



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS

DEPARTAMENTO DE MECANICA

**ESTUDIO DE LA DINÁMICA DE LA ESTRUCTURA DEL RECEPTOR
RADIOASTRONÓMICO PARA LA BANDA 1 DE ALMA**

TESIS PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERA CIVIL MECANICA

MARILIA ELISA SOTO SOBARZO

PROFESORA GUÍA:

VIVIANA MERUANE NARANJO

MIEMBROS DE LA COMISION:

PATRICIO MENA MENA
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

Este trabajo ha sido financiado por el Centro Basal de Astrofísica y Tecnologías Afines
Cata (PBF 06)

SANTIAGO DE CHILE
OCTUBRE 2012

Resumen Ejecutivo

ALMA (Atacama Large Millimeter Array) es el proyecto radioastronómico más grande del mundo y está siendo construido en el desierto de Atacama a una altitud de 5000 metros, específicamente en la meseta de Chajnantor. Este desierto cuenta con una sequedad extrema que se traduce en excelentes condiciones climatológicas para la instalación de este observatorio.

ALMA combina un arreglo de 66 antenas, especialmente diseñado para hacer interferometría y mediciones espectroscópicas de los primeros años del Universo. Una vez completado el proyecto, el arreglo de telescopios podrá mirar al espacio en 10 bandas de frecuencia que cubren el rango de 30 a 950 GHz. Cada antena está diseñada para albergar 10 receptores heterodinos de última tecnología, uno para cada banda de frecuencia. Al momento, solo parte de esos receptores están siendo construidos. La Universidad de Chile a través de sus Departamentos de Ingeniería Eléctrica, Astronomía y ahora Mecánica, llevan a cabo un programa de desarrollo para la construcción de un receptor heterodino prototipo para la así llamada Banda 1 (30-45 GHz). El primer diseño mecánico del receptor ha sido elaborado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica y fue realizado en base a los componentes que lo conforman. De acuerdo a las normativas de ALMA, el receptor tiene que cumplir con un número de exigentes especificaciones eléctricas y mecánicas. Entre las mecánicas, debe satisfacer ciertos niveles de vibración. El objetivo principal de este estudio fue verificar y proponer los cambios necesarios para que se satisfagan estas especificaciones.

En la presente memoria se modela la dinámica del receptor heterodino, la que es validada por medio de datos experimentales. En particular, se modela la Estructura (Cartridge) del Receptor Radioastronómico para la Banda 1 del proyecto ALMA. Para ello se estudia el diseño inicial realizado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica, se calculan las frecuencias naturales, modos de vibración y se simula la respuesta dinámica del Receptor frente a dos funciones sísmicas de diferente intensidad en el software de elementos finitos Ansys. El modelo numérico es validado y ajustado por medio de datos experimentales usando el software FEMTools. Finalmente se verifican que los niveles de vibración estén dentro de los límites exigidos, una vez incorporadas las mejoras estructurales.

Agradecimientos

Quisiera agradecer a todas aquellas personas que hicieron que mi estadía en la Universidad y en esta Facultad fuera plena y feliz. Quisiera agradecer entre ellos a mis amigos de primer año, en especial a Camila Mosso, Claudia Contardo, Liliana Alcayaga, Juan Muñoz y Sebastián Gamboa. También quisiera agradecer a aquellos compañeros de plan común que teniendo muchas facilidades en ciertas materias, compartían sus conocimientos con el resto, de una manera generosa y alegre, como Paloma Pérez y Marco Ulloa, y agradecer también a los que aprendían y estudiaban conmigo como Cristian Vallejos, Renato Vargas, Andrea González, Pablo Orellana, Mónica Zamora y muchos más.

Agradezco a todos los amigos de Computación que siempre me acogieron con los brazos abiertos en su comunidad y con los cuales compartí muy lindos momentos, a la gente de la Beauchef Big Band, de la Rama de Natación y a los funcionarios y alumnos que trabajan en Biblioteca. Sin duda estos grupos me hicieron crecer como persona y sentir muy acompañada y feliz.

Quisiera agradecer al Departamento de Mecánica, a mis profesores y a los funcionarios, en especial a las secretarias del cuarto y quinto piso. También quisiera agradecer a todos mis amigos del Departamento, en especial a May Lin Tay y Fabiola Aracena.

Finalmente quisiera darle gracias a mi profesora guía, Viviana Meruane, por toda la disposición, paciencia y entrega conmigo y con todos sus alumnos y memoristas.

Índice de Contenido

1	Introducción	1
2	Objetivos y Motivación	2
2.1	Motivación	2
2.1.1	¿Por qué es importante el proyecto ALMA para la ciencia?	2
2.1.2	¿Por qué es importante el Radio-receptor Banda 1 para el éxito del proyecto?	2
2.1.3	¿Por qué es importante estudiar la Dinámica del Radio-receptor de Banda 1?	4
2.2	Objetivo General	4
2.3	Objetivos Específicos	5
3	Antecedentes	5
3.1	Funcionamiento de ALMA	5
3.2	Receptor Radioastronómico Heterodino	7
3.2.1	Componentes Principales de un Radiorreceptor Astronómico	8
3.2.2	Características del Receptor Heterodino Radioastronómico para la Banda 1 de ALMA	10
3.2.3	Especificaciones de Vibración que debe cumplir el Radiorreceptor	12
3.3	Modelo Numérico	13
3.3.1	El Método de elementos Finitos.....	13
3.3.2	Modos de Vibración y Frecuencias Naturales	14
3.3.3	Funciones de Respuesta en Frecuencia	16
3.3.4	Respuesta Dinámica del Modelo Numérico	18
3.3.5	Análisis Modal del Modelo Numérico.....	20
3.4	Modelo Experimental.....	23
3.4.1	Análisis Previo a las Mediciones.....	23
3.4.2	El Montaje Experimental.....	24
3.4.3	Funciones de Respuesta en Frecuencia Experimentales.....	26
3.4.4	Estimación de Parámetros Modales	28
3.5	Correlación Numérico- Experimental.....	31
3.5.1	Pares de Modos Numéricos-Experimentales:.....	33
3.5.2	Coeficientes de Correlación.....	34

