frecuencias naturales, formas modales y razones de amortiguamiento), tienen como objetivo mejorar la correlación entre los resultados experimentales y aquellos predichos por el modelo FEM, mediante las correcciones de ciertos parámetros físicos del modelo, como la masa, rigidez y el amortiguamiento [67]. La mejora en la correlación, debe basarse en la corrección de las suposiciones inexactas en el modelo, y no por medio de cambios paramétricos que carezcan de significado físico. Mientras los métodos directos modifican todos los elementos de las matrices de manera indiscriminada, los esquemas iterativos proveen un amplio rango de posibilidades para seleccionar parámetros de ajuste, con los que el usuario puede enfocarse en la corrección de aspectos físicos bien definidos y localizados [50]. Los parámetros físicos a los cuales se les atribuye el error son cantidades físicas como el módulo

de Young, el módulo de Poisson y el amortiguamiento de la estructura y los parámetros geométricos de la estructura.

Diversos enfoques han sido desarrollados en el área de ajuste de modelos por métodos indirectos. De esta manera, el método de la eigensensibilidad inversa propone el planteamiento de series truncadas de Taylor de los datos modales en términos de los parámetros desconocidos [50]. Los métodos de mínima varianza pueden verse como métodos de penalización en los que las matrices de ponderación cambian de forma particular de una iteración a otra [67]. Asimismo, los métodos iterativos que emplean directamente las Funciones de Respuesta en Frecuencia como parámetros de ajuste son convenientes debido a que se evitan los errores provenientes del pos proceso llevado a cabo para extraer los parámetros modales. Por ejemplo, Lin y Zhu [70] establecieron formulaciones complejas de ajuste de modelos mediante el uso de las FRF para identificar directamente los coeficientes de amortiguamiento y, al mismo tiempo, ajustar los errores de modelado de la masa y la rigidez, en los casos de estructuras con amortiguamiento proporcional y en casos generales de estructuras con amortiguamiento no proporcional. Sin embargo, para emplear las FRF en la validación, es necesario incluir el amortiguamiento en el modelo de elementos finitos. Por tanto, se puede constituir en una desventaja si se tiene en cuenta la dificultad de modelar los mecanismos de disipación de energía [50].

Se han establecido algunos criterios para evaluar el grado de correlación entre el modelo FEM y los resultados experimentales. Entre ellos se encuentran el Modal Assurance Criterion (MAC), el Normalized Cross Orthogonality NCO y la comparación directa de las FRF. Por ejemplo, Jaishi y Ren [71] emplearon el MAC como criterio de correlación en el desarrollo de una metodología para el ajuste de modelos basada en la sensibilidad mediante el desarrollo de un algoritmo de optimización que minimiza la función objetivo consistente en la flexibilidad modal residual. A su vez, el NCO (o MAC normalizado) es una variante del MAC que

incluye la matriz de masa o rigidez como matriz de peso en el cálculo. Por otro lado, la superposición de las FRF de dos modelos diferentes, es una medida cualitativa muy útil de su grado de correlación global [72].

La metodología desarrollada emplea el enfoque iterativo de la validación de modelos. Se efectúan cambios con sentido físico en las propiedades físicas como el módulo de Young, el módulo de Poisson y el amortiguamiento de la estructura del modelo preliminar de elementos finitos. Para evaluar el grado de acuerdo de los resultados se emplean criterios cuantitativos y cualitativos. Entre ellos, una comparación directa de las magnitudes de las frecuencias naturales, la similitud de las formas modales, y una superposición de las funciones de respuesta en frecuencia, permiten determinar la validez del modelo. En la medida en que se obtenga una mejor correlación entre el modelo y los datos experimentales, el modelo es más confiable.

El modelo FEM validado predice de manera adecuada los parámetros dinámicos de la estructura analizada. Permite contar con una descripción más completa de la estructura, que la que se podría obtener basándose únicamente en los datos experimentales, como por ejemplo una visualización más detallada de las formas modales de la estructura. Además, una vez archivado, el modelo validado puede ser empleado en estudios de detección de daño futuros como modelo de referencia.

### **3.5 DETECCIÓN DE FALLOS**

La premisa fundamental de los métodos de detección de fallos en estructuras basados en vibraciones es que la presencia de un daño altera las propiedades de rigidez, masa y energía de disipación, que alteran las propiedades dinámicas de la

estructura [14], y representan cambios en los parámetros modales como frecuencias naturales, amortiguamientos y formas modales.

Se establece la presencia de un daño en un sistema con la ocurrencia de una serie de cambios que pueden afectar su desempeño actual o futuro. Para definir la existencia de un fallo, es necesario comparar el estado de la estructura con respecto a un estado inicial o de referencia [14]. De esta manera es posible realizar estudios de vibraciones en una estructura, cuyo estado inicial, es considerado como el estado sano, y posteriormente realizar estudios periódicos con el objeto de monitorear los cambios de los parámetros modales en el tiempo.

Las alteraciones de los modos de vibración de una estructura particular ante la presencia de un fallo no son iguales (en ocasiones es nulo), dado que los cambios dependen de la naturaleza, localización y severidad del daño. Este efecto ofrece la posibilidad de detectar, localizar y cuantificar daños mediante el uso de ensayos dinámicos [12]. Por ejemplo, Kim et al [73] desarrollaron una metodología basada en los cambios en frecuencias naturales y formas modales para la identificación, localización y cuantificación del daño en estructuras tipo viga. Por su parte, Owolabi et al [74] desarrollaron un método simple pero ilustrativo para determinar la profundidad y extensión de grietas en vigas de aluminio, en el cual se realizaban diferentes ensayos para obtener una descripción del comportamiento de las frecuencias naturales y de las correspondientes amplitudes en las FRF en diferentes escenarios de localización y profundidad del daño. Esto permitía obtener una base de datos con la cual se podía contrastar los resultados de los cambios en los parámetros dinámicos de barras cuyo daño fuese desconocido.

Las variaciones en las frecuencias modales son causadas principalmente por las pérdidas de rigidez local, y por consiguiente, por las pérdidas de rigidez global. De esta manera, se infiere una pérdida de rigidez, cuando las frecuencias naturales son más bajas de lo esperado [12]. Cuando estas son más altas de lo esperado,

hay indicios de soportes más rígidos. Una investigación, en la que se ensayaron vigas de aluminio en escenarios de daño diferentes, con grietas inducidas a diferentes profundidades, fue realizada por Owolabi et al [74]. A medida que las grietas adquirían mayor profundidad, esto es una mayor pérdida de rigidez local, se obtuvieron valores de frecuencia cada vez menores. Por otro lado, Jaishi y Ren [71] en su artículo presentaron el desarrollo de una simulación acerca de un método de ajuste basado en sensibilidad, en el que el daño inducido se representó mediante una reducción de la rigidez en puntos localizados de las matrices de rigidez, dando como resultado una disminución en las frecuencias naturales.

La presente metodología, emplea un enfoque de validación de modelos para obtener una descripción con un alto nivel de detalle de la estructura sana. Una vez analizado el modelo físico (estructura sana e inicial), se modela empleando un software comercial de elementos finitos, se realiza un ensayo modal experimental de la misma para obtener los parámetros modales, y se realiza la validación del modelo de elementos finitos mediante la contrastación de los resultados experimentales y numéricos. La metodología hasta aquí desarrollada sienta las bases para el entendimiento profundo del comportamiento de los parámetros modales de la estructura.

En este punto se debe contar con la descripción detallada del modelo físico (estructura real e inicial), representada entre otras cosas por los ensayos modales realizados y por el modelo validado. Esta descripción debe ser archivada para futuros estudios y para ser empleada en el monitoreo de los parámetros modales de la estructura, con el objeto de diagnosticar su condición. Después de un tiempo, la estructura habrá estado expuesta a las condiciones de su uso normal dependiendo de su aplicación, como por ejemplo inclemencias ambientales, cargas de naturaleza estática y dinámica o en algunas ocasiones pueden, incluso, ser sometidas a condiciones fuera de su operación normal, y dejando como consecuencia la posible aparición de fallos de distinta naturaleza.

Para obtener una descripción del nuevo estado de la estructura se realizan nuevos ensayos modales. Con esto, se busca obtener todas las frecuencias naturales en el rango de interés, así como ciertas mediciones de funciones de respuesta en frecuencia, consideradas como representativas, por ser parte de la información que se tiene de la estructura inicial o sana. Por un lado, las frecuencias naturales son obtenidas mediante la comparación de resultados en varios puntos impacto-respuesta de la estructura, apoyándose en la planeación realizada para la estructura sana, hasta tener la certeza de que todas las frecuencias en el rango de interés han sido obtenidas. Por otro lado, es muy importante que en la etapa de toma de información de la estructura sana, las FRF medidas sirvan para describir lo mejor posible el comportamiento de las vibraciones modales de la misma. En la medida en que la información sea más completa, la identificación de los daños será más sencilla de ejecutar y los resultados de los análisis serán más confiables.

La información acerca del nuevo estado de la estructura hace realidad la capacidad de diagnóstico de la presencia de daño, mediante la comparación directa de las magnitudes de las frecuencias y la superposición de las FRF.

Si se presentan cambios muy drásticos en las frecuencias naturales y el análisis de las nuevas FRF reporta la aparición de modos que no guardan relación directa con los modos iniciales, se puede pensar en que la estructura ha sufrido un cambio tan grande que se puede considerar catastrófico. Este caso se podría dar, por ejemplo, con la pérdida de un miembro de la estructura o la rotura de una pieza hasta perder funcionalidad. Para imaginar la diferencia en los parámetros modales se podría pensar en la estructura como si fuese una estructura totalmente diferente. Por todo lo anterior, se puede diagnosticar la presencia de fallo de manera muy confiable.

Si se presentan grandes cambios en algunas frecuencias modales y las nuevas FRF reportan similitudes con las FRF iniciales, excepto por la aparición de algunos

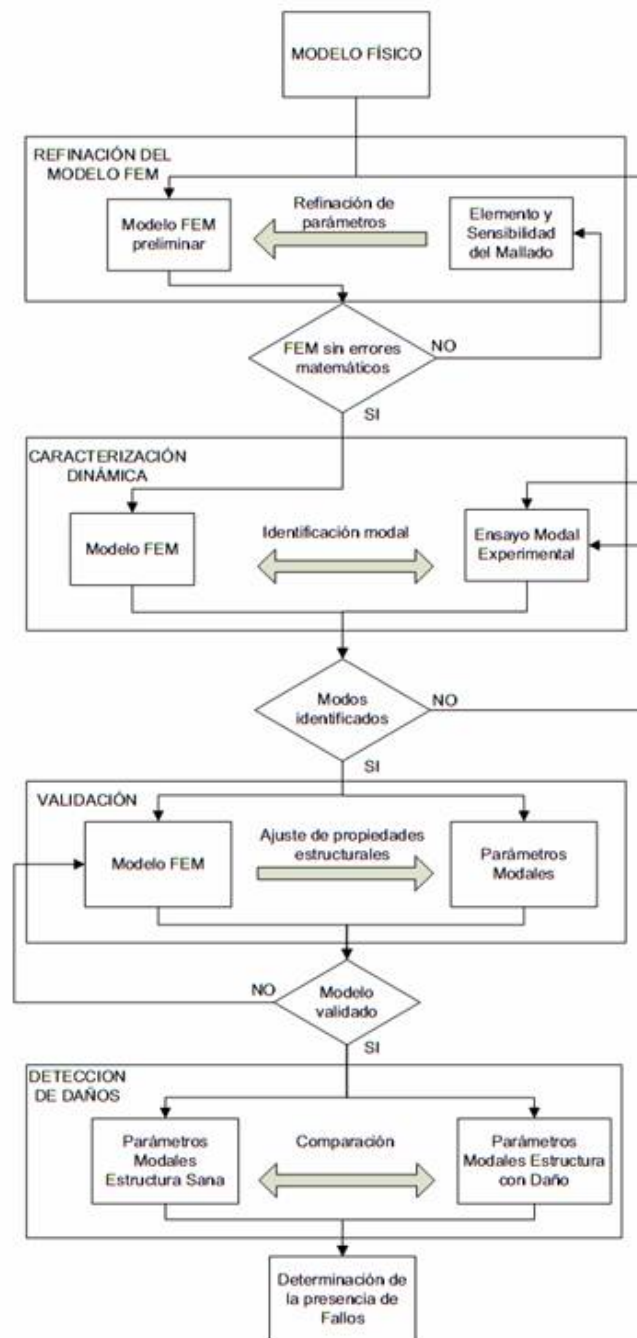
modos diferentes, se puede catalogar el daño como de nivel medio-bajo. En este caso, un diagnóstico positivo de la presencia de daño puede ser realizado, en primer lugar, mediante el porcentaje de cambio en las frecuencias de los modos, apoyándose además en el análisis de las variaciones de las amplitudes de estos modos visualizadas en las FRF. En general, para el caso medio-bajo se obtienen variaciones de frecuencia y de amplitud de las formas modales relativamente altas, por lo que se puede considerar como un caso de fácil diagnóstico.

En un último caso, en el cual las variaciones de las frecuencias naturales son relativamente pequeñas (menores a un 5%), y al superponer las FRF se encuentran grandes similitudes, se puede pensar en un caso de daño pequeño. Se considera que los pequeños porcentajes de cambio, menores al 5 %, no son concluyentes acerca de la presencia de daño. Además, las pequeñas variaciones de las amplitudes de los modos de las FRF no son apoyo suficiente para brindar un diagnóstico contundente. Por tales motivos, este caso podría considerarse de difícil diagnóstico.

### **3.6 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE DAÑOS**

El presente informe contiene, hasta este punto, la revisión bibliográfica de las metodologías existentes, y el paso a paso del desarrollo de la metodología de detección de daños en estructuras metálicas planteada como resultado de esta investigación. Cada paso ha sido reforzado con la teoría que sustenta los detalles de la metodología y con las conclusiones de otros investigadores en trabajos previos. A continuación en este apartado, se presenta el diagrama de flujo (*ver figura 6*) que incluye, en grandes rasgos, los pasos de la metodología desarrollada. Pretende servir como una guía de aplicación de la metodología y no un diagrama detallado de los pasos a seguir.

Figura 6. Diagrama de flujo de la metodología de detección de daños en estructuras metálicas empleando la técnica de análisis modal teórico-experimental



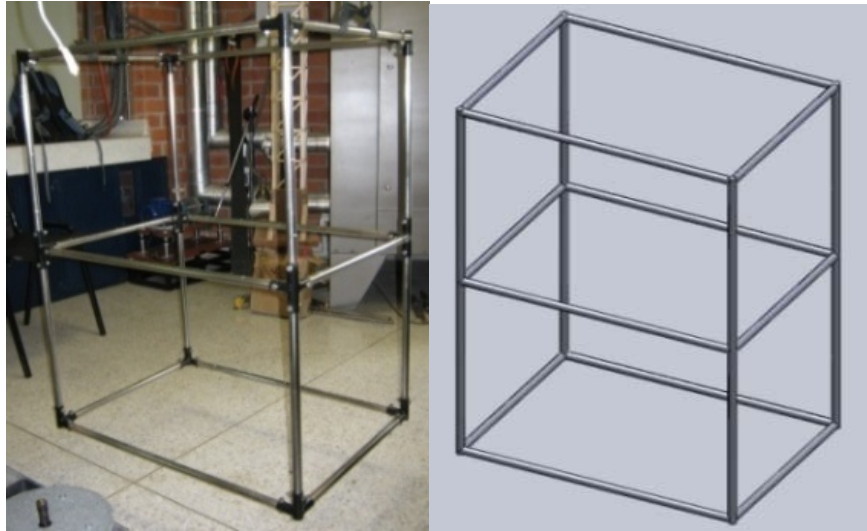
Fuente: Autores del Proyecto

## 4. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA

### 4.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

El diseño tiene por objeto crear una estructura con cierto nivel de complejidad que sirviera como ejemplo de aplicación de la metodología, pero que al mismo tiempo brindara ciertas comodidades: de montaje y de organización de la experimentación; con respecto a la complejidad esperada de la información medida experimentalmente; conveniencia de la estructura para el modelado por medio de software de elementos finitos. El resultado (ver figura 6) fue una estructura simétrica (ancho mayor al largo, 700 × 500 mm), desarmable, de tamaño medio, compuesta por barras de acero unidas por medio de juntas rígidas (atornilladas). La característica desarmable permite la realización de cambios en la geometría y la masa de la estructura y el cambio de barras en buen estado por barras con masa removida para obtener diversos escenarios de daño. Por otro lado, la característica de simetría permite obtener formas modales con patrones predecibles, y al ser más ancha que larga (ver figura 7), se evitan los valores de frecuencias similares debidas a los modos globales representados de forma muy parecida en planos diferentes. Su tamaño medio, busca facilitar el análisis de datos, puesto que el rango del espectro es conveniente para los equipos de medición, las frecuencias están separadas en valores distinguidos entre ellos. Por último, la característica de uniones muy rígidas brinda facilidades en el modelado por elementos finitos, dada la posibilidad de suponer una estructura continua en el modelo, cuyo caso sería una estructura única, compacta, como si fuera una sola pieza.

**Figura 7. Ensamblaje de la estructura.**



Fuente: Autores del Proyecto

La estructura está compuesta por 20 barras de acero 4140, cada una con perforaciones en ambos extremos de  $\varnothing$  6,35 mm (*ver tabla 1*); 14 de ellas son de 500 mm y, las restantes 6 barras de 700 mm de longitud. Las uniones son juntas atornilladas hechas de acero 1020 Cold Roll, fabricadas en taller mediante el corte y soldadura por arco (*ver tabla 2*). Estas fueron diseñadas en dos configuraciones, una para la unión de 4 barras y la otra para 3 barras. Por último, los tornillos usados en el ensamblaje de las juntas son de acero inoxidable de  $\varnothing$  6.35 mm.

**Tabla 1. Características barras AISI-SAE 4140 CALIB/TORN**

<b>Características barras AISI-SAE 4140</b>	
Diámetro	19.05 mm
Diám. Perforaciones	6.35 mm
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young	2.1 E11 N/m <sup>2</sup>
Relación de Poisson	0.3



Fuente: Autores del Proyecto

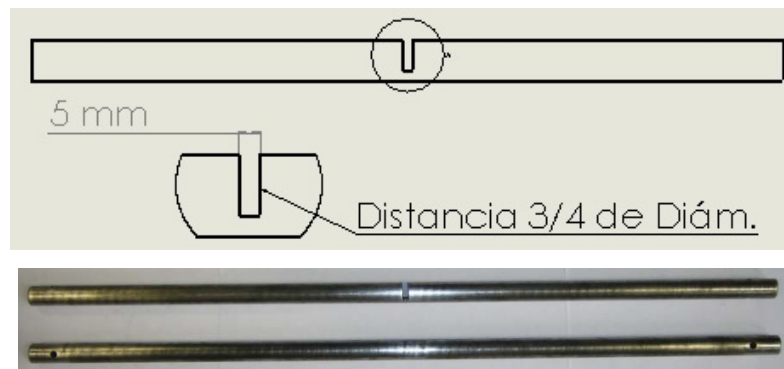
**Tabla 2. Características de las uniones de acero 1020 Coldroll**

Características de las uniones de acero 1020 Coldroll		
Diámetro	19.05 mm	
Calibre	16	
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>	
Módulo de Young	1.9 E11	
Relación de Poisson	0.29	

Fuente: Autores del Proyecto

Los escenarios de daño planteados en la presente aplicación se consiguen quitando y reemplazando la barra horizontal de 700 mm de la parte frontal de la estructura, que está ubicada en la mitad de la misma. Los tres escenarios de daño son: la ausencia de la barra de 700 mm mencionada (caso I); el reemplazo de la misma por una barra con una perforación en la mitad de 5 mm y  $\frac{3}{4}$  de diámetro de profundidad (ver figura 8) (caso II); el reemplazo de esta barra por una barra con una perforación en la mitad de 5 mm y  $\frac{1}{2}$  de diámetro de profundidad (caso III).

**Figura 8. Daño Caso II. Barra horizontal de 70 cm ubicada en el medio de la estructura.**



Fuente: Autores del Proyecto

## 4.2 MODELO TEÓRICO

La plataforma de elementos finitos escogida para desarrollar el modelo teórico es ANSYS, este es un software de gran trayectoria y de uso común en grandes compañías, universidades y centros de investigación. Se destaca entre los múltiples asistentes para la solución de problemas por medio del método de elementos finitos por su sencillo ambiente de trabajo y su fiabilidad en los resultados.

Basándose en el modelo espacial, se desarrolla un modelo CAD con las especificaciones geométricas requeridas; sin embargo, para una buena simulación del modelo es importante reproducir con la mayor exactitud posible la rigidez aportada por las juntas a la estructura, por lo cual se plantean diferentes modelos virtuales de conexión como son: juntas fijas, juntas soldadas y un modelo único; siendo el último el que mejor comportamiento dinámico simula entre las tres opciones. El modelo único asemeja una estructura de 20 elementos como si fuera un solo cuerpo, es decir las conexiones no están soldadas ni unidas por pernos, están fundidas, como si la estructura fuera una fundición de un solo cuerpo, siendo este modelo el más rígido. Aunque el modelo espacial tenga juntas peroadas, el modelo FEM, tratado como un modelo único, tiene el mejor desempeño al simular el comportamiento dinámico. El material de las barras es acero 4140 CALIB/TORN fundido por la Compañía General de Aceros S.A (ver tabla 1).

El tipo de elemento escogido es Solid 187, este es de orden 3-D y cuenta con 10 nodos, además tiene un comportamiento de desplazamiento de segundo grado y se adapta bien a las mallas de modelado irregular. Este elemento tiene las propiedades necesarias para simular el comportamiento dinámico del modelo; sin embargo, se probaron diferentes elementos (*Ver Tabla 3*) con el fin de observar las diferencias entre ellos.

**Tabla 3. Tipos de Elemento**

<b>Tipo de elemento (Frecuencias Naturales)</b>				
<b>Modo</b>	<b>Solid 187 (Hz)</b>	<b>Solid 189 (Hz)</b>	<b>Solid 285 (Hz)</b>	<b>Pipe (Hz)</b>
<b>1</b>	32,864	32,864	32,864	32,864
<b>2</b>	38,382	38,382	38,382	38,382
<b>3</b>	46,302	46,302	46,302	46,302
<b>4</b>	50,535	50,535	50,535	50,535
<b>5</b>	50,687	50,687	50,687	50,687
<b>6</b>	60,129	60,129	60,129	60,129
<b>7</b>	61,282	61,282	61,282	61,282
<b>8</b>	72,212	72,212	72,212	72,212
<b>9</b>	78,486	78,486	78,486	78,486
<b>10</b>	88,739	88,739	88,739	88,739

Fuente: Autores del Proyecto

Como se puede observar en la tabla 3, se utilizaron cuatro diferentes tipos de elementos con diferentes características. Las variaciones en las frecuencias naturales son nulas, al igual que las variaciones en las formas modales asociadas a cada modo. Esto indica que cualquiera de los elementos utilizados es eficiente para realizar la simulación; sin embargo, es importante aclarar que estos elementos fueron escogidos con las características necesarias para que arrojen todos los parámetros requeridos en el comportamiento dinámico.

La elección de la densidad de mallado es un factor importante para determinar la calidad del modelo, de tal forma que se debe llegar a un tamaño de malla intermedio donde este sea suficientemente pequeño para tender resultados confiables pero lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional. Se calculan las frecuencias naturales y las formas modales para tres diferentes tamaños de malla (*ver tabla 4*); las diferencias son inferiores al 1%, pero los

tiempos de cálculo tienen grandes diferencias según la densidad de mallado, por lo cual se estandariza a un tamaño de malla mediano.

**Tabla 4. Densidad de mallado**

<b>Densidad de mallado (Frecuencias Naturales)</b>			
<b>Modo</b>	<b>Grueso (Hz)</b>	<b>Mediano (Hz)</b>	<b>Fino (Hz)</b>
	12052	34583	93375
	Elementos	Elementos	Elementos
<b>1</b>	32,864	32,628	32,623
<b>2</b>	38,382	38,139	38,13
<b>3</b>	46,302	45,938	45,933
<b>4</b>	50,535	50,117	50,109
<b>5</b>	50,687	50,268	50,26
<b>6</b>	60,129	59,725	59,711
<b>7</b>	61,282	60,815	60,801
<b>8</b>	72,212	71,677	71,66
<b>9</b>	78,486	77,926	77,915
<b>10</b>	88,739	88,096	88,071

Fuente: Autores del Proyecto

Block lanczos es el método dinámico de solución, este utiliza el algoritmo de solución Sparse Matrix y está especialmente recomendado para trabajar con modelos de gran tamaño y de los cuales se pretende extraer un número elevado de modos naturales. Es un método estable pese a trabajar con elementos geoméricamente mal configurados. Los tiempos de resolución son cortos aunque tienen grandes requerimientos de memoria [37].

Con la elección más adecuada posible de las herramientas de solución del problema para evitar los errores asociados al desarrollo de la simulación, se tiene el modelo FEM con las siguientes condiciones: tiene un mallado hexaédrico de

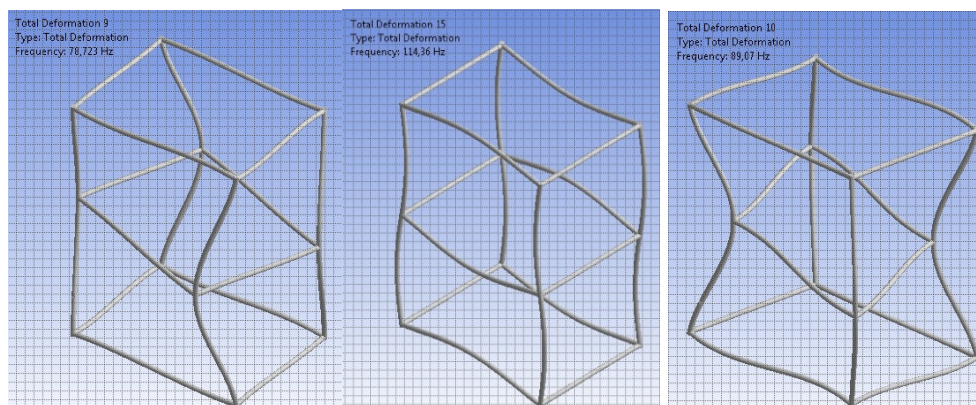
calidad media, que cuenta con 68827 nodos y 34583 elementos, y con una oblicuidad promedio de 0,46. El tipo de elemento es Solid 187 y el método de solución es Block Lanczos; el modelo virtual de conexión es un modelo único o fundido. A partir de estas condiciones se obtiene el comportamiento dinámico del modelo FEM, se calculan 20 frecuencias naturales (*Ver tabla 5*) con sus formas modales asociadas, algunas de ellas ilustradas en la figura 9.

**Tabla 5. Frecuencias Naturales**

Frecuencias Naturales			
Modo	Magnitud (Hz)	Modo	Magnitud (Hz)
1	32,864	11	94,033
2	38,382	12	101,65
3	46,302	13	101,97
4	50,535	14	113,52
5	50,687	15	113,95
6	60,129	16	116,07
7	61,282	17	123,96
8	72,212	18	148,11
9	78,486	19	149,79
10	88,739	20	157,55

Fuente: Autores del Proyecto

**Figura 9. Formas Modales Modelo FEM**



Fuente: Autores del Proyecto

### 4.3 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

El equipo de adquisición de datos empleado consta principalmente de dos tarjetas de adquisición (*ver tabla 6*) de señal dinámica de 4 canales, 2 acelerómetros piezoeléctricos PCB 352C34 (*ver tabla 7*) de 6 gramos, 2 acelerómetros piezoeléctricos PCB 352C68 (*ver tabla 8*) de 2,8 gramos, un martillo de 0,10 kg (*ver tabla 9*), un chasis con fuente de alimentación (*ver tabla 10*) de 11 a 30 voltios y con soporte para 8 módulos de entrada/salida.

**Tabla 6. Especificaciones tarjeta de adquisición NI 9233**

Especificaciones tarjeta de adquisición NI 9233	
No. de canales	4
Resolución ADC	24 bits
Rango dinámico	102 dB
Rango de entrada	± 5 voltios
Modo de muestreo	Simultaneo
Velocidad máxima de muestreo	50 kS/s

Fuente: Autores del Proyecto

**Tabla 7. Especificaciones acelerómetro PCB 352C34**

Especificaciones acelerómetro PCB 352C34	
Sensibilidad	100 mV/g
Rango de medición	± 50 g pk
Rango de frecuencias	0,5 a 10.000 Hz
Resolución de ancho de banda(1 a 10,000 Hz)	0,00015 g rms
Peso	6 gm

Fuente: Autores del Proyecto

**Tabla 8. Especificaciones acelerómetro PCB 352C68**

Especificaciones acelerómetro PCB 352C68	
Sensibilidad	100 mV/g
Rango de medición	± 50 g pk
Rango de frecuencias	0,5 a 10.000 Hz
Resolución de ancho de banda(1 a 10,000 Hz)	0,00016 g rms
Peso	2,8 gm

Fuente: Autores del Proyecto

**Tabla 9. Especificaciones Martillo de impacto PCB 086C01**

Especificaciones Martillo de impacto PCB 086C01	
Sensibilidad	50 mV/lbf
Rango de medición	± 100 lbf pk
Frecuencia de resonancia	≥ 15 kHz
Voltaje de excitación	De 18 a 30 VDC
Masa total	0,23 lb
Diámetro de la cabeza	0,62 pulg
Diámetro de la punta	0,25 pulg

Fuente: Autores del Proyecto

**Tabla 10 Especificaciones chasis NI cDAQ-9172**

Especificaciones chasis NI cDAQ-9172	
Fuente de alimentación	11 a 30 voltios
Soporte	8 módulos en serie entrada y/o salida
Número de canales	Hasta 256 canales entrada/salida

Fuente: Autores del Proyecto

El software utilizado en la adquisición de datos es Labview®. Se emplea particularmente el Toolkit de sonido y vibraciones, que viene como un complemento del software. Las especificaciones de los equipos empleados y algunos parámetros de muestreo y procesamiento se seleccionan y se introducen en el software para obtener los resultados deseados (ver tabla 11).

**Tabla 11. Parámetros del software**

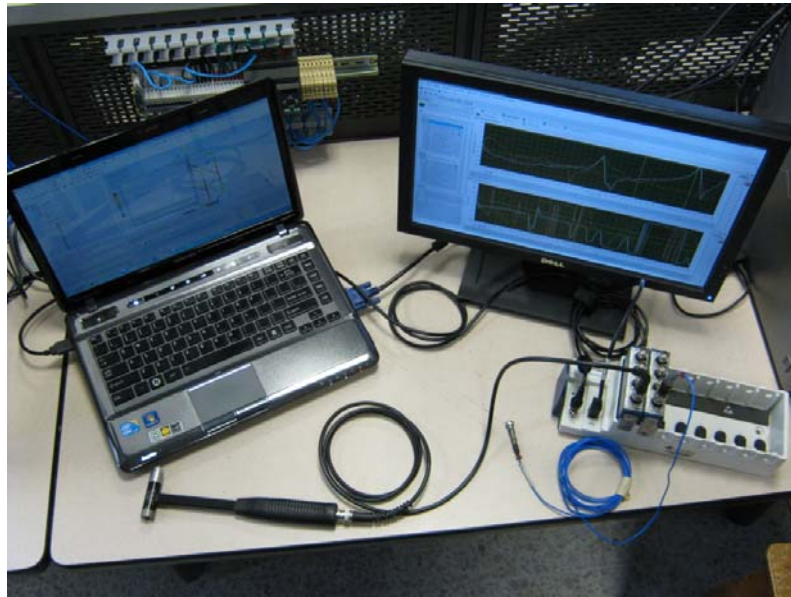
Parámetros del software	
Adquisition mode	N samples
Samples to read	4096
Rate (Hz)	1024
lex value	10m
Window	Hanning
Opciones de grabación (recording options)	
Start conditions	
Condition Type	Signal trigger
Trigger type	Rising Slope
Trigger value	5
Count	1
Pre-start condition duration (s)	100 m
Repeat start/stop cycle	5 times
Stop conditions	
Condition type	Duration
Duration (s)	900 m
Acelerómetro	
Rango de entrada de la señal (Máximo)	50 g
Rango de entrada de la señal (Mínimo)	-50 g
Sensibilidad	100 mVolts/g
Martillo	
Rango de entrada de la señal (Máximo)	50 g
Rango de entrada de la señal (Mínimo)	0 g
Sensibilidad	50 mVolts/g

Fuente: Autores del Proyecto

Para instalar el sistema de adquisición de datos (*ver figura 10*), se conecta el chasis con las dos tarjetas de adquisición de datos a un computador. Cada una de las tarjetas posee 4 canales, en cada uno de los cuales pueden ser conectados los acelerómetros o el martillo de excitación mediante cables conectores. Por tanto se

dispone de 7 canales de medición de respuesta y 1 canal para la medición del impulso, sin embargo los ensayos fueron realizados con un máximo de 4 acelerómetros, cantidad adecuada para los intereses de la presente aplicación.

**Figura 10. Conexión básica del sistema de adquisición de datos**



Fuente: Autores del Proyecto

El montaje de la estructura se realiza empleando dos bandas elásticas, sujetas a un par de guayas las cuales están atadas a un soporte instalado en el techo del laboratorio (*ver figura 11*). El objetivo de este montaje es simular la condición de vibraciones libres.

Los acelerómetros se fijan a la estructura empleando dos medios. El primero de ellos, es una abrazadera cuya masa es despreciable con respecto a la masa de la estructura, a la cual se le ha soldado una tuerca con el diámetro adecuado para atornillar los acelerómetros tipo PCB 352C34 y PCB 352C68 (*ver figura 12*). Por otro lado, a los acelerómetros PCB 352C68 se les puede añadir una extensión magnética y de esta manera fijarlos a la estructura metálica. Este último montaje tiene menor precisión y resulta en una visualización menos interpretable de las

FRF. Por ello, únicamente se empleó en los casos donde no se requería mayor precisión, dada la facilidad para el montaje.