3.5.3	Método de Ajuste.....	36
3.6	Variación de las propiedades mecánicas de los materiales a distintas temperaturas de operación	37
3.6.1	Cobre.....	37
4	Desarrollo y Resultados.....	39
4.1	Metodología Realizada.....	39
4.2	Simplificación del diseño entregado en TopSolid.....	40
4.3	Construcción del Modelo Numérico	43
4.3.1	Construcción del modelo en Ansys.....	43
4.4	Obtención de Modos de Vibración y Frecuencias Naturales.....	46
4.4.1	Resultados.....	47
4.5	Mediciones Experimentales	51
4.5.1	Montaje.....	51
4.5.2	Puntos de Medición	52
4.6	Obtención de frecuencias y modos experimentales en FEMTools.....	57
4.6.1	Resultados.....	58
4.6.2	Calculo de la MAC (Modal Assurance Criterion) y Modos correlacionados	60
4.7	Ajuste del Modelo.....	61
4.7.1	Mediciones Experimentales de las ρ de las piezas del Radio-receptor.....	61
4.7.2	Ajuste del módulo de Young E y de las densidades a través de la Minimización de los Coeficientes de Correlación (CC)	62
4.8	Rediseño del modelo.....	67
4.8.1	Resultados luego del Rediseño	69
4.9	Respuesta Dinámica y Procesamiento de los resultados en MATLAB para encontrar las FRF	71
4.9.1	Respuesta Dinámica.....	74
5	Análisis y Discusión	79
5.1	Obtención de Modos de Vibración y Frecuencias Naturales.....	79
5.2	Mediciones Experimentales de vibraciones	79
5.3	Ajuste del Modelo.....	79
5.3.1	Resultados de la MAC	79
5.3.2	Propiedades ajustadas	80
5.4	Rediseño del modelo.....	81

5.5	Respuesta Dinámica del Radio-receptor.....	81
6	Conclusiones	81
7	Bibliografía.....	84
8	Anexos.....	86
8.1	Anexo A.....	86
8.2	Anexo B.....	88
8.3	Anexo C	88
8.4	Anexo D	93

Índice de Tablas

Tabla 2-1: Líneas de Transición observadas por Banda 1	4
Tabla 3-1: Características de Sismos para ALMA.....	12
Tabla 3-2: Procedimiento paso a paso método de Newmark.....	19
Tabla 3-3: Propiedades Mecánicas a bajas T ^o s	38
Tabla 4-1: Secuencia para estimación de Modos en Modelo Analítico	47
Tabla 4-2: Resultados del análisis vibracional del 1er modelo.....	48
Tabla 4-3: Puntos de excitación del modelo.....	54
Tabla 4-4: Frecuencias Naturales de los Modos del Modelo Experimental.....	58
Tabla 4-5: Resultados de la MAC.....	60
Tabla 4-6: Masa y Densidades Experimentales de Componentes	62
Tabla 4-7: Frecuencias naturales del 1er modelo ajustado	63
Tabla 4-8: Ajuste de Densidades y Módulo de Elasticidad.....	64
Tabla 4-9: Modos después del ajuste.....	65
Tabla 4-10: Frecuencias del 2do modelo ajustado.....	69
Tabla 4-11: Frecuencias del 2do modelo operando a 20 K.....	70

Índice de Ilustraciones

Figura 2-1: Transmisión Atmosférica.....	3
Figura 3-1: Diseño computarizado de arreglo de antenas ALMA.....	6
Figura 3-2: Esquema del trayecto que sigue una señal astronómica captada por una antena de ALMA.....	7
Figura 3-3: Componentes de un Radio-receptor Radioastronómico	9
Figura 3-4: Esquema Radio-receptor Radioastronómico Banda 1	9
Figura 3-5: Cartridge Banda 9.....	10
Figura 3-6: Criostato y Cartridges [20]	11
Figura 3-7: Componentes y Materiales del Radiotransmisor.....	11
Figura 3-8: Esquema de promedio de aceleración constante de Newmark	19
Figura 3-9 : Ilustración de la tridiagonalización de la matriz H a través de Lanczos	22
Figura 3-10: Montaje experimental con excitación por martillo.....	24
Figura 3-11: Esquema de un acelerador piezoeléctrico	26
Figura 3-12: Montaje de un Acelerómetro	26
Figura 3-13: Diagrama de Estabilidad	31
Figura 3-14: Esquema de un ajuste de modelo.....	33
Figura 3-15: Matriz de valores MAC.....	34
Figura 3-16: Propiedades del Cu respecto a la T^0 [19].....	39
Figura 4-1: Vista lateral	40
Figura 4-2: Vista en Perspectiva	40
Figura 4-3: Vista parcial en perspectiva superior	41
Figura 4-4: Modelo del Radio-receptor Banda 1 simplificado.....	42
Figura 4-5: Vistas lateral y frontal del Modelo en Ansys.....	43
Figura 4-6: Mallado del modelo con restricciones incorporadas.....	45
Figura 4-7: Acercamiento de restricciones	46
Figura 4-8: Imagen del primer modo de vibración del modelo.....	49
Figura 4-9: Imagen del segundo modo de vibración del modelo.....	50
Figura 4-10: Montaje del modelo para medición de vibraciones	52
Figura 4-11: Fotografías del montaje de los acelerómetros	53
Figura 4-12: Puntos de excitación en la estructura vista de su lado derecho.....	55
Figura 4-13: Sistema de referencia	56
Figura 4-14: Diagrama de estabilidad de las mediciones realizadas.....	57
Figura 4-15: 1er Modo de Vibración del Modelo Experimental.....	59
Figura 4-16: Primer Par de Modos Correlacionados	61
Figura 4-17: Matrices MAC antes y después del ajuste	65
Figura 4-18: modelos analítico y experimental pareados para un modo de vibración....	66
Figura 4-19: Anclaje de cadena frontal con escuadra derecha	67
Figura 4-20: Unión trasera de escuadras	68
Figura 4-21: Unión delantera de escuadras	68
Figura 4-22: f_1 graficada como desplazamiento: eje y [m] versus tiempo: eje x [s]	72

Figura 4-23: f_1 graficada como aceleración [m/s^2] versus tiempo [s]	73
Figura 4-24: f_2 graficada como desplazamiento: eje y [m] versus tiempo: eje x [s]	73
Figura 4-25: f_2 graficada como aceleración [m/s^2] versus tiempo [s]	74
Figura 4-26: Espectro de la aceleración en x de la cadena frontal	75
Figura 4-27: Espectro de la aceleración en x e y de la base	75
Figura 4-28: Espectro de la aceleración en y de la cadena frontal	76
Figura 4-29: Espectro de la aceleración en z de la cadena frontal	76
Figura 4-30: Espectro de la aceleración en x de la cadena frontal	77
Figura 4-31: Espectro de la aceleración en x e y de la base	77
Figura 4-32: Espectro de la aceleración en y de la cadena frontal	78
Figura 4-33: Espectro de la aceleración en z de la cadena frontal	78
Figura 8-1: Espectro de respuesta para $g_a=0.28g$ y $dr=1.5\%$	86
Figura 8-2: Espectro de respuesta para $g_a=0.17g$ y $dr=1.5\%$	86
Figura 8-3: Espectro de respuesta para $g_a=0.17g$ y $dr=3\%$	87
Figura 8-4: Espectro de respuesta para $g_a=0.28g$ y $dr=5\%$	87
Figura 8-6: Modo 1 para el Modelo 1	88
Figura 8-5: Piezas construidas con CNC de Astronomía	88
Figura 8-7: Modo 2 para el Modelo 1	89
Figura 8-8: Modo 3 para el Modelo 1	89
Figura 8-9: Modo 4 para el Modelo 1	90
Figura 8-10: Modo 5 para el Modelo 1	90
Figura 8-11: Modo 6 para el Modelo 1	91
Figura 8-12: Modo 7 para el Modelo 1	91
Figura 8-13: Modo 8 para el Modelo 1	92
Figura 8-14: Modo 9 para el Modelo 1	92
Figura 8-15: Modo 10 para el Modelo 1	93
Figura 8-16: Modo 1 para el Modelo 2 final	93
Figura 8-17: Modo 2 para el Modelo 2 final	94
Figura 8-18: Modo 3 para el Modelo 2 final	94
Figura 8-19: Modo 4 para el Modelo 2 final	95
Figura 8-20: Modo 5 para el Modelo 2 final	95
Figura 8-21: Modo 6 para el Modelo 2 final	96
Figura 8-22: Modo 7 para el Modelo 2 final	96
Figura 8-23: Modo 8 para el Modelo 2 final	97
Figura 8-24: Modo 9 para el Modelo 2 final	97
Figura 8-25: Modo 10 para el Modelo 2 final	98

1 Introducción

ALMA (Atacama Large Millimeter Array) es el proyecto radioastronómico más grande del mundo y está siendo construido en el desierto de Atacama a una altitud de 5000 metros, específicamente en la meseta de Chajnantor, debido a las excelentes condiciones climatológicas de extrema sequedad de la zona

ALMA es un arreglo de 66 antenas, especialmente diseñado para hacer interferometría y mediciones espectroscópicas de los primeros años del Universo con una precisión de resolución angular de 1 segundo¹.

También revelará nueva información sobre el nacimiento de estrellas y los planetas y la formación de las galaxias. Debido a que las señales recibidas procedentes de fuentes distantes de radio son extremadamente débiles, ALMA utiliza tecnologías avanzadas de bajo nivel de ruido que ayudan directamente a aumentar la relación calidad/señal-ruido de las mediciones disminuyendo el tiempo de integración en las observaciones.

Una vez completado el proyecto, sus 66 antenas podrán mirar al espacio en 10 bandas de frecuencia que cubren el rango de 30 a 950 GHz. Cada antena está diseñada para albergar 10 receptores heterodinos de última tecnología, uno para cada banda de frecuencia. El receptor de banda 1 recibe radiaciones encontradas en la gama de frecuencias de 31.3-45 GHz en dos polarizaciones ortogonales para reconvertirlas a frecuencias intermedias entre 4 y 12 GHz. Un receptor radioastronómico heterodino corresponde a un conjunto de elementos que convierte una señal radio de alta frecuencia a una de baja frecuencia con el objetivo de que pueda ser procesada posteriormente. Cada uno de los diez receptores de cada antena está montado mecánicamente en una estructura llamada cartucho o *cartridge*. Estos a su vez pueblan el criostato colocado en el plano focal del telescopio.

Al momento, solo parte de los receptores están siendo construidos. La Universidad de Chile a través de sus Departamentos de Ingeniería Eléctrica, Astronomía y ahora Mecánica, llevan a cabo un programa de desarrollo para la construcción de un receptor heterodino prototipo para la así llamada Banda 1 de ALMA (30-45 GHz). El primer diseño mecánico del receptor ha sido elaborado en base a los componentes ya diseñados que lo conformarán. El receptor tiene que cumplir con un número de exigentes especificaciones eléctricas y mecánicas.