**Figura 11. Soporte de la estructura por bandas elásticas**



Fuente: Autores del Proyecto

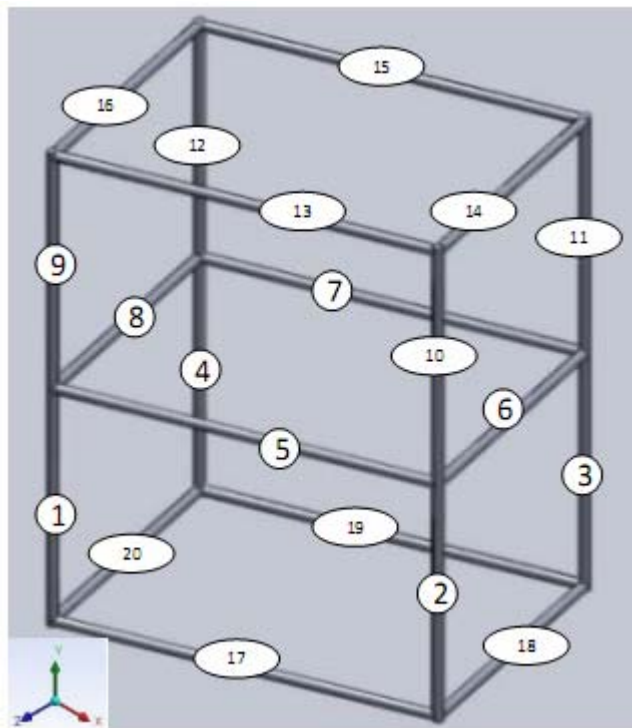
**Figura 12. Abrazadera para fijar los acelerómetros PCB 352C34 y PCB 352C68**



Fuente: Autores del Proyecto

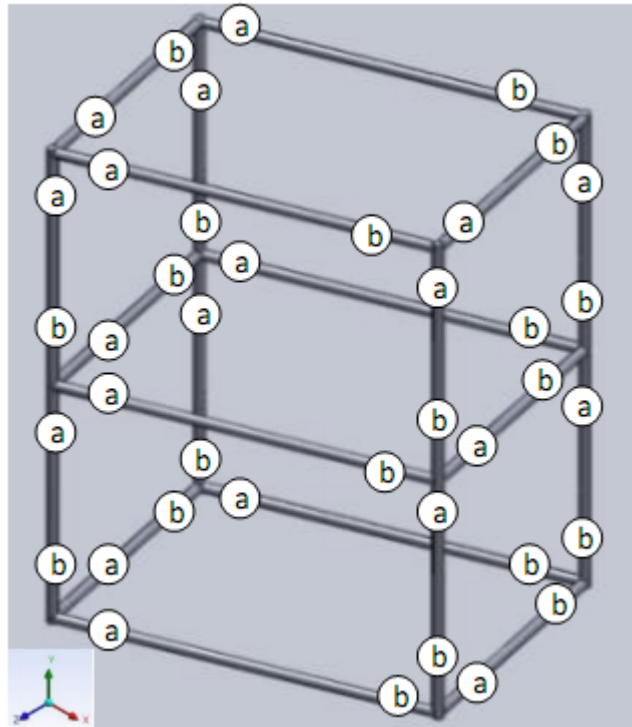
Por conveniencia, se establece una nomenclatura para referirse a las ubicaciones de los ensayos. De esta manera, las barras fueron numeradas del 1 al 20 (ver *figura 13*), cada una de ellas fue subdividida en 3 puntos de medición *a*, *b* y *c*; ubicados cerca a los extremos de las barras, en orden de izquierda a derecha primero *a* y luego *b*, así como ocurre del frente hacia atrás y de arriba hacia abajo, y con *c* en el centro de las mismas (ver *figura 14*). Por último, para definir completamente un punto de la estructura, se requiere asignarle una dirección siendo *x* de izquierda a derecha, y de abajo hacia arriba, y *z* perpendicular al plano *xy*. Por ejemplo, un punto definido como *9az* se encuentra en la barra 9 en el punto *a* y en dirección *z* (hacia afuera de la página).

**Figura 13. Numeración barras**



Fuente: Autores del Proyecto

**Figura 14. Ubicación de los puntos de impacto y medición de respuesta en las barras. Los puntos a y b designan los puntos en los extremos de las barras (el punto c, el cual no se muestra, representa el centro de cada barra).**



Fuente: Autores del Proyecto

Una vez definidas las condiciones se realiza el montaje del ensayo (*ver figura 15*). En la figura se puede ver el montaje básico de un ensayo con un acelerómetro y con el martillo listo para golpear la estructura. Además, se contó con la ayuda de un monitor extra por la comodidad para visualizar el software Ansys y el software Labview simultáneamente (*ver figura 16*), y de esta manera poder realizar la planeación de los ensayos con ayuda del software de elementos finitos. Dada la complejidad de los ensayos, la planeación es en realidad un proceso iterativo y se realiza continuamente durante toda la ejecución de los ensayos.

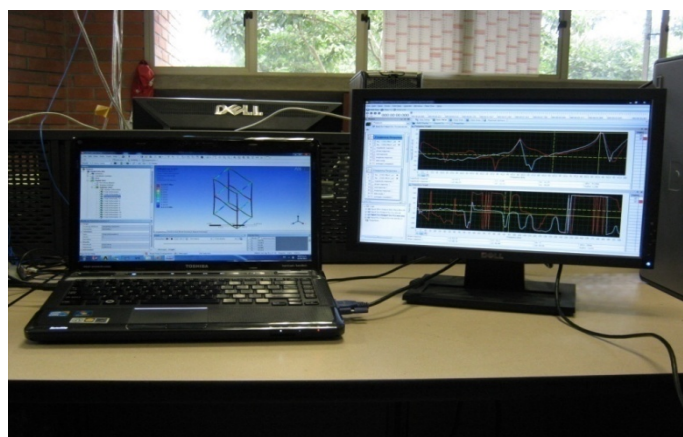
Es importante tener en cuenta ciertas características del golpe con el martillo, necesarias para la obtención de una buena FRF y por tanto un resultado confiable. El golpe debe ser seco, relativamente suave, y perpendicular a la superficie impactada. Esto se consigue, evitando sostener el martillo rígidamente, prefiriendo un agarre con cierto nivel de holgura en la mano.

**Figura 15. Montaje del ensayo de impacto. Sistema de sujeción del acelerómetro empleando la extensión magnética.**



Fuente: Autores del Proyecto

**Figura 16. Computador y pantalla extra. Izq. Software Ansys. Der. Software Labview.**



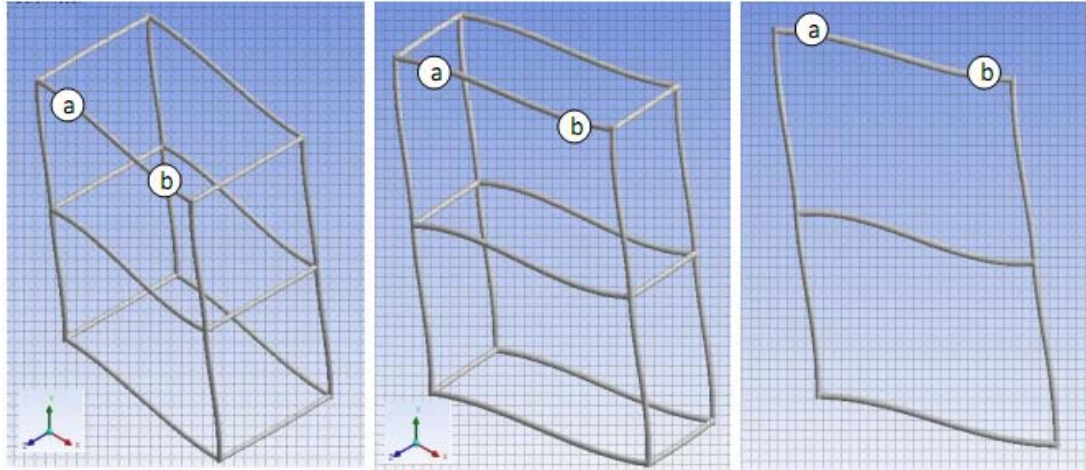
Fuente: Autores del Proyecto

Cuando está listo el montaje se prosigue con la caracterización. De nuevo, lo que se busca es obtener una descripción de la forma modal de cada modo experimentalmente, e identificar su correspondiente forma modal en el modelo FEM. Sin embargo, el modelo FEM sirve también como referencia inicial para ubicar óptimamente los acelerómetros y los puntos de impacto.

En primer lugar, se realizaron varios ensayos experimentales (*ver figuras 15 y 16*), para obtener los valores de las frecuencias naturales en el rango de interés, empleando únicamente la lectura de las FRF. Con el objetivo de lograr una descripción completa de la estructura, se buscaban las primeras 20 frecuencias naturales, que según se identificó en el modelo FEM, abarcaban aproximadamente el rango de 20 a 120 Hz. Este primer paso, brinda una idea acerca de la correspondencia de los modos hallados experimentalmente con los hallados en el modelo.

Seguidamente, se hace la identificación modo por modo, a partir del modo número 1. A manera de ejemplo, se expone a continuación uno de los ensayos realizados para identificar la forma modal número 2. En la figura 17 se visualiza el modo 2 en vistas diferentes, según el modelo FEM, y se señalan las posiciones *13ay* y *13by*, donde se instalan los acelerómetros. Es importante notar que este modo también tiene desplazamientos en la dirección *x* en otras barras, pero no tiene en la dirección *z*. El punto de impacto utilizado fue *16ay*.

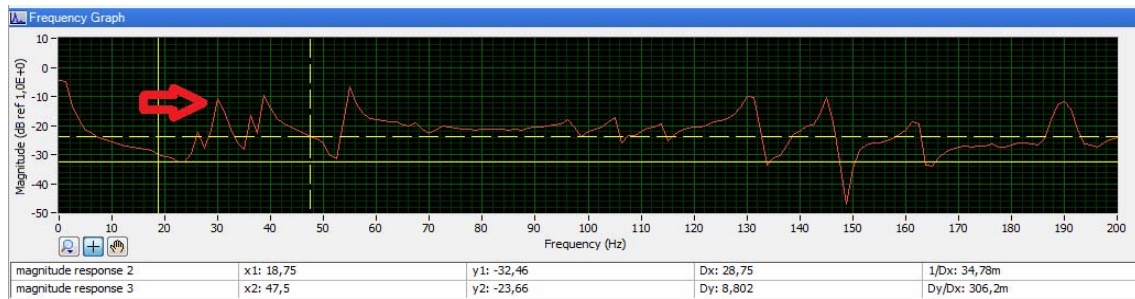
**Figura 17. Comportamiento de la segunda forma modal en el modelo FEM**



Fuente: Autores del Proyecto

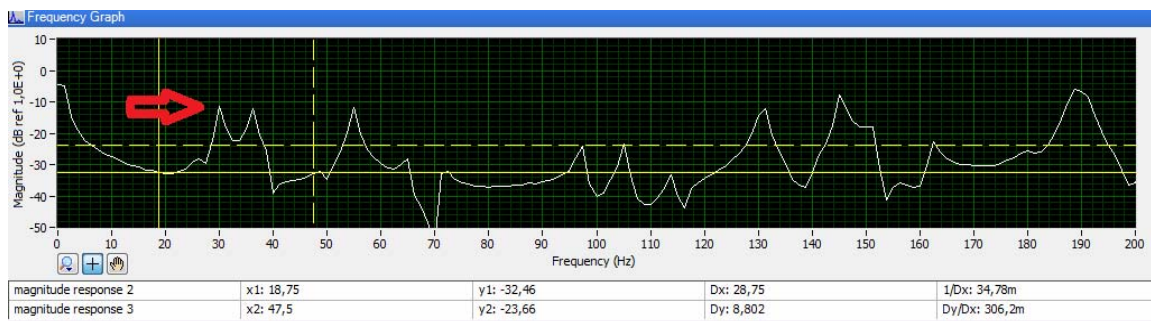
Las figuras 18 y 19 ilustran la frecuencia de 30 Hz del segundo modo, en el segundo pico de las FRF de los ensayos *I-16ay-O-13ay* y *I-16ay-O-13by* respectivamente. Adicionalmente, en el modelo FEM de la figura 16, se observa que las deformaciones relativas de estos dos puntos son en dirección opuesta. Es por ello que se espera que las fases del modo de 30 Hz difieran en  $180^\circ$  en las dos FRF. No obstante, debido a la complejidad de la estructura las gráficas de Fase vs Frecuencia resultan de mala calidad, por lo cual se opta por mirar las gráficas de Amplitud de la Componente Imaginaria vs Frecuencia (*ver figura 20*). En estas últimas, dos desplazamientos en fase se traducen en los picos apuntando en la misma dirección, y lo contrario es muestra de desplazamientos en desfase. En la figura 19, donde se ilustran las gráficas de imaginarios para los ensayos *I-16ay-O-13ay* y *I-16ay-O-13by*, se observan dos picos contrarios, confirmando de esta manera el comportamiento esperado de la dirección de los desplazamientos.

**Figura 18. Función de respuesta en frecuencia resultante del ensayo *I-16ay-O-13ay***



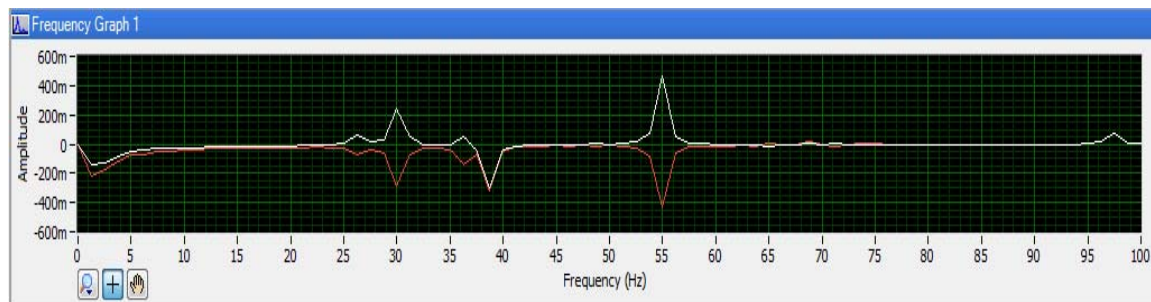
Fuente: Autores del Proyecto

**Figura 19. Función de respuesta en frecuencia resultante del ensayo *I-16ay-O-13by***



Fuente: Autores del Proyecto

**Figura 20. Amplitudes de las Componentes Imaginarias vs Frecuencia, resultantes de los ensayos *I-16ay-O-13ay* (en rojo) y *I-16ay-O-13by* (en blanco).**



Fuente: Autores del Proyecto

El proceso descrito anteriormente continúa hasta lograr la identificación de los modos deseados. De esta manera, se logra el objetivo de identificar plenamente los modos 1 al 4 (rango de frecuencias 1) que se encuentran en el rango de 25 a 55 Hz aproximadamente, y los modos 11 al 16 (rango de frecuencias 2) que están en el rango de 85 a 120 Hz aproximadamente. Los valores exactos de los modos identificados se muestran en negrilla en la tabla 12. En el primer rango de frecuencias se encuentran los llamados modos globales de la estructura, los cuales describen el comportamiento general de la estructura. Esto es, que las deformaciones en estos modos reciben aportes simultáneos de los desplazamientos de todos los componentes de la estructura. Son relativamente fáciles de identificar, dado que son simétricos y por lo general solo ocurren desplazamientos en dos direcciones. El segundo rango de frecuencias muestra los llamados modos locales, asociados en este caso a los desplazamientos de las barras horizontales de mayor longitud, y luego también a las barras verticales. Estos también presentan una facilidad relativa en su identificación. Por último, el rango de frecuencia de los modos intermedios 5 al 10 presentó problemas para su identificación, debido a las complicadas formas modales de sus modos y a que sus formas no correspondían en relación uno a uno probablemente por las no linealidades, el no cumplimiento de la hipótesis isotrópica de la estructura y a la simulación de la estructura completa sin las uniones pernadas. Además de las dificultades encontradas, este rango no se incluyó en el análisis, puesto que no era del interés del estudio por cuanto la detección de fallos se puede llevar a cabo con los rangos de frecuencias obtenidos.

**Tabla 12. Caracterización modal: Frecuencias naturales**

Caracterización modal: Frecuencias naturales		
Modo	Magnitud Hz (modelo FEM)	Magnitud Hz (experimental)
<b>1</b>	<b>32,864</b>	<b>26.25</b>
<b>2</b>	<b>38,382</b>	<b>30</b>
<b>3</b>	<b>46,302</b>	<b>36.25</b>
<b>4</b>	<b>50,535</b>	<b>38.75</b>
5	50,687	48.75
6	60,129	50
7	61,282	55
8	72,212	65
9	78,486	68,16
10	88,739	71.25
<b>11</b>	<b>94,033</b>	<b>88.75</b>
<b>12</b>	<b>101,65</b>	<b>93.75</b>
<b>13</b>	<b>101,97</b>	<b>97.5</b>
<b>14</b>	<b>113,52</b>	<b>103.75</b>
<b>15</b>	<b>113,95</b>	<b>105</b>
<b>16</b>	<b>116,07</b>	<b>108.75</b>

Fuente: Autores del Proyecto

#### 4.4 VALIDACIÓN

Aunque el modelo FEM fue desarrollado con las mejores características para reducir la presencia de errores, es indudable que al comparar dicho modelo con el modelo espacial se encontrará una baja correlación entre las predicciones y los resultados experimentales, estos errores provienen de la anisotropía y de la no

linealidad del material, además de la diferencia de rigidez aportada por los diferentes niveles de ajuste que el software de elementos finitos no asume.

Con el fin de lograr que las propiedades dinámicas analíticas se asemejen a sus contrapartes experimentales, siendo este el fin de la validación y la salida al problema, la solución se basa en ajustar los parámetros de rigidez y amortiguamiento del modelo numérico.

Se plantean dos rangos de frecuencias de interés para ser analizados y validados, el primero de 20Hz a 45Hz y el segundo de 75Hz a 110Hz, todo esto basado en la caracterización dinámica de la estructura que justifica el análisis de estos rangos de frecuencia. Para la validación se propone ajustar dos sub modelos que representen a la estructura real con un alto grado de confiabilidad, cada uno de estos simulando el modelo experimental sobre los dos rangos de frecuencias ya propuestos y con las modificaciones de las propiedades mecánicas necesarias. Los dos sub modelos (modelo teórico uno y modelo teórico dos) son sugeridos debido a la gran dificultad de trabajar con un único modelo que cumpla con todas las características para la alta densidad de modos en los dos rangos de frecuencia.

La validación se desarrolla aplicando un método iterativo, en el que los parámetros físicos a los cuales se les atribuye el error son cantidades físicas como el módulo de Young, el módulo de Poisson y el amortiguamiento de la estructura. Estas cantidades físicas se modifican hasta lograr igualar los parámetros modales del modelo FEM y el modelo real. Para observar la similitud entre los modelos se utilizan criterios cuantitativos y cualitativos. El primero es una comparación directa de las magnitudes de las frecuencias naturales, y el segundo es la superposición de las funciones de respuesta en frecuencia. En la medida en que los criterios de comparación muestren mayor similitud entre los resultados teóricos y experimentales, el modelo será más confiable.

El modelo teórico uno es el primero en ser validado, este representa los parámetros modales sobre el rango de frecuencias de 20Hz a 45Hz. El ajuste de las propiedades mecánicas (*ver tabla 13*) se realizó de forma iterativa hasta lograr el menor porcentaje de variación en las frecuencias naturales del modelo real y las frecuencias naturales del modelo teórico ajustado, siendo estas diferencias inferiores al 2% (*Ver tabla 14*)

**Tabla 13. Propiedades Mecánicas Ajustadas Modelo uno**

Propiedades Mecánicas Ajustadas						
<b>Inicial</b>		7850 Kg/m <sup>3</sup>	<b>Módulo</b>	205 GPa	<b>Módulo de Poisson</b>	0,29
<b>Ajustado</b>	<b>Densidad</b>	7850 Kg/m <sup>3</sup>	<b>de Young</b>	126,8 GPa		0,20

Fuente: Autores del Proyecto

Al realizar el ajuste de propiedades mecánicas se obtuvieron cambios hasta del 40%, en consecuencia las variaciones en las frecuencias naturales fueron del 20%.

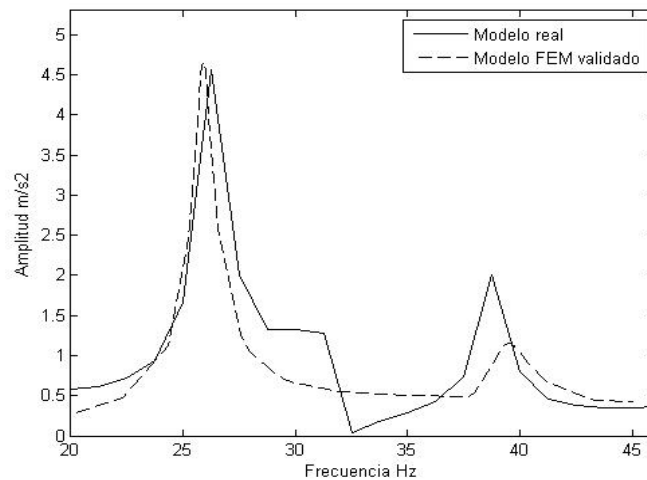
**Tabla 14. Frecuencias Naturales Ajustadas Modelo uno**

Frecuencias Naturales Ajustadas				
<b>Modos</b>	<b>Modelo Teórico Inicial (Hz)</b>	<b>Modelo Real (Hz)</b>	<b>Modelo Teórico Ajustado (Hz)</b>	<b>Porcentaje de Variación (%)</b>
<b>1</b>	32,86	26,25	25,88	1,41
<b>2</b>	38,38	30	29,96	0,13
<b>3</b>	46,3	36,25	36,09	0,44
<b>4</b>	50,53	38,75	39,37	1,60

Fuente: Autores del Proyecto

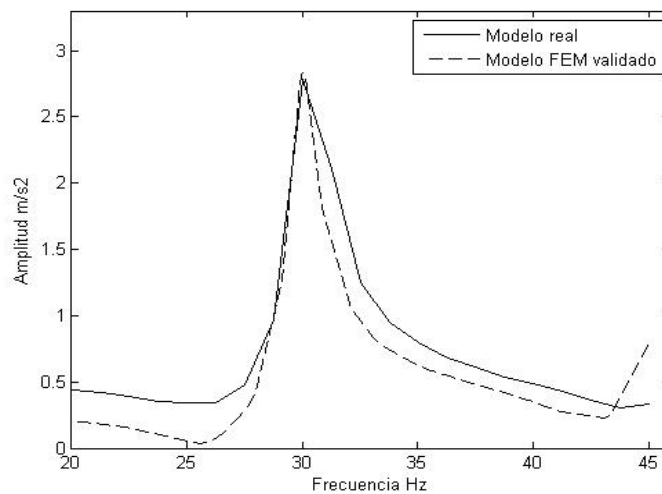
Para obtener las funciones de respuesta en frecuencia lo más cercano posible entre el modelo real y el teórico, es necesario ajustar el amortiguamiento de la estructura, de tal forma que las amplitudes y formas de las FRF coincidan; a continuación se muestran cuatro FRF donde se validan los 4 primeros modos de la estructura (Ver gráficas 1, 2, 3 y 4), el modelo teórico simula las FRF con un amortiguamiento de 0,0002.

**Gráfica 1. FRF ajustada modo 1**



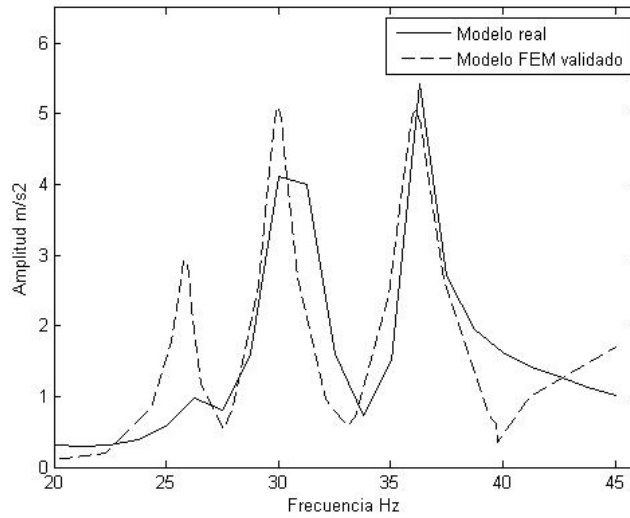
Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 2. FRF ajustada modo 2**



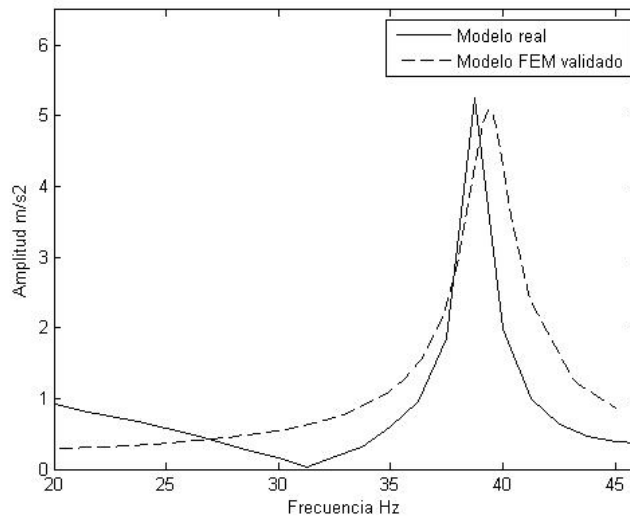
Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 3. FRF ajustada modo 3**



Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 4. FRF ajustada modo 4**



Fuente: Autores del Proyecto

El modelo teórico 2 simula los parámetros modales adecuadamente sobre el rango de frecuencias de 75Hz a 110Hz. El ajuste de los parámetros modales a través de las propiedades mecánicas, se realizó de forma iterativa hasta lograr reducir las variaciones en las frecuencias naturales del modelo real respecto al modelo

teórico, como producto del proceso iterativo se obtuvieron los siguientes resultados (ver tablas 15 y 16):

**Tabla 15. Propiedades Mecánicas Ajustadas Modelo dos**

<b>Propiedades Mecánicas Ajustadas</b>					
<b>Inicial</b>	7850 Kg/m <sup>3</sup>	<b>Módulo</b>	205 GPa	<b>Módulo de Poisson</b>	0,29
<b>Ajustado</b>	<b>Densidad</b> 7850 Kg/m <sup>3</sup>	<b>de Young</b>	180,7 GPa		0,45

Fuente: Autores del Proyecto

El módulo de Young varió en un 18% respecto al inicial al ajustar los parámetros, mientras el módulo de Poisson obtuvo una diferencia porcentual del 55%; sin embargo, se logró ajustar el modelo con una confiabilidad del 98%.

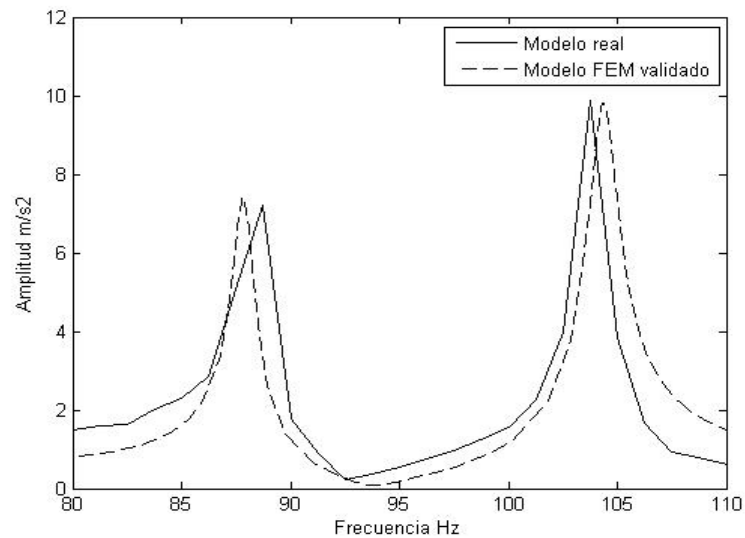
**Tabla 16. Frecuencias Naturales Ajustadas Modelo dos**

<b>Frecuencias Naturales Ajustadas</b>				
<b>Modos</b>	<b>Modelo Teórico Inicial (Hz)</b>	<b>Modelo Real (Hz)</b>	<b>Modelo Teórico Ajustado (Hz)</b>	<b>Porcentaje de Variación (%)</b>
<b>11</b>	93,511	88,75	87,85	1,01
<b>12</b>	101,09	93,75	94,26	0,54
<b>13</b>	101,47	97,5	95,35	2,21
<b>14</b>	112,65	103,75	104,31	0,54
<b>15</b>	113,21	105	105,41	0,39
<b>16</b>	115,39	108,75	108,56	0,17

Fuente: Autores del Proyecto

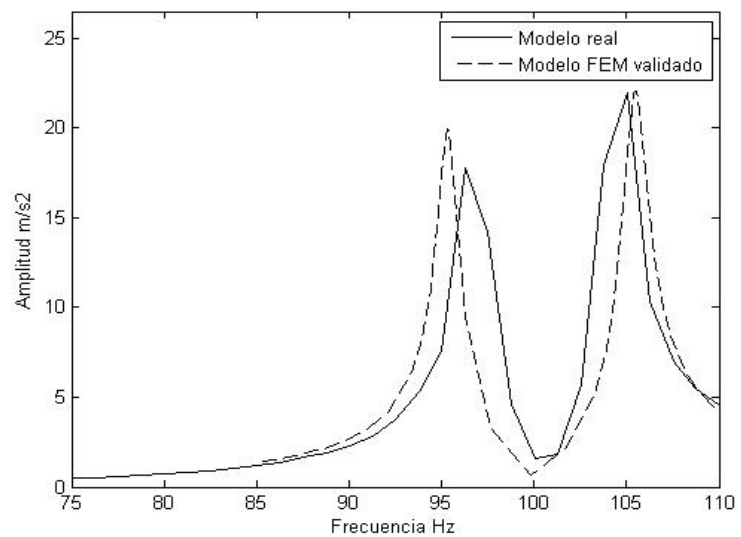
El amortiguamiento requerido para validar las amplitudes de las FRF para el segundo modelo teórico es de 0,00002. A continuación se muestran tres gráficas de FRF ajustadas para el modelo teórico dos (ver gráficas 5, 6 y 7).

**Gráfica 5. FRF ajustada modo 11 y 15**



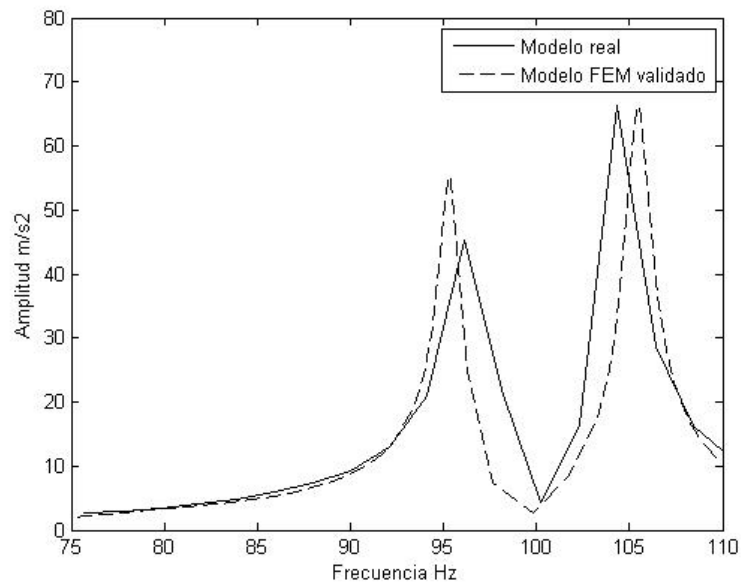
Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 6. FRF ajustada modo 13 y 15**



Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 7. FRF ajustada modo 13 y 15**



Fuente: Autores del Proyecto

Es importante resaltar los grandes cambios en las propiedades mecánicas del material a los cuales fueron sometidos para lograr ajustar los dos sub modelos con tan alto grado de confiabilidad. Para el ajuste de las amplitudes de las FRF se utilizaron valores de amortiguamiento bajos y diferentes para los dos sub modelos. Sin embargo, los modelos desarrollados simulan con gran fiabilidad los comportamientos dinámicos para los dos casos en los rangos de frecuencia estipulados.

#### **4.5 DETECCIÓN DE FALLOS**

Un daño se puede definir en términos generales como los cambios introducidos a un sistema que afectan de manera adversa su desempeño actual o futuro. En esta definición se encuentra implícito el hecho de que este concepto de daño cobra significado únicamente mediante una comparación entre dos estados de la

estructura, uno de los cuales se considera el estado inicial siendo en algunos casos el estado sin daño [14]. Para el caso tratado en esta tesis el sistema es la estructura o modelo espacial, que también representa el estado inicial del sistema o el estado sin daño. Como es bien sabido, para lograr definir la presencia de daño es fundamental comparar al menos dos estados de la estructura o sistema, por lo tanto, se inducen tres averías, tres escenarios de daño, para confrontar estos con el sistema inicial, a fin de determinar la presencia del daño. Los tres cambios introducidos a la estructura son: Ausencia de una barra horizontal de la parte frontal de la estructura (Caso I), reemplazo de la barra ya mencionada por una barra con una perforación (Caso II) y sustitución de la misma barra con una perforación menor que el caso II (Caso III)<sup>1</sup>.

Conociendo los parámetros modales de la estructura inicial o sin daño, y los casos de daños inducidos sobre esta (parámetros modales afectados), solo falta especificar el método de detección de daños. Cambios en las magnitudes de frecuencias es el principal índice de medida de la detección del daño. Sin embargo, este método está respaldado por los cambios en la superposición de las FRF de la estructura inicial y la estructura con daño. Los resultados obtenidos para cada caso son:

### **Caso I**

Como se puede ver en la tabla 17, para el caso de daño I (gran fallo) los cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales alcanzan niveles cuantiosos, con porcentajes de variación hasta del 15% en los dos rangos de interés; los modos más afectados son el 1 y el 11, en los cuales la barra retirada tenía gran influencia.

---

<sup>1</sup> Para mayor información sobre los casos de daño, revisar la sección diseño de la estructura en el capítulo Aplicación de la metodología.

**Tabla 17. Detección de daños caso I**

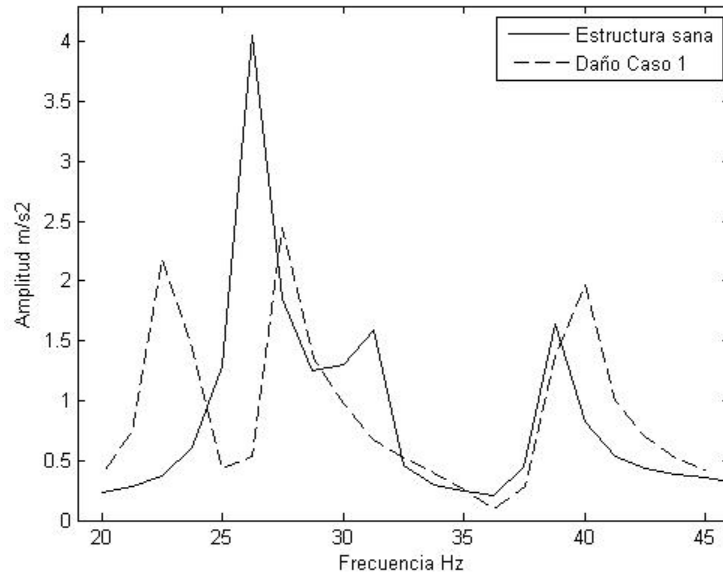
<b>Caso I</b>				
	<b>Modos</b>	<b>Modelo sin daño (Hz)</b>	<b>Modelo con daño (Hz)</b>	<b>Porcentaje de variación (%)</b>
	<b>1</b>	26,25	22,51	<b>14,26</b>
<b>Primer Rango</b>	<b>2</b>	30	28,76	<b>4,14</b>
	<b>3</b>	36,25	36,26	0,02
	<b>4</b>	38,75	38,80	0,12
	<b>11</b>	88,75	75,00	<b>15,49</b>
	<b>12</b>	93,75	91,27	2,64
<b>Segundo Rango</b>	<b>13</b>	97,5	95,00	2,56
	<b>14</b>	103,75	98,77	<b>4,80</b>
	<b>15</b>	105	110,00	<b>4,76</b>
	<b>16</b>	108,75	117,50	<b>8,05</b>

Fuente: Autores del Proyecto

Los cambios al superponer las FRF de la estructura sana y con daño también son notables, se observa cómo se desplaza la FRF del sistema con fallo hacia la izquierda en contraste con el sistema sin fallo (*ver gráfica 8*). Además, las amplitudes también varían, todo esto para el primer rango de frecuencias.