¹ En astronomía la cuestión que se plantea es la distancia angular que puede haber entre dos estrellas para que se puedan distinguir por separado. Las estrellas están tan lejos que son siempre fuentes puntuales. Sin embargo, debido a la difracción de la luz al atravesar el telescopio la luz procedente de un objeto puntual crea una imagen anular con un patrón de difracción característico. [1]

En la siguiente memoria se modela la dinámica de la Estructura (Cartridge) del Receptor Radioastronómico para la Banda 1 del proyecto ALMA. Para ello se estudia el diseño inicial realizado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica, se calculan las frecuencias naturales, modos de vibración y se simula la respuesta dinámica del Receptor frente a dos funciones sísmicas de diferente intensidad en el software de elementos finitos Ansys. El modelo numérico es validado y ajustado por medio de datos experimentales usando el software FEMTools. Finalmente se verifican que los niveles de vibración estén dentro de los límites exigidos, una vez incorporadas las mejoras estructurales.

2 Objetivos y Motivación

2.1 Motivación

2.1.1 ¿Por qué es importante el proyecto ALMA para la ciencia?

Los astrónomos esperan que ALMA haga contribuciones importantes en una diversidad de especialidades científicas. El nuevo sistema de telescopios será una herramienta principal para estudiar las primeras estrellas y galaxias que salieron de las “edades oscuras” cósmicas hace miles de millones de años.

En el Universo más cercano, ALMA proporcionará una capacidad sin precedentes para estudiar los procesos de formación de estrellas y planetas. Sin verse impedido por el polvo que oculta las observaciones a la luz visible, el Proyecto ALMA podrá revelar los detalles de estrellas jóvenes aun formándose y se espera que muestre planetas jóvenes todavía en el proceso de desarrollo. Además, ALMA permitirá a los científicos aprender en detalle acerca de la química compleja de las nubes gigantes de gas y polvo que engendran estrellas y sistemas planetarios.

2.1.2 ¿Por qué es importante el Radio-receptor Banda 1 para el éxito del proyecto?

En la gama de frecuencias en que trabaja Banda1 (30-45 GHz) varias líneas moleculares pueden ser estudiadas, siendo de particular interés para astro-química las moléculas de masas altas que tengan su transición básica rotacional en este rango de frecuencias. Cadenas orgánicas que tienen la transición en esta banda también son interesantes, ya que sus líneas de emisión no son tan densas como en rangos de frecuencias más altas, característica que permite una más fácil identificación de cationes de las moléculas.

La Figura 2-1 muestra los espectros de trasmisión atmosférica² para ciertos rangos de frecuencias, donde se encuentra la Banda 1 en el rango más pequeño. En la franja de líneas horizontales de colores se muestra la longitud del espectro en GHz que abarca cada radio-receptor. [3]

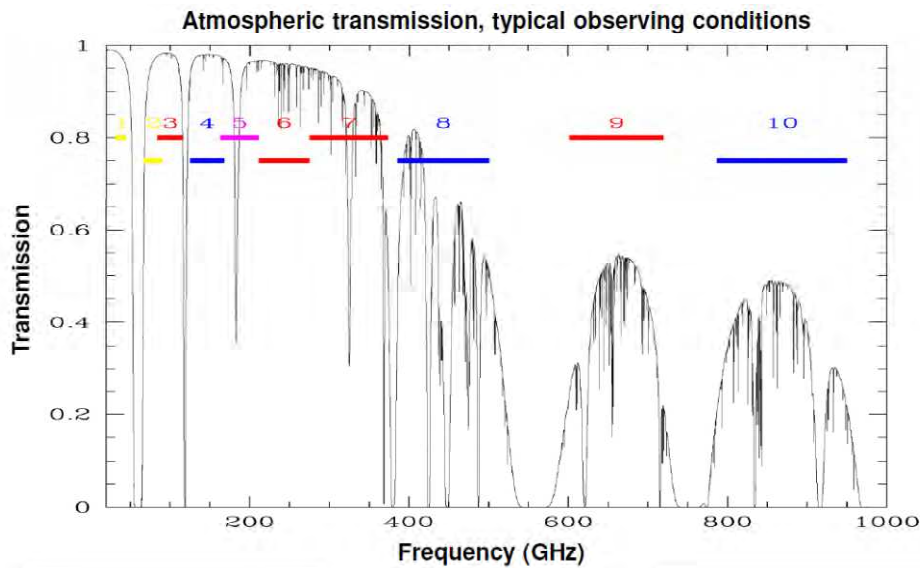


Figura 2-1: Transmisión Atmosférica

A continuación se presenta una tabla con las principales líneas de transición que pueden ser observadas en el rango de frecuencias de Banda 1, es decir, las moléculas que son observables por el radio-receptor Banda 1, debido a que su transición corresponde a las frecuencias correspondidas entre 30 y 45 GHz.

² El espectro de emisión de un elemento químico o compuesto químico es el espectro de frecuencias de la radiación electromagnética emitida por los átomos del elemento o moléculas del compuesto cuando vuelven a un estado de energía más baja. Cada elemento del espectro de emisiones es único, por lo tanto, la espectroscopia puede utilizarse para identificar la composición desconocida de la materia. De manera similar, los espectros de emisión de moléculas pueden ser utilizados en el análisis químico de las sustancias. [2]

Tabla 2-1: Líneas de Transición observadas por Banda 1

Molécula	Frecuencia [MHz]	Molécula	Frecuencia [MHz]
HC ₅ N	31951	CH ₃ OH	38293
HC ₅ N	34614	CH ₃ OH	38452
HC ₅ N	37276	CH ₃ OH	44069
HC ₅ N	39939	C ₄ H	38049
HCCCN	36481	³⁰ S ₁ O	42373
HCCCN	36534	²⁹ S ₁ O	42879
HCCCN	36623	S ₁ O	42519
CH ₃ OH	36169	S ₁ O	42820
CH ₃ OH	37703	S ₁ O	43122

2.1.3 ¿Por qué es importante estudiar la Dinámica del Radio-receptor de Banda 1?