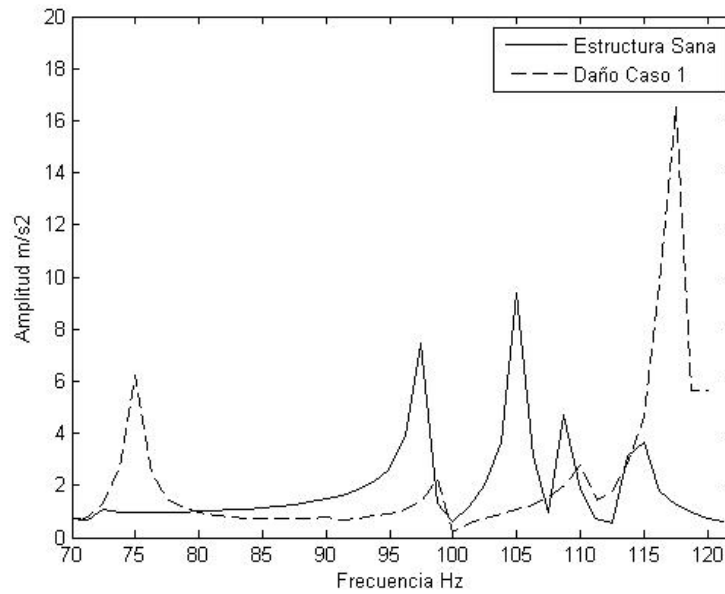
En el segundo rango de frecuencias, al igual que en el primero, las alteraciones en las magnitudes de frecuencias son altas (*ver tabla 17*), pero algo particular sucede con estos modos. Al observar los cambios en las magnitudes y las FRF, estos sugieren que el daño causó una gran variación que no produjo en el sistema cambios en los modos sino que generó la aparición de nuevos modos, como se puede observar en la gráfica 9.

**Gráfica 8. Cambios en la FRF caso I (Primer rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

**Gráfica 9. Cambios en la FRF caso I (Segundo rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

Es evidente la presencia de daño en el caso I el cual es considerado como un gran fallo. Los grandes cambios en las magnitudes de frecuencia y las variaciones

observadas en las FRF no dejan duda alguna de la existencia de fallo en el sistema, el cual afectó los dos rangos de frecuencias analizados, en algunos casos generando cambios menores en los modos y en otros sustituyendo los modos iniciales. La barra que se extrajo tiene gran influencia sobre el sistema, y al comparar las dimensiones de dicha barra con la estructura se puede definir el fallo como un daño catastrófico.

## Caso II

El primer rango de frecuencias analizado (*ver tabla 18*) no muestra ningún cambio en las magnitudes de las frecuencias naturales, no obstante, para el segundo rango de frecuencias se observan variaciones grandes en las magnitudes, estas se encuentran sobre el orden del 15%, siendo este un valor significativo. El daño inducido para el caso II es calificado de un nivel medio-bajo considerando las dimensiones del sistema.

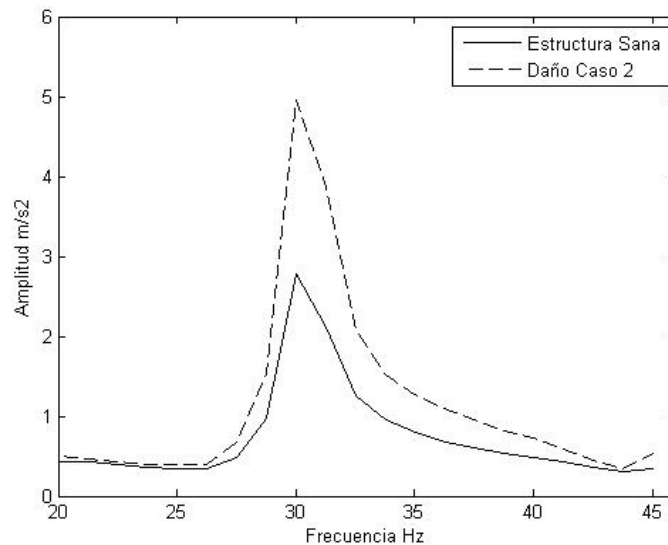
**Tabla 18. Detección de daños caso II**

<b>Caso II</b>				
	<b>Modos</b>	<b>Modelo sin daño (Hz)</b>	<b>Modelo con daño (Hz)</b>	<b>Porcentaje de variación (%)</b>
<b>Primer Rango</b>	1	26,25	26,25	0,00
	2	30	30	0,00
	3	36,25	36,25	0,00
	4	38,75	38,75	0,00
<b>Segundo Rango</b>	<b>11</b>	88,75	75	<b>15,49</b>
	12	93,75	93,75	0,00
	<b>13</b>	97,5	95	<b>2,56</b>
	14	103,75	102,5	1,20
	15	105	103,75	1,19
	16	108,75	107,5	1,15

Fuente: Autores del Proyecto

Aunque los cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales fueron nulos para el primer rango, las deformaciones en las formas modales fueron alteradas para los primeros modos. Como se puede ver en la gráfica 10, la amplitud de la FRF con daño aumentó comparada con la FRF sin daño en el segundo modo, mostrando la presencia de un pequeño cambio en el sistema, aunque no se refleje en las frecuencias naturales.

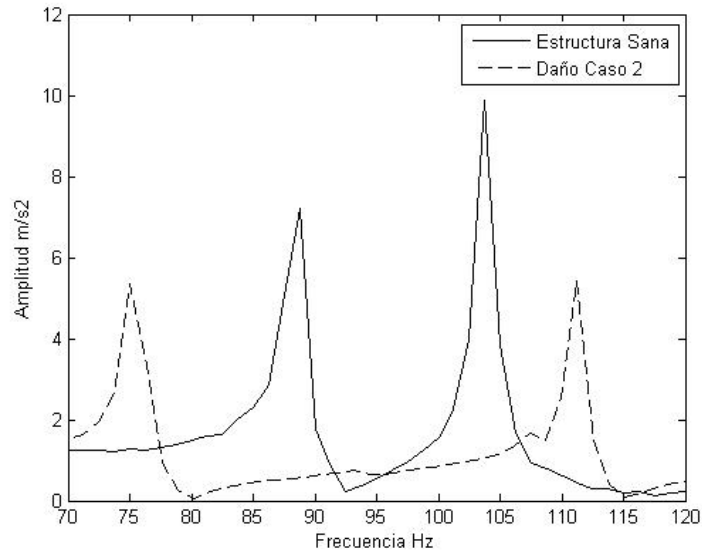
**Gráfica 10. Cambios en la FRF caso II (Primer rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

Para el segundo rango de frecuencias los modos locales 11 y 13 fueron los más afectados al introducir el daño (ver gráfica 11), particularmente para el modo 11 las variaciones fueron tan grandes que semeja la creación de un nuevo modo y no la variación de los parámetros modales del modo 11 de la estructura sin daño.

**Gráfica 11. Cambios en la FRF caso II (Segundo rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

Considerando el tamaño medio-bajo del daño inducido, es posible detectar éste a partir de los cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales en el segundo rango, ya que las variaciones son notables. Sin embargo, en el primer rango el daño introducido no produce cambios tan grandes como para ser percibidos en las frecuencias naturales, pero es posible observar una pequeña variación en las amplitudes de las deformaciones de las formas modales, generando un primer indicio de la presencia de un fallo.

### **Caso III**

Los cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales (*ver tabla 19*) son nulos para el primer rango de frecuencias y muy pequeños para el segundo rango, siendo 3% el mayor porcentaje de variación. Estos cambios tan insignificantes en las magnitudes dificultan la detección del daño, reduciendo el número de modos que fueron afectados por la presencia del daño. Para este caso solo 3 modos fueron perjudicados de los 10 evaluados.

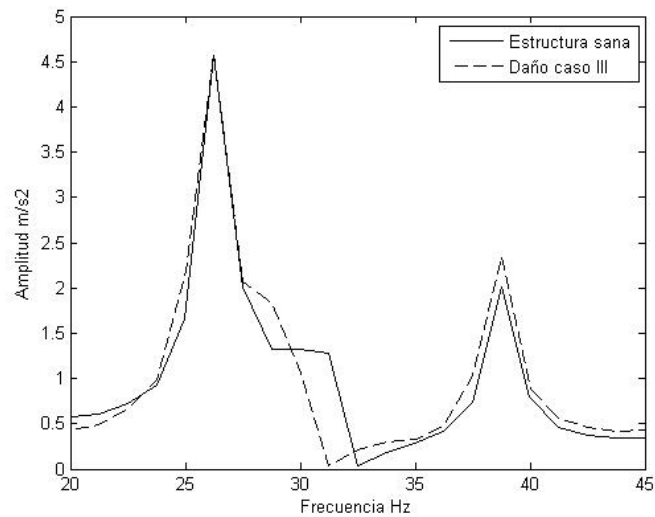
**Tabla 19 Detección de daños caso III**

<b>Caso III</b>				
	<b>Modos</b>	<b>Modelo sin daño (Hz)</b>	<b>Modelo con daño (Hz)</b>	<b>Porcentaje de variación (%)</b>
	1	26,25	26,25	0,00
<b>Primer Rango</b>	2	30	30	0,00
	3	36,25	36,25	0,00
	4	38,75	38,75	0,00
	<b>11</b>	88,75	86,25	<b>2,82</b>
	12	93,75	93,75	0,00
<b>Segundo Rango</b>	13	97,5	97,5	0,00
	<b>14</b>	103,75	101,25	<b>2,41</b>
	15	105	105	0,00
	<b>16</b>	108,75	107,5	<b>1,15</b>

Fuente: Autores del Proyecto

A diferencia del caso II, en el caso III las variaciones de las amplitudes de las formas modales asociadas a los primeros modos (primer rango) fueron casi insignificantes, como se puede observar en la gráfica 12, donde la superposición de las FRF muestra un cambio muy bajo entre la estructura sana y con daño. Basándose en el análisis anterior, es difícil predecir un cambio mínimo en los parámetros modales en las estructuras, por cuanto se puede afirmar que el daño inducido para el caso III no genera cambios con respecto a la estructura inicial, es decir no se podría detectar su presencia en el primer rango de frecuencias.

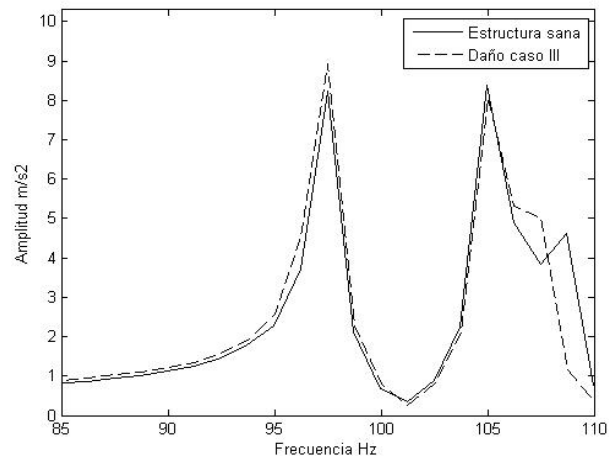
**Gráfica 12. Cambios en la FRF caso III (Primer rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

Aunque no es posible detectar la presencia de daño para el primer rango, existen cambios en las frecuencias naturales de los modos 11, 14 y 16 que se encuentran en el segundo rango de frecuencias analizado. Por otro lado, los modos 12, 13 y 15 no reportan alteraciones en las magnitudes de las frecuencias, y al notar las no variaciones de estos modos en la superposición de las FRF (*ver gráfica 13*) es evidente que el daño no afectó a estos, por lo que no es posible detectar el fallo a partir de los cambios en los parámetros modales asociados a estos modos. La razón de la no detección se basa en que el daño afecta con gran vehemencia a los modos locales que tengan formas modales asociadas con los movimientos sobre el mismo eje de desplazamiento donde actúa el daño, si el modo no cumple con esas condiciones es imposible detectar el daño.

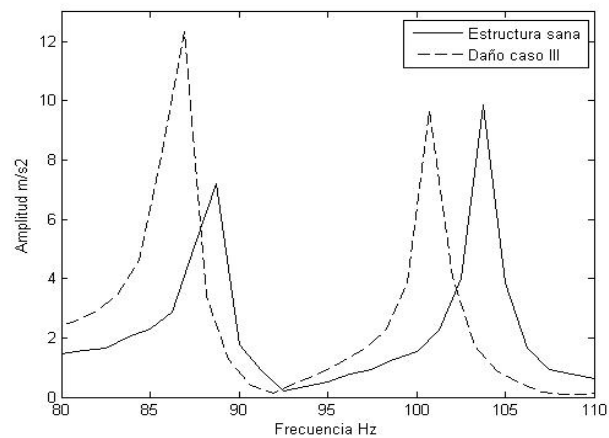
**Gráfica 13. Cambios en las FRF caso III (Segundo rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

A pesar de los cambios bajos en las frecuencias naturales sobre los modos 11, 14 y 16, se puede afirmar que existe la presencia de un daño sobre la estructura, además esta premisa es también justificable al observar las variaciones en la superposición de las FRF de la estructura con daño y sana (*ver gráfica 14*), donde se observa cómo se trasladó hacia la izquierda la FRF de la estructura con daño y también se pueden ver los cambios en las amplitudes de las FRF.

**Gráfica 14. Cambios en las FRF caso III (Segundo rango)**



Fuente: Autores del Proyecto

Se propusieron tres escenarios de daño con diferentes niveles de afectación, el primero es un daño alto o catastrófico, el segundo un daño medio-bajo y por último un daño bajo. La metodología logró detectar los tres tipos de cambios con gran confiabilidad en los resultados, en algunos casos basándose en la variación de los parámetros modales de modos locales, siendo casi imposible detectar estos cambios para los primeros modos. La detección de fallos mediante el estudio de variaciones en las magnitudes de las frecuencias naturales es un buen método; sin embargo, es bueno apoyarse en otro método, para tener una mayor seguridad en las hipótesis que se puedan proponer y para analizar otros parámetros modales que nos puedan aportar más información sobre el fallo, como lo es la superposición de las FRF.

## 5. CONCLUSIONES

- Mediante la aplicación de la metodología de detección de daños se logró detectar la presencia de fallos en la estructura desde niveles catastróficos o de gran fallo, hasta niveles medios y bajos. Considerando que las dimensiones del daño caso II y caso III respecto a la estructura, son pequeñas.
- El método de detección de daños basado en cambios en las magnitudes de las frecuencias naturales logra detectar fallos de alta y baja cuantía; sin embargo, dependiendo de la severidad del daño es necesario apoyarse en otro método de detección para dar un diagnóstico de alta confiabilidad.
- La metodología se desarrolló para detectar la presencia de daños, sin embargo, basándose en los cambios de las frecuencias naturales y sus formas modales asociadas, las FRF y apoyándose en el modelo matemático, es posible dar una primera estimación de la ubicación del daño.
- El proceso de contrastación teórico experimental presentó resultados de afinidad superiores al 97%. Se resaltan las grandes variaciones del material para lograr la validación. No obstante, estas variaciones obedecen a las no linealidades en el material y a que el mercado local no garantiza los valores estándares de las propiedades.
- La caracterización dinámica es la base del funcionamiento adecuado de la metodología de detección de daños. Irregularidades durante el desarrollo experimental de este proceso pueden generar un diagnóstico equívoco sobre el modelo analizado, simulando la aparición de un daño inexistente o, peor aún, evitando la detección de un fallo presente.

- El modelo matemático, o modelo FEM, juega un papel importante durante todo el proceso de aplicación de la técnica de detección de daños. Permite la visualización de los parámetros modales, apoya la caracterización dinámica, y al ser validado, representa el modelo espacial con gran confiabilidad.
- Al crear el modelo FEM es primordial eliminar la mayoría de las fuentes de error asociadas a la modelación, por cual es importante una elección adecuada de las herramientas de solución del problema.

## 6. RECOMENDACIONES

- Se recomienda emplear métodos que hagan más eficiente el proceso de validación, por ejemplo, por medio de la aplicación de funciones objetivo capaz de minimizar las discrepancias entre los resultados teóricos y experimentales. Algunos de estos métodos complementarios son: algoritmos genéticos, Particle Swarm Optimization (PSO) y redes neuronales.
- Se recomienda utilizar métodos que complementen la metodología de detección de daños empleada, por ejemplo, basándose en la sensibilidad de los cambios de los parámetros estructurales o en los cambios de las matrices de flexibilidad, y en el planteamiento de algoritmos que permitan facilitar la detección del daño, usando por ejemplo, algoritmos genéticos, Particle Swarm Optimization (PSO) o redes neuronales, entre otras.
- Aplicar la metodología sobre una estructura en operación y bajo diferentes condiciones de funcionamiento, tales como: empotrada, bajo cargas externas (almacenamiento de cargas, tránsito de motores, uso de personas) y parámetros ambientales; siendo estas condiciones propias de la función de cada sistema.
- Una vez se soporte la metodología en métodos que le permitan ser más sensible, se sugiere inducir nuevos daños de menor cuantía sobre la estructura, con el fin de conocer los niveles de sensibilidad de la metodología al detectar el daño.

## BIBLIOGRAFÍA

1. MEOLA, C., CARLOMAGNO, G.M. SQUILLACE, A., VITIELLO, A. NON-DESTRUCTIVE evaluation of aerospace materials with lock-in thermography. *Journal of Engineering Failure Analysis* 2006. 13: p. 380–388.
2. DOHERTY, J.E., *Nondestructive Evaluation*, Chapter 12 in *Handbook on Experimental Mechanics*. 1987, A. S. Kobayashi Edt., Society for Experimental Mechanics, Inc.
3. Symposium on the role of non-destructive testing in the economics of production. In: *Proceedings of the Fifty third annual meeting*, ASTM. 1950.
4. SIMSIR, M., ANCARA, A. Comparison of two non-destructive inspection techniques on the basis of sensitivity and reliability. *Journal of Materials and Design*, 2007. 28: p. 1433–1439.
5. KRISHNAPILLAI, M., JONES, R. MARSHALL, I.H., BANNISTER, M. Thermography as a tool for damage assessment. *Journal of Composite Structures*, 2005. 67: p. 149-155.
6. FINLEY, W.R., HODOWANEC, M.M. HOLTER, W.G., *An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems*. IEEE. Paper No. PCIC-99-XX.
7. TIWARI, M., GUPTA, K. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 2000. 238(5): p. 757-779.
8. DOEBLING, S.W., FARRAR, C.R. PRIME, M.B., *A summary review of vibration-based damage identification methods*. *The Shock Vibration Digest*, 1998. 30(2): p. 91-105.