Es importante estudiar el comportamiento Dinámico del Radiorreceptor debido a que nos da una idea de las respuestas que éste tendrá frente a diversas excitaciones, o condiciones ambientales, tales como temperatura o presión. La dinámica nos permite saber si el funcionamiento estará dentro de las exigencias establecidas, para las condiciones operacionales y también frente a imprevistos, tal como es el caso de sismos o impactos. También, a partir de la respuesta dinámica, se puede mejorar su funcionamiento al optimizar los materiales, el diseño de los componentes y su configuración.

2.2 Objetivo General

El objetivo del presente trabajo de memoria consiste en modelar y validar la dinámica de la estructura del receptor heterodino prototipo para la llamada Banda 1 de ALMA (30-45 GHz).

2.3 Objetivos Específicos

1. Estudiar el primer modelo diseñado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica y simplificarlo en el software TopSolid, eliminando los detalles que dificulten la construcción de un modelo en elementos finitos.
2. Construir un modelo en elementos finitos a partir de la geometría definida en el punto anterior, utilizando la aplicación Mechanical APDL del software Ansys, para obtener las frecuencias naturales y modos de vibración.
3. Hacer mediciones experimentales del modelo construido en el Departamento de Astronomía y determinar los modos experimentales con sus frecuencias naturales respectivas.
4. Comparar los modelos numérico-experimentales y ajustar el modelo numérico por medio del software FEMTools.
5. Modelar la dinámica de la estructura del receptor heterodino esta vez incorporando las temperaturas reales de operación a las piezas involucradas y comparar con los resultados encontrados anteriormente.
6. Simular la respuesta dinámica del receptor a condiciones sísmicas y verificar que los niveles de vibración se encuentren en los rangos establecidos según las normativas estipuladas.

3 Antecedentes

3.1 Funcionamiento de ALMA

ALMA es un arreglo de antenas que funciona con el principio de interferometría, el cual consiste en recolectar una señal proveniente del cielo usando varias antenas y combinarlas para analizar la señal y así obtener información sobre la fuente de la emisión (ya sea una estrella, planeta, o galaxia). Al combinar ondas de radio capturadas por dos o más antenas, es posible obtener imágenes de alta precisión. Estas imágenes son similares a las que se obtendrían con un telescopio o antena gigante de 14 kilómetros de diámetro. Sin embargo, construir y operar una antena de ese tamaño es tecnológicamente imposible (al menos con las tecnologías actuales), por lo cual construir varias antenas pequeñas y utilizarlas de forma combinada resulta mucho más plausible [3]. La figura 3-1 presenta una imagen simulando el arreglo de antenas del proyecto ALMA.

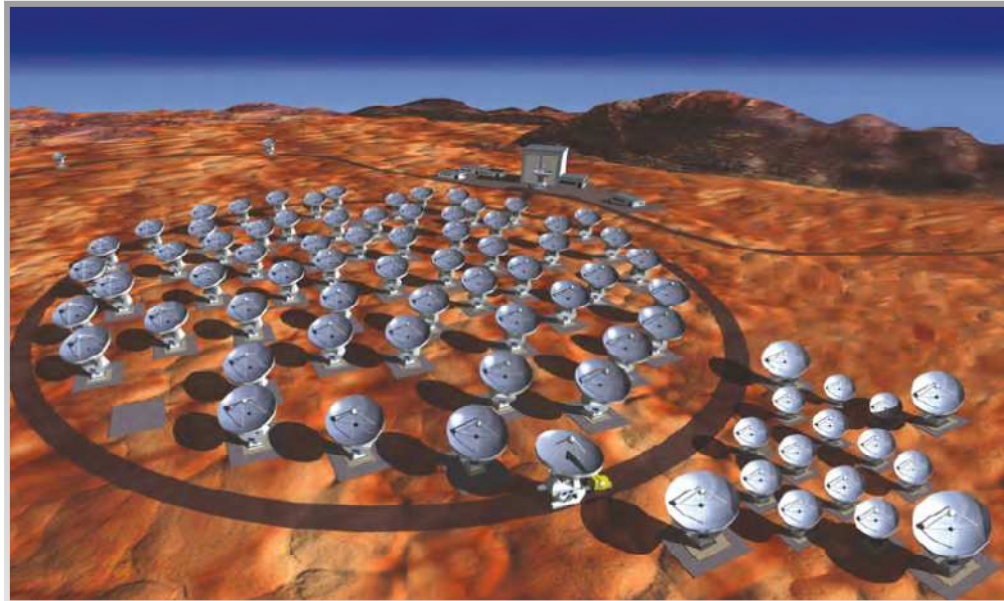


Figura 3-1: Diseño computarizado de arreglo de antenas ALMA

Para su funcionamiento, ALMA depende de que tanto sus 66 antenas como su electrónica trabajen en forma perfectamente sincronizada, con una precisión de una millonésima de millonésima de segundo. Un ejemplo cotidiano puede ayudar a entender el complicado proceso es el sistema auditivo humano. Este está diseñado de tal modo que cada uno de sus componentes cumple una función muy similar a ALMA, en este caso con el propósito de hacer llegar el sonido al cerebro: al apuntar una oreja hacia la fuente de un sonido, gracias a su anatomía ésta canaliza el sonido y lo hace llegar a un receptor (el tímpano) capaz de captar y convertirlo en un impulso eléctrico que es transmitido por el nervio auditivo hasta el cerebro. El cerebro recibe la señal de ambas orejas, las combina y analiza con el fin discernir sobre la naturaleza de la fuente (ej. quién, cómo, dónde). Esta cadena de canalización, recepción, conversión, transmisión, combinación y análisis es análoga a las distintas etapas por las que pasarán ondas de radio que han viajado por millones de años por el espacio una vez que ingrese a cada antena de ALMA. En la figura 3-2 se presenta un esquema general del funcionamiento de ALMA y de sus componentes [3].