9. ELSHAFEY, A.A., HADDARA, M.R. MARZOUK, H., Damage detection in offshore structures using neural networks. *Journal of Marine Structures* 2010. 23: p. 131-145.
10. WU, J.R., LI, Q.S. Structural parameter identification and damage detection for a steel structure using a two-stage finite element model updating method. *Journal of Constructional Steel Research*, 2006. 62: p. 231–239.
11. YU, L., YIN, T. Damage identification in frame structures based on FE model updating. *Journal Of Vibrations and Acoustics*, 2010. 132: p. 1-13.
12. SALAWU, O.S., Detection of structural damage through changes in frequency: a review. *Journal of Engineering Structures*, 1997. 19(9): p. 718-723.
13. FRISWELL, M.I., Damage identification using inverse methods. *Phil.Trans. R. Soc.* , 2007. 365: p. 393-410.
14. FARRAR, C.R., DOEBLING, S.W. NIX, D.A., Vibration-based structural damage identification. *Phil. Trans. R. Soc. Lond.*, 2001. 359: p. 131-149.
15. HE, J., FU, Z.-F. *Modal Analysis*. 1ra ed. Butterworth-Heinemann; 2001.
16. Rytter, A., *Vibration based inspection of civil engineering structures*, In: Department of Building Technology and Structural Engineering, 1993, Aalborg University:Denmark.
17. DÍAZ, R.R., Detección de fallos en estructuras mediante la medida de la variación de sus propiedades dinámicas, In: *Ingeniería Industrial*, 2006, Universidad de Sevilla:Sevilla
18. BROWNJOHN, J.M.W., XIA, P.-Q. HAO, H., XIA, Y. Civil structure condition assessment by FE model updating: methodology and case studies. *Journal finite element in analysis and design* 2001. 37: p. 761-775.
19. ALLEMANG, R.J., *The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse*, In: *Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering*, University of Cincinnati:Cincinnati

20. GARCES, F., Identificación del daño en un modelo aporticado usando datos modales. In Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, 2008. 24 (2): p. 137-145
21. WAHAB, M.M.A., Effect of modal curvatures on damage detection using model updating. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, 2005. 15(2): p. 439-445.
22. WALDRON, K., GHOSHAL, A. SCHULZ, M.J., SUNDARESAN, M.J. Damage detection using finite element and laser operational deflection shapes. Journal finite element in analysis and design, 2002. 38: p. 193-226.
23. SHI, Z.Y., LAW, S.S. ZHANG, L.M., Structural damage localization from modal strain energy change Journal of Sound and Vibration, 1998. 218(5): p. 825-844.
24. HU, H., WANG, B.-T. LEE, C.-H., SU, J.-S. Damage detection of surface cracks in composite laminates using modal analysis and strain energy method. Journal of Composite Structures, 2006. 74: p. 399-405.
25. HERNANDEZ, M.R., Detección de daño a partir de cambios en las características vibratorias usando redes neuronales, In: Uniandes Ingeniería Civil 2001, Universidad de los Andes: Bogotá
26. GONZÁLEZ, C.A., VALDÉS J. Aplicación de un modelo de redes neuronales en la identificación del daño estructural en un puente vehicular. In Revista Ciencia ergo sum, 2008. 15 (2): p. 176-188
27. VILLALBA, J.D., LAIER J. Detección de daño estructural por algoritmos genéticos: una comparación de diferentes tipos de codificación de individuos. In Revista Ingeniería y desarrollo: Universidad del Norte, Barranquilla, Colombia, 2010. 27
28. MUÑOZ-ABELLA, B., RUBIO, L., Detección e identificación de fisuras de frente semielíptico en ejes mediante la aplicación de algoritmos genéticos. In: XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2010. Asociación española de ingeniería mecánica.

29. RAMIREZ, D., Detección de daños en estructuras utilizando la técnica de optimización PSO, In: Ingeniería Mecánica, 2010, Universidad Industrial de Santander:Bucaramanga
30. RAMIREZ, D., GOMEZ I. Detección de daños en estructuras utilizando la técnica de optimización PSO. In Revista Ingeniería y desarrollo: Universidad del Norte, Barranquilla, Colombia, 2010. 28
31. SCHWARZ, B.J., RICHARDSON, M.H., Experimental Modal Analysis. In: Proceedings of the CSI Reliability Week. 1999.
32. RAO, S.S., Mechanical Vibrations. 5 ed. Prentice Hall; 2010.
33. RICHARDSON, M.H., FORMENTI, D.L., Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method. In: Proceedings of the 3rd IMAC Conference. 1985.
34. ASKELAND, D.R., Ciencia e ingeniería de los materiales. 3ra ed. Thomson International.
35. EWINS, D.J., Basics and state-of-the-art of modal testing. Academy Proceedings in Engineering Sciences, Sadhana, 2000. 25(3): p. 207-220.
36. EWINS, D.J., Modal Testing: theory and practice. 1ra ed. Research Studies Press; 1995.
37. GORKA, G., MARÍA, P.J. VIRGINIA, B., ENRICO, M. Caracterización dinámica de la carcasa de un eje motriz de vehículo industrial. Aplicación del modelo modal a la simulación de las condiciones de uso.
38. PEREIRA, R.A., Diseño e implementación de un sistema de medición de frf y aplicación en análisis modal de vibraciones In: Facultad de Ciencias de la Ingeniería. Escuela de Ingeniería Civil Acústica, 2008, Universidad Austral de Chile:Valdivia, Chile
39. ESCOBAR, J.A., Detección de daño en edificios mediante sus características dinámicas, In: Departamento de ingeniería civil, 2007, Academia de ingeniería de Mexico:Mexico D.F.

40. JARAMILLO, L.S., Análisis vibracional en un avion no tripulado (RPV), In: Facultad de Ingeniería Mecánica, 2006, Escuela politécnica del ejercito:Sangolquí
41. KARPEL, M., RICCI, S. Experimental modal analysis of large structures by substructuring. journal of Mechanical Systems and Signal Processing, 1997. 11(2): p. 245-256.
42. FROCHT, M.M., HILL, H.N. Stress-concentration factors around a central circular hole in a plate loaded through a pin in the hole. ASME Journal of Applied Mechanics, 1940. 7: p. A4-A9.
43. DØSSING, O., Structural testing. Part I: Mechanical Mobility Measurements. Brüel & Kjæ, 1988.
44. CONDADO, J.I., Modelos, métodos numéricos y computadoras, In: Notas del instituto de investigación en ciencias matemáticas, 2000,
45. SANTACRUZ, A., Importancia de los métodos numéricos en la simulación de procesos químicos. Capitulo en Matematica superior aplicada., Chapter in
46. ARIZA, P., SÁEZ, A. Método de elementos finitos. Introducción a Ansys. Sevilla. Universidad de Sevilla. Secretariado de publicaciones; 1999.
47. FLORES, M., KUBIAK, J., URQUIZA, G., CASTRO, L. Análisis modal de un rodete de turbina Francis. In: XIV congreso internacional anual de la SOMIM. 2008. Puebla, Mexico.
48. BADIOLA, V., PINTOR, J.M., GAINZA, G., Análisis modal teórico experimental del conjunto carcasa y rodadura del eje motriz de un vehículo industrial. In: VI Congreso Iberoamericano de Ingenieria Mecanica. 2003. Coimbra, Portugal.
49. SARGENT, P., SHERCLIFF, H. Modelling Materials Processing; A state of the art review and proposals for change: New needs in training, data and software technology. Department of engineering Cambridge University, 1993.

50. VÉLEZ, W., GÓMEZ, D. THOMSON, P., Ajuste De Modelos De Elementos Finitos. Revista de la Facultad de Minas de la Universidad Nacional de Colombia (Dyna), 2009. 76(158): p. 177-189.
51. GARCIA, J., Modelado y análisis vibracional y de desplazamiento de la máquina de simulación de fallos, In: Departamento de ingeniería mecánica, 2009, Universidad Carlos III de Madrid:Madrid, España
52. AUWERAER, H.V.D., Structural Dynamics Modeling using Modal Analysis: Applications, Trends and Challenges. In: Proceedings of the IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. 2001.
53. HARRIS, C.M., PIERSOL, A.G. Harris' shock and vibration handbook. Fifth Edition ed. McGraw-Hill; 2002.
54. FERNÁNDEZ, P., LÓPEZ, M. FERNÁNDEZ, A., SENDÍN, A. Localización de daño y predicción de vida a fatiga de una barra en voladizo. Anales de Mecánica de la Fractura 26, 2009. 1: p. 253-258.
55. GÓMEZ, I., Caracterización dinámica experimental de puentes de hormigón simplemente apoyados a partir de mediciones de vibración ambiental, In: Escuela de Ingeniería Civil, 2010, Universidad Industrial de Santander:Bucaramanga
56. ROSENOW, S.-E., Operational Modal Analysis of a Wind Turbine Mainframe using Crystal Clear SSI, ARTeMIS. Software for Operational Modal Analysis.
57. BRAUN, R., Análisis Modal Experimental de una estructura Aeronáutica, In: Departamento de Ingeniería Mecánica, 2003, Universidad de Chile:Santiago de Chile
58. MOHANTY, P., RIXEN, D.J. Identifying mode shapes and modal frequencies by operational modal analysis in the presence of harmonic excitation. Society for experimental mechanics, 2005. 45(3): p. 213-220.
59. The fundamentals of modal testing. Application Note 243-3, Agilent Technologies.

60. AVITABILE, P., Experimental Modal Analysis (A Simple Non-Mathematical Presentation). Modal Analysis and Controls Laboratory, University of Massachusetts.
61. HELLER, S., Construcción de un banco de rotores flexibles y determinación de fallos en máquinas rotativas, In: Departamento de Ingeniería mecánica, energética y de materiales, Universidad Pública de Navarra:Navarra, España
62. GARCÍA, A., vibraciones Mecánicas. Bucaramanga, Colombia. Universidad industrial de Santander; 1992.
63. SCHEFFER, C., GIRDHAR, P. Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. Elsevier. IDC technologies.
64. SÁNCHEZ, H., Universidad Industrial de Santander. Modelo Analítico Para el Estudio de la Torsión en Rotores Flexibles. In UIS Ingenierías. Revista de La facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, 2010. 9 69-76
65. LEE, Y.-S., CHUNG, M.-J. A study on crack detection using eigenfrequency test data. Journal of Computers and Structures, 2000. 77: p. 327-342.
66. YAN, Y.J., YAM, L.H. CHENG, L., YU, L. FEM modeling method of damage structures for structural damage detection. Journal of Composite Structures, 2006. 72: p. 193-199.
67. MOTTERSHEAD, J.E., FRISWELL, M.I. Model updating in structural dynamics: a survey. Journal of Sound and Vibration, 1993. 167(2): p. 347-375.
68. DYKE, S.J., BERNAL, J.L., BECK, J.L., Ventura, C. An experimental benchmark problem in structural health monitoring. In: Third international workshop on structural health monitoring. 2002.
69. GRAFE, H., Model Updating of Large Structural Dynamics Models Using Measured Response Functions, In: Department of Mechanical Engineering, 1998, University of London:London, South Kensington

70. LIN, R.M., ZHU, J. Model updating of damped structures using FRF data. *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006. 20: p. 2200-2218.
71. JAISHI, B., REN, W. Damage detection by finite element model updating using modal flexibility residual. *Journal of Sound and Vibration*, 2006. 290: p. 369–387.
72. ZANG, C., GRAFE, H. IMREGUN, M., Frequency-domain criteria for correlating and updating dynamic finite element models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2001. 15(1): p. 139-155.
73. KIM, J.-T., RYU, Y.-S. CHO, H.-M., STUBBS, N. Damage identification in beam-type structures: frequency-based method vs mode-shape-based method. *Journal of Engineering Structures*, 2003. 25: p. 57–67.
74. OWOLABI, G.M., SWAMIDAS, A.S.J. SESHADRI, R., Crack detection in beams using changes in frequencies and amplitudes of frequency response functions. *Journal of Sound and Vibration*, 2003. 265: p. 1-22.
75. BLASCO, J., GARCÍA, M. MARTINEZ, L., MARTINEZ, F. Detección de daños en ensamblajes mediante técnicas de análisis modal. *Técnica Industrial*, 2004: p. 34-38.

## ANEXOS

### ANEXO A. Objetivos del trabajo de grado

#### Objetivo General

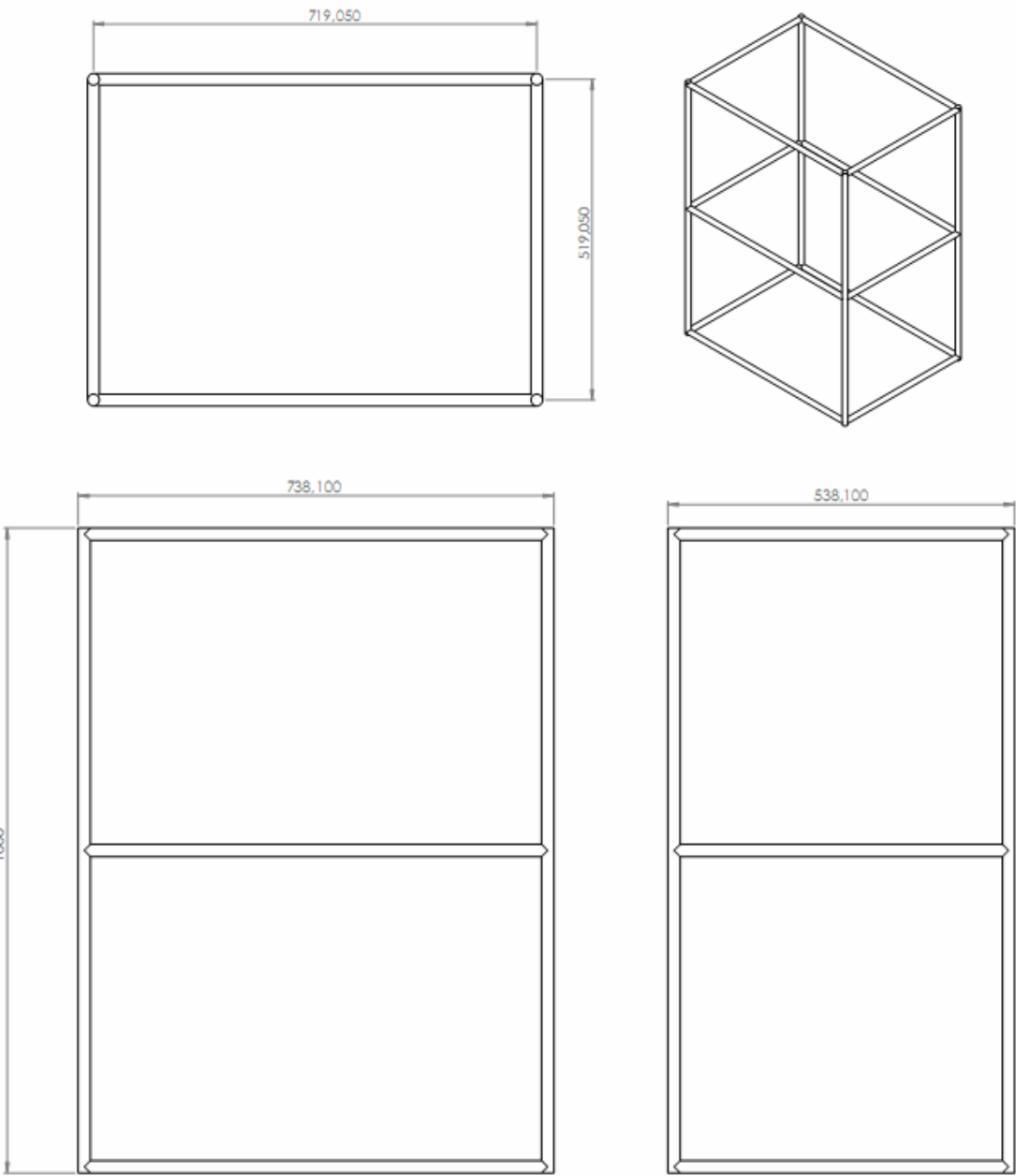
- ✓ Establecer una metodología para la detección de daños en estructuras metálicas empleando las técnicas de análisis modal teórico-experimental.

#### Objetivos Específicos

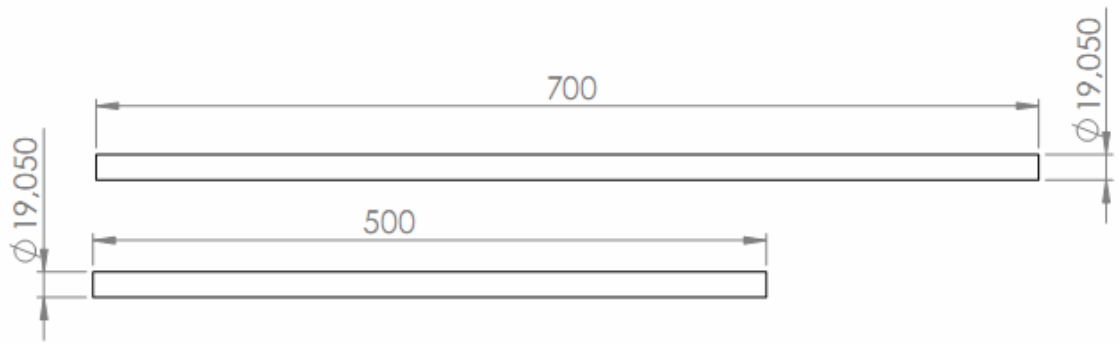
- ✓ Diseñar y construir una estructura metálica compuesta por varillas de acero macizas con las características adecuadas (isotropía, sencillez, etc.) para una fácil aplicación de la técnica de análisis modal.
- ✓ Desarrollar un modelo analítico utilizando el método de elementos finitos para predecir el comportamiento dinámico de la estructura.
- ✓ Aplicar la técnica de análisis modal experimental a la estructura metálica para obtener su caracterización dinámica (para realizar esto, se cuenta con un martillo de excitación, 6 acelerómetros, 2 tarjetas de adquisición de datos, cables conectores y software Labview, entre otros, como se muestra en el anexo G).
- ✓ Validar el modelo analítico obtenido por el método de elementos finitos basándose en la caracterización dinámica experimental.
- ✓ Aplicar la técnica de análisis modal experimental a una estructura metálica con daño inducido.
- ✓ Mostrar las variaciones del comportamiento dinámico de la estructura inicial y la estructura con daño, fundamentándose en el modelo analítico validado y la caracterización dinámica experimental de la estructura con daño inducido.

- ✓ Recopilar en un diagrama de flujo los pasos desarrollados para la detección de daño en estructuras metálicas empleando las técnicas de análisis modal teórico-experimentales.
- ✓ Elaborar las memorias del proyecto de grado

**ANEXO B. Dimensiones generales de la estructura**



**Dimensiones de la estructura (en mm).**



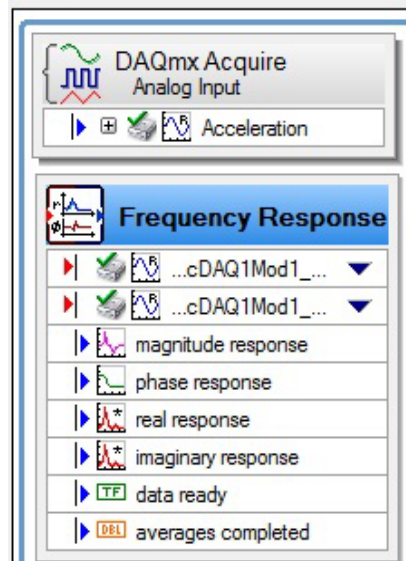
**Dimensiones de las varillas macizas de acero empleadas en la estructura (en mm).**

### ANEXO C. Instrumentación

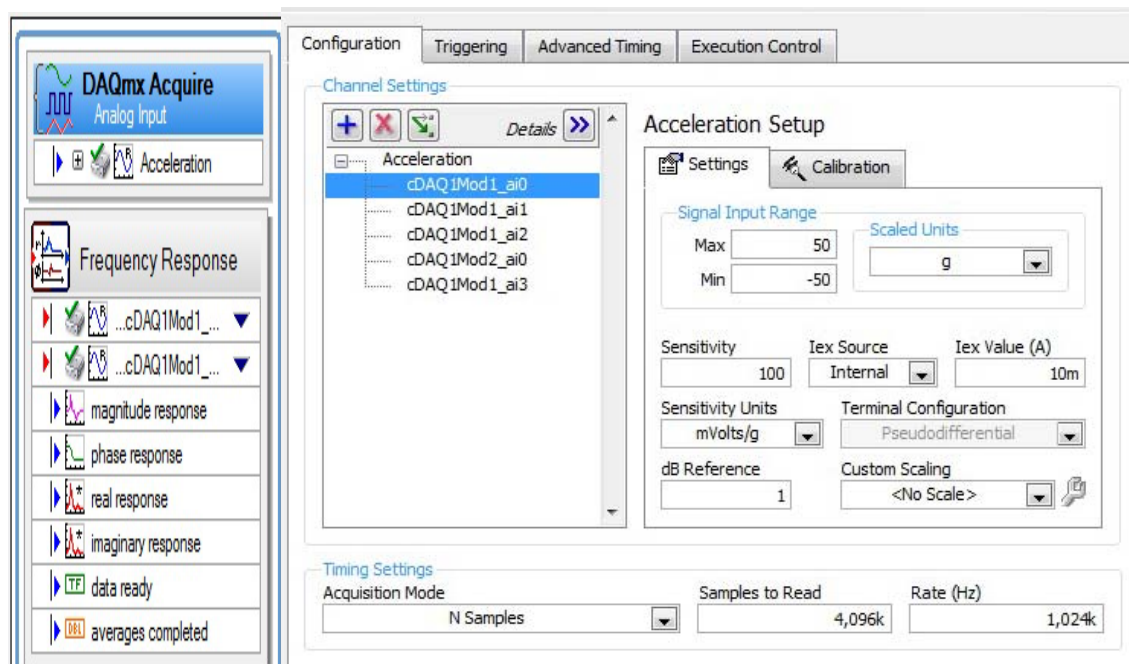
Equipo	Cant.	Especificaciones
Acelerómetros	4	Marca PCB Piezotronics modelo 352C68, peso 2 gm, con sensibilidad de 100 mV/g (10.2 mV/(m/s <sup>2</sup> )), rango de frecuencias de 0.5 a 20000 Hz y rango de medición de +/- 50 g pk.
Martillo con sensor	1	Marca PCB Piezotronics modelo 086C01 con sensibilidad de 50 mV/lbf (11.2 mV/N) y masa de 0.23 lb (0.10 kg)
Tarjeta de adquisición	2	Señal dinámica de 24 bits, 4 canales, marca National Instruments modelo NI-9234
Chasís de la tarjeta	1	NI CompactDAQ modelo NI cDAQ-9172 con fuente de alimentación de 11 a 30 voltios y con soporte para 8 módulos de entrada/salida
Software de procesamiento de datos	NA	Labview

## ANEXO D. Configuración del toolkit sound and vibrations del software Labview

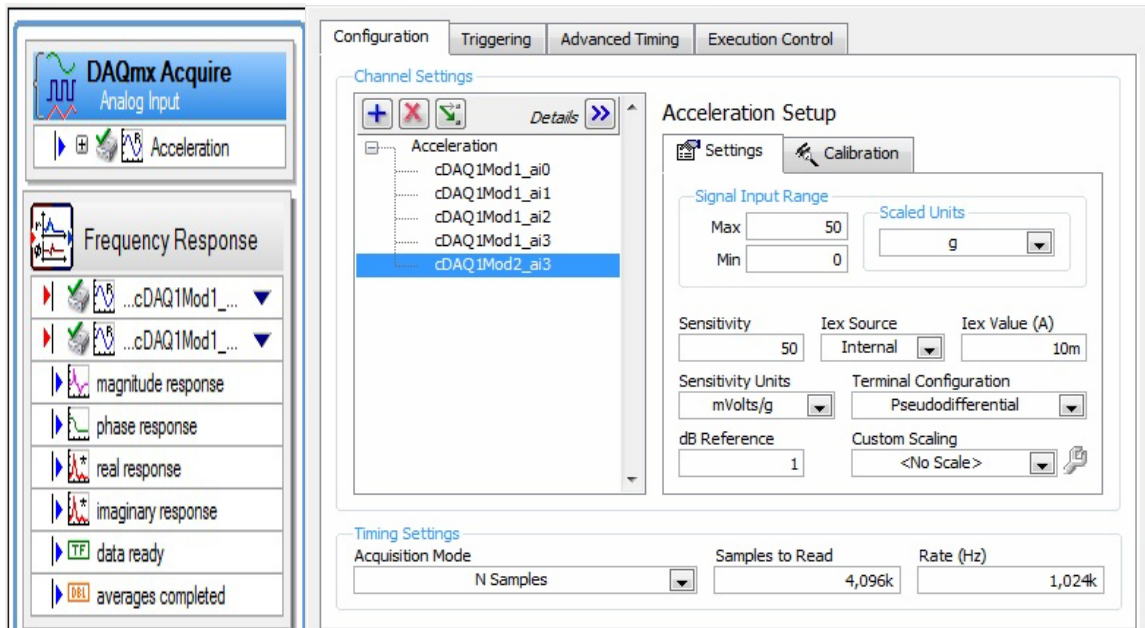
### Labview



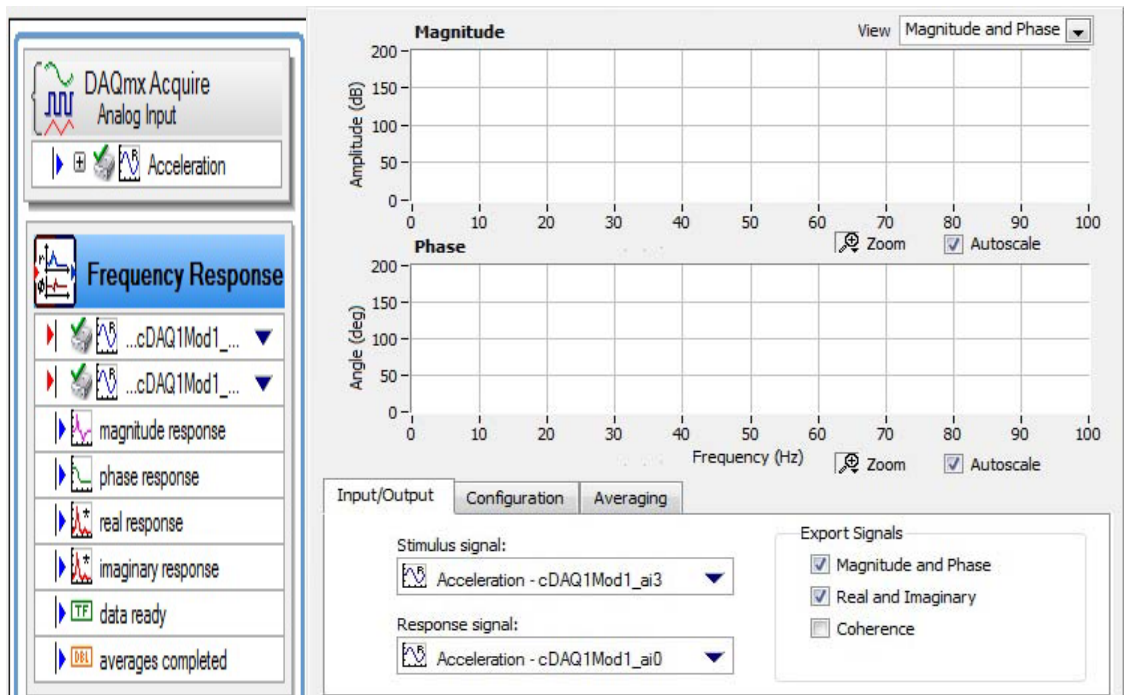
Pasos de la adquisición de datos. Arriba: DAQmx Acquire. Abajo: Frequency Response.



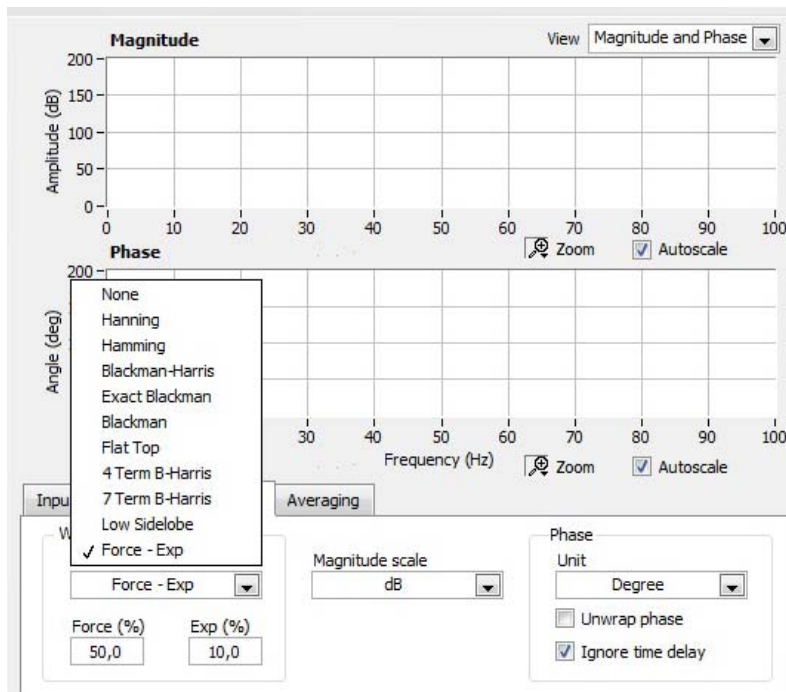
Parámetros de entrada de los acelerómetros (en la opción DAQmx Acquire).



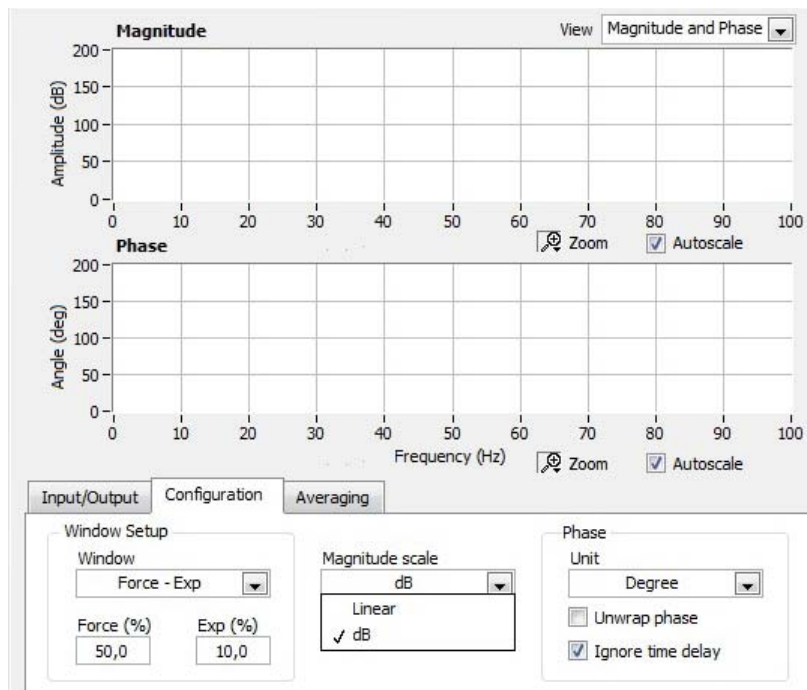
**Parámetros de entrada del martillo (en la opción DAQmx Acquire).**



**Configuración de la señal de estímulo y de respuesta, y selección de señales a medir. También se muestra el display Magnitud y el display de fase.**



**Selección del tipo de ventana.**



**Selección de la escala para la magnitud.**

Category  
 Signal Selection  
 Log Summary  
 Start Conditions  
 Stop Conditions  
 Alarms  
 Events

Recording status  
 Recording  on  
 Disk information  (used: 180 GB - free: 57 GB)

Current estimated log size:

Recording time available:

Current log started on:

Start condition list

Source	Conditions	Met?
Acceleration - cDAQ1Mod1	> 5,00000	

Add Remove

Condition type  
 Signal trigger

Signal  
 Acceleration - cDAQ1Mod1\_ai3

Trigger type  
 Rising slope

Trigger value  
 5,0000

Hysteresis  
 0,0000

Count  
 1

Advanced timing

Pre-start condition duration (s)  
 100,00m

Start condition holdoff (s)  
 0,0000

Restart behavior

Repeat start/stop cycle  
 5 times  
 Until 03:39:00,000 p.m. 27/05/2011

Restart start/stop cycle in  
 current log

**Parámetros de entrada de las opciones de grabación iniciales (Recording Start Conditions)**

Category  
 Signal Selection  
 Log Summary  
 Start Conditions  
 Stop Conditions  
 Alarms  
 Events

Recording status  
 Recording  off  
 Disk information  (used: 151 GB - free: 86 GB)

Current estimated log size:

Recording time available:

Current log started on:

Stop condition list

Source	Conditions	Met?
Duration	> 900,000m	

Add Remove

Condition type  
 Duration

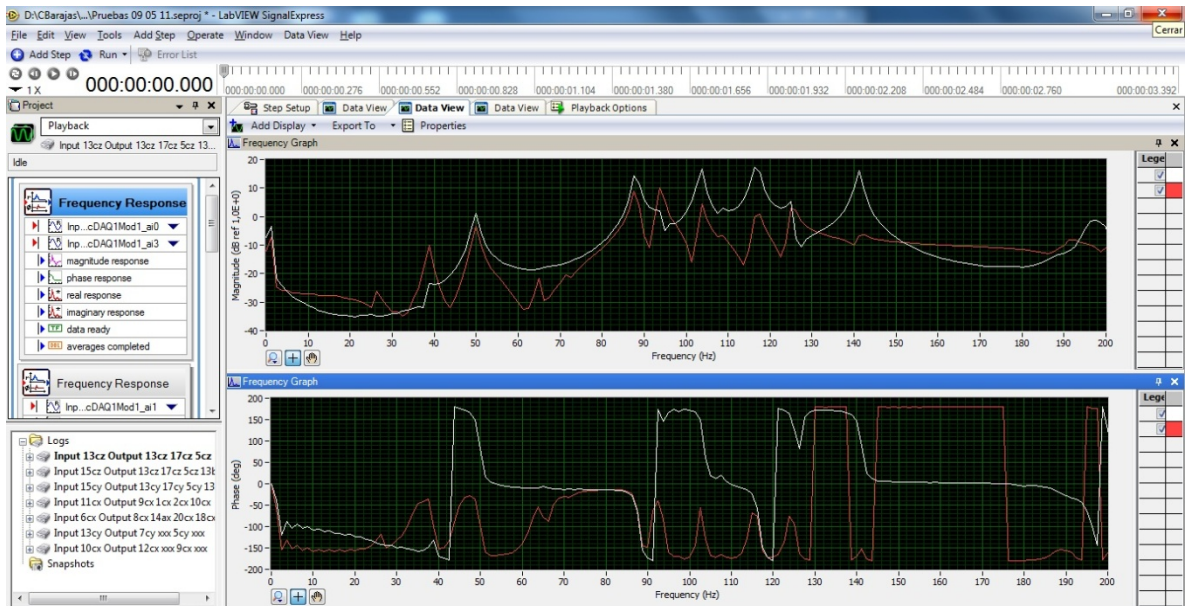
Duration (s)  
 900,00m

Advanced timing

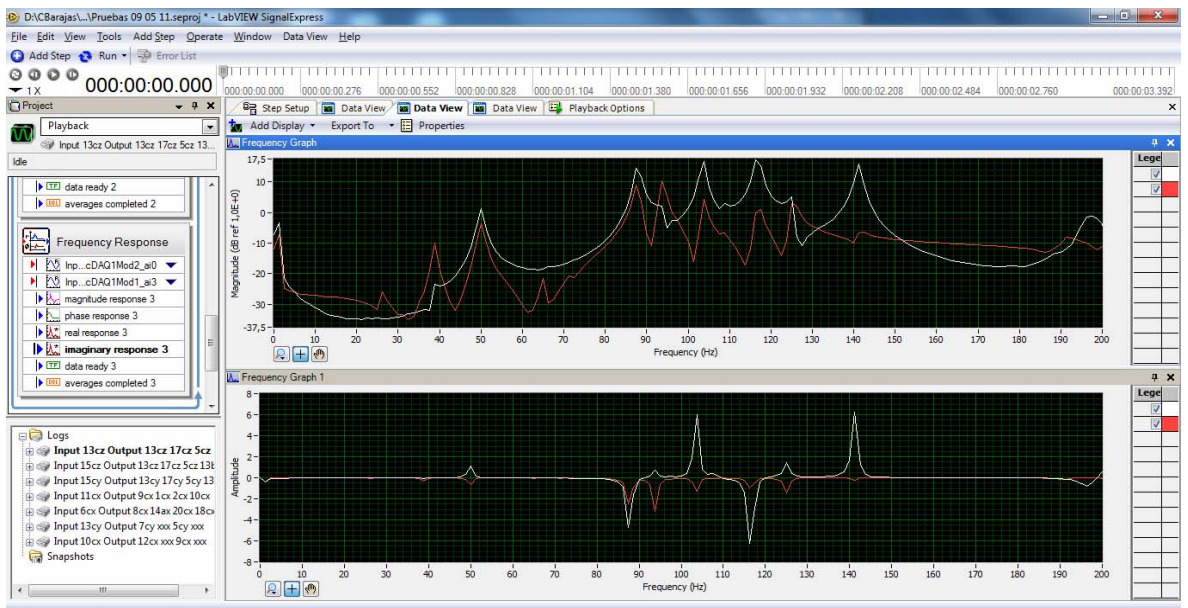
Post-stop condition duration (s)  
 0,0000