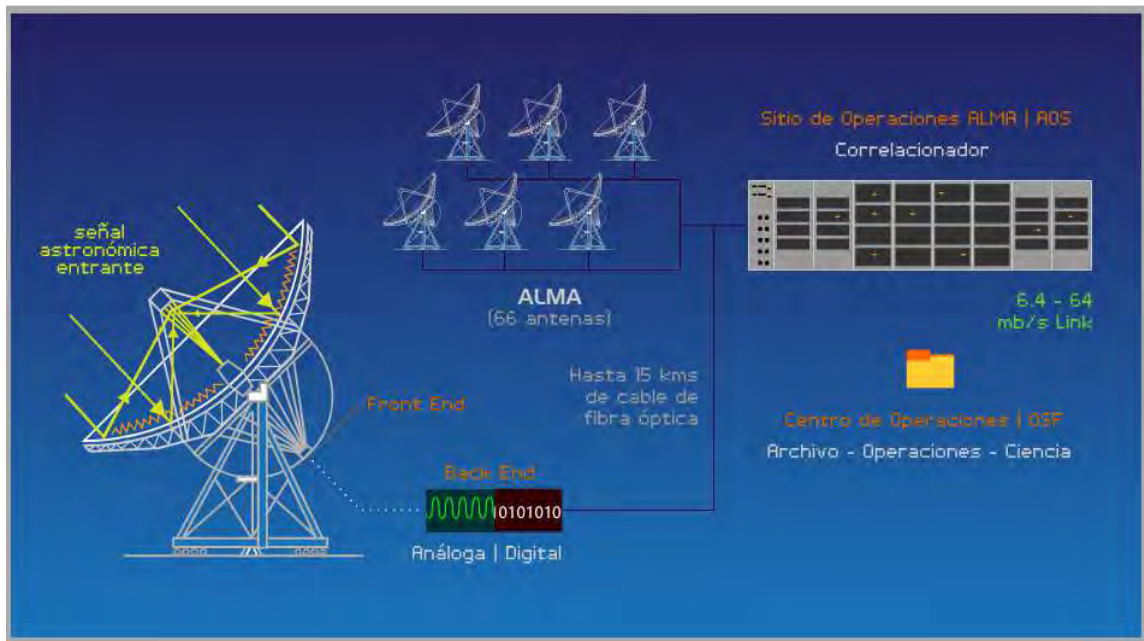


Figura 3-2: Esquema del trayecto que sigue una señal astronómica captada por una antena de ALMA

ALMA será utilizada en 10 bandas de frecuencia, por lo cual el Front End contiene 10 receptores heterodinos de última tecnología, uno para cada banda de frecuencia. Al momento, solo parte de esos receptores están siendo construidos. La Universidad de Chile a través de sus Departamentos de Ingeniería Eléctrica, Astronomía y ahora Ingeniería Mecánica, llevan a cabo un programa de desarrollo para la construcción de un receptor heterodino prototipo para la así llamada Banda 1 de ALMA (30-45 GHz).

El receptor tiene que cumplir con un número de exigentes especificaciones eléctricas y mecánicas. Entre las mecánicas, debe satisfacer ciertos niveles de vibración. En el presente tema de memoria se modelará la dinámica de este receptor, la que será validada por medio de datos experimentales. [3]

3.2 Receptor Radioastronómico Heterodino

Un receptor Heterodino Radioastronómico es un conjunto de elementos que convierte una señal de alta frecuencia a una señal de baja frecuencia con el objetivo de ser procesada, debido a que la tecnología actual no es capaz de procesar altas frecuencias. Se recurre a un cambio de frecuencia base de la señal, proceso conocido como modulación. Este proceso se explica en 3.2.1.3.

3.2.1 Componentes Principales de un Radiorreceptor Astronómico

3.2.1.1 Guía de onda

Etapa que transporta la señal recolectada por la antena, se ubica a la entrada del radiorreceptor anterior a los circuitos que lo componen.

3.2.1.2 Amplificador de RF

Las señales cósmicas son generalmente muy débiles (se estima que una fuente potente como Cygnus A emite una potencia del orden de 10^{38} W, de los cuales en la Tierra se reciben del orden de 10^{-20} W/m². Emisiones de antenas de telefonía móvil fluctúan generalmente entre los 4 W/m² y 5 W/m². Si bien las antenas son capaces de recolectar esos niveles de energía muy bajos, para poder medir y estudiar esta señal es necesario amplificarla. Sin embargo, el principal inconveniente de esa amplificación es que no sólo magnifica la señal útil de entrada, sino que también el ruido asociado, incluso el producido por el propio amplificador. [4]

Una de las principales fuentes de ruido de la electrónica convencional basada en semiconductores es el llamado ruido térmico, producido por el movimiento natural de las partículas en un material que se encuentra a una temperatura diferente al cero absoluto (0°K). Para evitar el efecto del ruido térmico se recurre al enfriamiento artificial de los amplificadores, en el caso de ALMA mediante la criogenización.

3.2.1.3 Mezclador y oscilador local

Estos componentes son los encargados de modular la señal con el objetivo de que esta finalmente sea procesada. El cambio de frecuencia es logrado mediante el uso de un oscilador local que genera una señal de referencia, tal como se muestra en la figura 3-3 donde se multiplican las señales de entrada y la de referencia producida por el oscilador local.

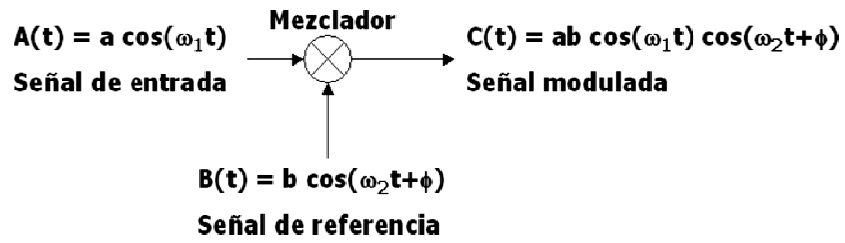


Figura 3-3: Componentes de un Radio-receptor Radioastronómico

A continuación, en la figura 3-4, se muestra un esquema de los componentes y su interacción en el proceso de modulación. Los componentes del receptor se encuentran especificados en el capítulo 3.2.2.2 de este informe.