Stop condition holdoff (s)  
 0,0000

**Parámetros de entrada de las opciones de grabación de parada (Recording Stop Conditions)**

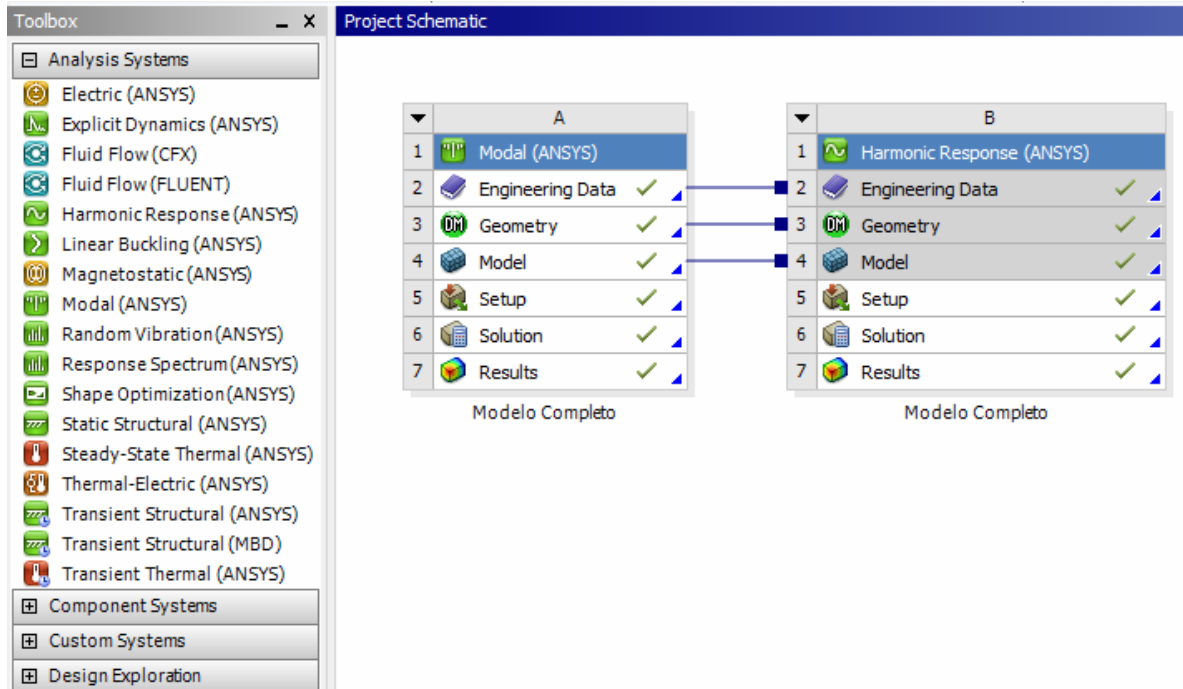


**Gráficas de Amplitud VS. Frecuencia y Fase VS. Frecuencia. En el ambiente Playback es posible reproducir todas las gráficas cuya información haya sido guardada.**



**Gráficas de Amplitud VS. Frecuencia y Componente Imaginaria VS. Frecuencia. En el ambiente Playback es posible reproducir todas las gráficas cuya información haya sido guardada.**

## ANEXO E. Desarrollo del modelo FEM.



Configuración análisis modal y análisis armónico.

Properties of Outline Row 4: Structural Steel 2					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/> Density	7850	kg m <sup>-3</sup>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	<input checked="" type="checkbox"/> Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	Young's Modulus	1,268E+11	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8	Poisson's Ratio	0,2		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9	<input checked="" type="checkbox"/> Alternating Stress Mean Stress	<input type="checkbox"/> Tabular		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
13	<input checked="" type="checkbox"/> Strain-Life Parameters			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
21	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
22	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
23	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
24	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	0	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Configuración de las propiedades del acero.

Details of "Geometry" <span style="float: right;">↕</span>	
+ <b>Definition</b>	
- <b>Bounding Box</b>	
Length X	0,7381 m
Length Y	1, m
Length Z	0,5381 m
- <b>Properties</b>	
<input type="checkbox"/> Volume	3,2023e-003 m <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Mass	25,138 kg
Scale Factor Va...	1,
- <b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	68827
Elements	34583
Mesh Metric	None
+ <b>Preferences</b>	

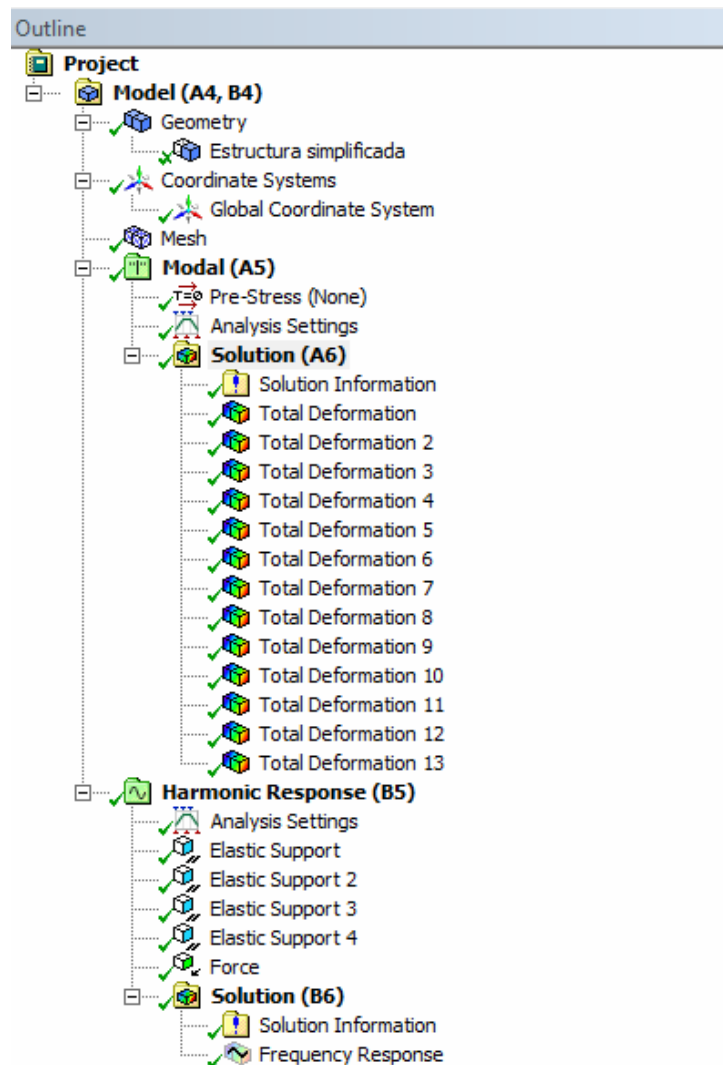
### Detalles geométricos

Details of "Mesh" <span style="float: right;">↕</span>	
+ <b>Defaults</b>	
- <b>Sizing</b>	
Use Advanced Si...	Off
Relevance Center	Medium
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Medium
Minimum Edge L...	2,3273e-005 m
- <b>Inflation</b>	
Use Automatic Te...	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorit...	Pre
View Advanced ...	No
+ <b>Advanced</b>	
+ <b>Pinch</b>	
- <b>Statistics</b>	
Nodes	68827
Elements	34583
Mesh Metric	None

### Configuración del mallado

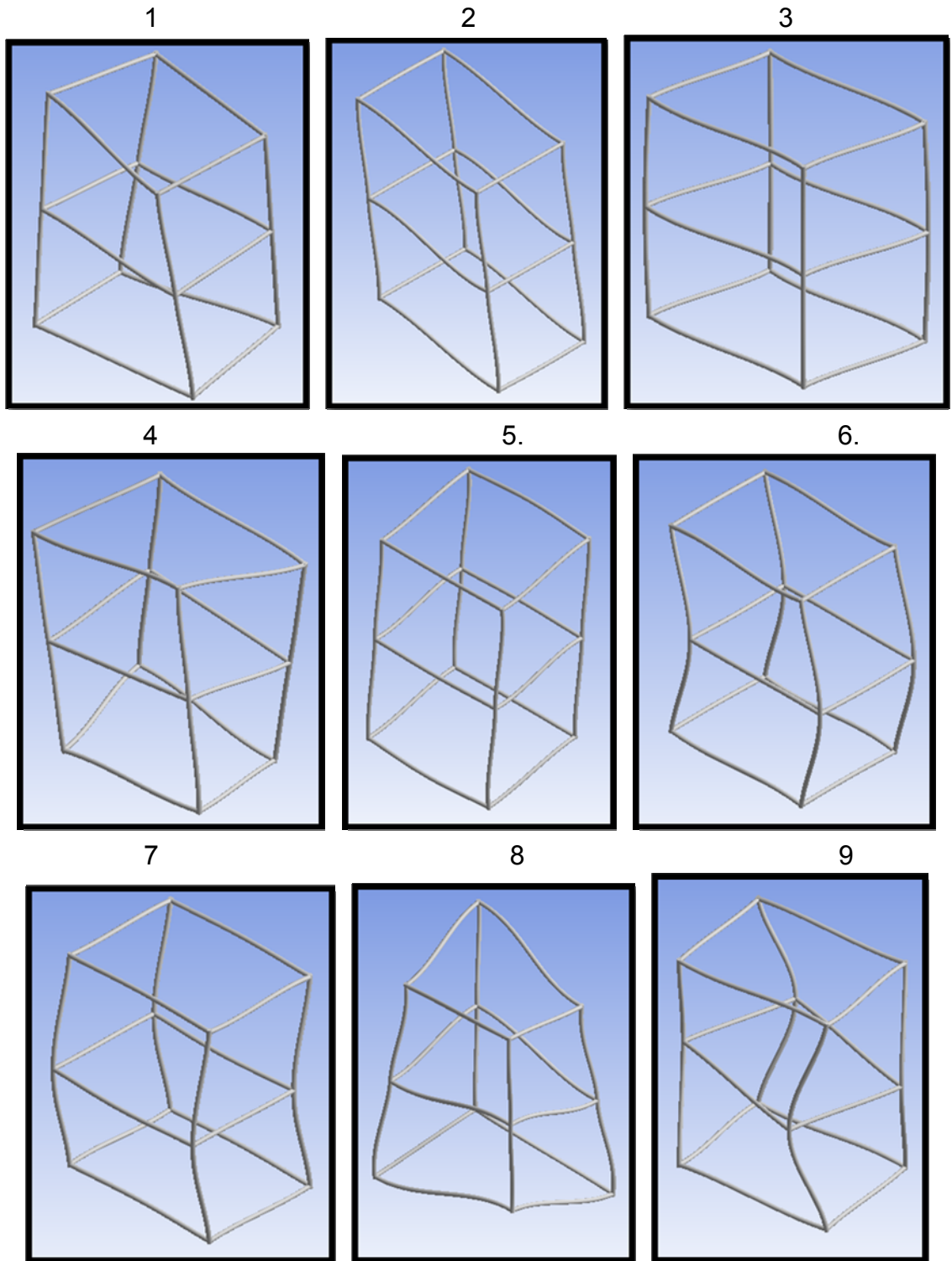
Details of "Analysis Settings"	
<b>Options</b>	
Max Modes to Find	18
Limit Search to Range	Yes
Range Minimum	1, Hz
Range Maximum	150, Hz
<b>Solver Controls</b>	
<b>Output Controls</b>	
<b>Analysis Data Management</b>	

### Configuración del rango de frecuencia y número de modos



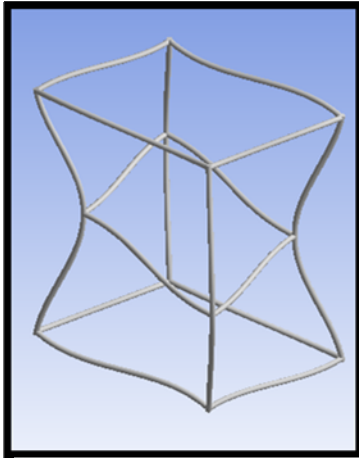
### Configuración general del desarrollo del modelo FEM.

**ANEXO F. Formas modales.**

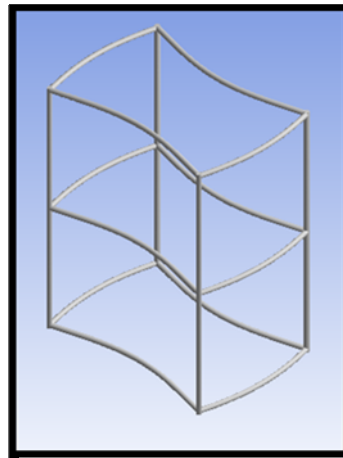


**Formas modales 1 al 9.**

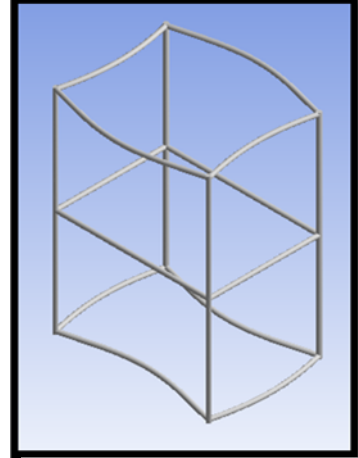
10



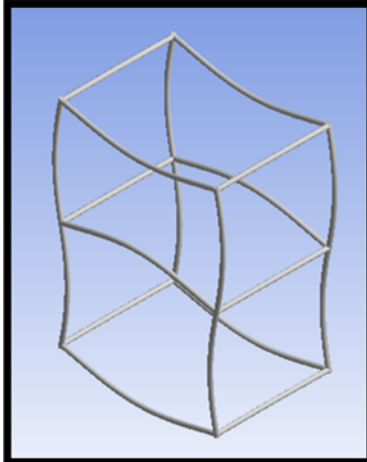
11



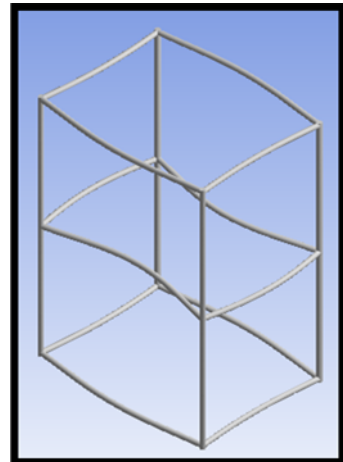
12



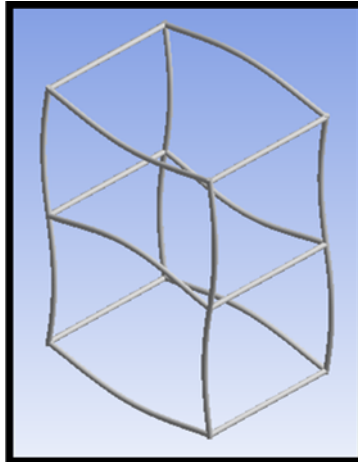
13



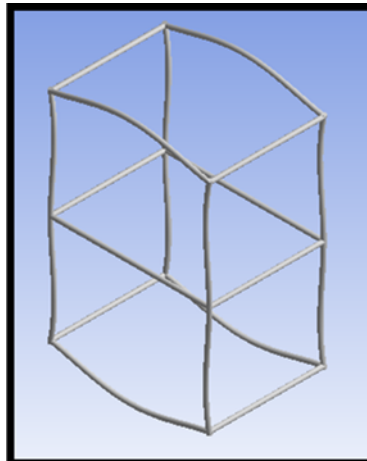
14



15




16



**Formas modales 10 a la 16.**

## ANEXO G. Propiedades del Acero 4140

Physical Properties	Metric	English
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in <sup>3</sup>
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	197	197
Hardness, Knoop	219	219
Hardness, Rockwell B	92	92
Hardness, Rockwell C	13.0	13.0
Hardness, Vickers	207	207
Tensile Strength, Ultimate	655 MPa	95000 psi
Tensile Strength, Yield	415 MPa	60200 psi
Elongation at Break	25.7 %	25.7 %
Reduction of Area	56.9 %	56.9 %
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.290	0.290
Machinability	65 %	65 %
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi
Electrical Properties	Metric	English
Electrical Resistivity	0.0000220 ohm-cm	0.0000220 ohm-cm
	0.0000263 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000263 ohm-cm @Temperature 212 °F
	0.0000326 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000326 ohm-cm @Temperature 392 °F
	0.0000475 ohm-cm @Temperature 400 °C	0.0000475 ohm-cm @Temperature 752 °F
	0.0000646 ohm-cm	0.0000646 ohm-cm

**Tabla de propiedades del acero 4140. Tomada de [www.matweb.com](http://www.matweb.com)**