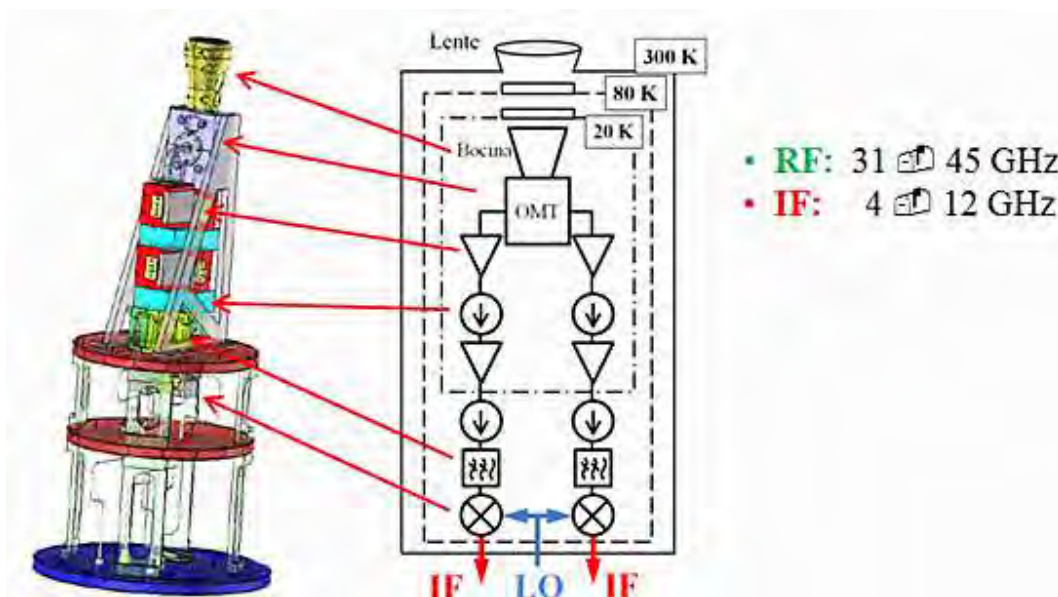


Figura 3-4: Esquema Radio-receptor Radioastronómico Banda 1

3.2.2 Características del Receptor Heterodino Radioastronómico para la Banda 1 de ALMA

3.2.2.1 Alojamiento

Cada receptor será montado en una estructura cilíndrica llamada cartridge, que se encuentra dividida en dos y tres partes. En el caso de Banda 1 son dos partes enfriadas a 20, y 80 °K respectivamente. Los cartridges se encuentran alojados en la parte inferior de una estructura Cilíndrica llamada Criostato, responsable de la criogenización mencionada anteriormente.

En la figura 3-5 se observa el cartridge de Banda 9 que está dividido en tres partes enfriadas a 4°K, 12°K y 90°K respectivamente



Figura 3-5: Cartridge Banda 9

En la figura 3-6 queda ilustrada la idea del Criostato alojando a los 10 cartridge que contienen a su vez los 10 receptores radioastronómicos. Este criostato está localizado en el plano focal de la antena [6].

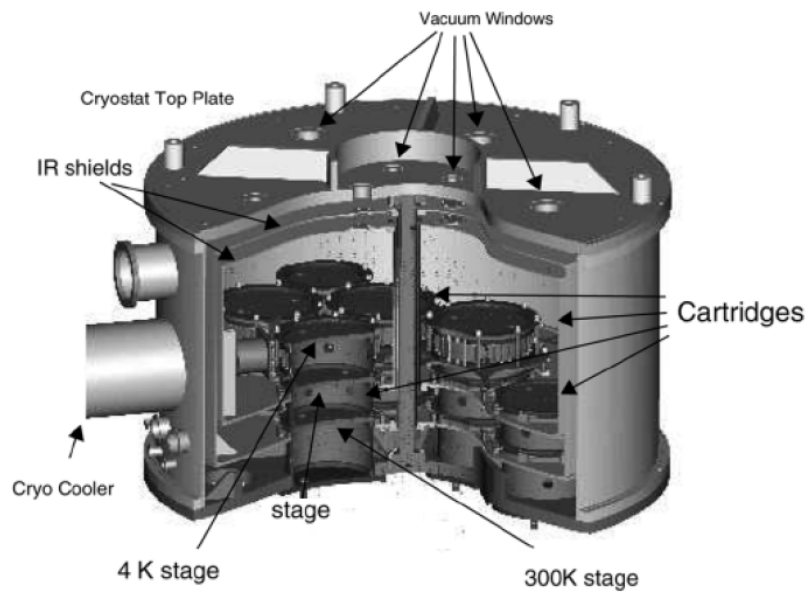


Figura 3-6: Criostato y Cartridges [20]

3.2.2.2 Componentes y Materiales Respectivos del Cartridge de Banda 1

A continuación, en la figura 3-7, se presentan los nombres de cada uno de los componentes del radiotransmisor con sus materiales respectivos.

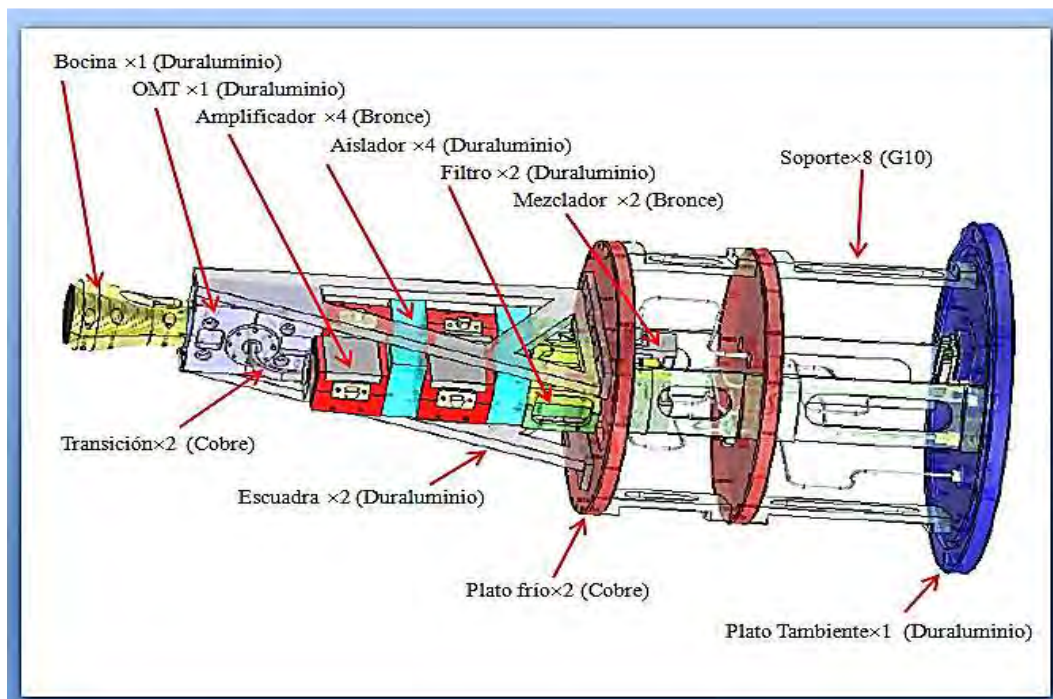


Figura 3-7: Componentes y Materiales del Radiotransmisor

3.2.2.3 Dimensiones y Peso del conjunto

Las dimensiones totales del conjunto de la estructura del Radiorreceptor para la Banda 1 de ALMA son:

- 0.48 m de altura
- 0.22 m de ancho
- 0.22 m de largo

El primer cilindro correspondiente al primer tramo del alojamiento o cartridge del radio-receptores de diámetro de 140 mm x 475 mm de altura. Es concéntrico con el interfaz de montaje en la parte inferior del criostato y está alineado con el plano de la interfaz entre el cartridge y criostato.

El segundo cilindro es de diámetro de 45 mm x 510 mm de altura. Es concéntrico con la ventana de vacío en la parte superior del criostato y también está a ras con el plano de la interfaz entre el cartridge y criostato. [7]

3.2.3 Especificaciones de Vibración que debe cumplir el Radiorreceptor

El proyecto ALMA otorga una serie de especificaciones operacionales y ambientales que debe satisfacer el radio-receptor Banda 1 de ALMA. Respecto a las condiciones mecánicas, el primero está relacionado directamente con el análisis modal, y se refiere a la primera frecuencia natural, que debe encontrarse sobre los 55 Hz.

Las siguientes especificaciones se relacionan con la respuesta dinámica que posee la estructura frente a excitaciones sísmicas, para lo cual se utilizan los criterios establecidos para los centros de operaciones de ALMA. Los niveles de aceleración de terremotos que puedan ocurrir en los centros de operaciones y el sitio de operaciones del conjunto se especifican en la tabla 3-1 [8]:

Tabla 3-1: Características de Sismos para ALMA

	OBE	MLE
Aceleración máxima horizontal del suelo (g)	0.17	0.28
Probabilidad de excedencia (%)	10	10
Tiempo de referencia (años)	10	100

OBE; Bases de funcionamiento o Terremoto; un terremoto con una alta probabilidad de ocurrencia durante la vida útil del observatorio.

MLE: Máxima Probable Terremoto; un terremoto de gran magnitud, pero con baja probabilidad de ocurrencia.

Los límites para los espectros de la respuesta del conjunto correspondiente a cada antena de ALMA se encuentran en el Anexo A. Estos límites están calculados para diferentes aceleraciones del suelo (ground acceleration) y diferentes factores de amortiguación (damping ratio) [9].

En resumen, el radio-receptor debe cumplir las siguientes especificaciones mecánicas:

- El radio-receptor Banda 1 debe sobrevivir a los niveles de vibración dados por las aceleraciones que se encuentran graficadas en el Anexo A.
- La primera frecuencia natural de la estructura no debe ser inferior a los 55 Hz. [7]

3.3 Modelo Numérico

3.3.1 El Método de elementos Finitos

El método de elementos finitos es una técnica que utiliza métodos de interpolación para modelar y resolver problemas asociados a vibraciones en sistemas continuos (por ejemplo, barras, vigas, placas, etc). Este método es también, muy útil para modelar sistemas complejos con formas geométricas inusuales.

El método de elementos finitos comienza por dividir una estructura en un número de partes pequeñas. Estas partes pequeñas se denominan elementos finitos y el procedimiento de dividir la estructura se denomina discretización. Cada elemento es, usualmente, muy simple como una barra, viga o placa, el que tiene una ecuación de movimiento, como la que aparece en (3.1), que se puede resolver o aproximar. Cada elemento tiene puntos terminales denominados nodos, los que lo conectan con el elemento siguiente. El conjunto de elementos finitos y nodos se denomina malla de elementos finitos.

En una estructura se define como coordenadas los parámetros necesarios para determinar la posición y la velocidad de ésta en cada momento. Se definen como grados de libertad a las coordenadas que resultan independientes tras aplicar las condiciones de vínculos entre ellas. A partir de los grados de libertad (gl) y las propiedades de la estructura (tales como la masa y la rigidez), se puede encontrar la ecuación de movimiento de sistema (3.5):

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (3.1)$$

En la ecuación anterior F es un vector de fuerzas externas, $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{x\}$ son vectores de aceleración, velocidad y desplazamiento para cada grado de libertad respectivamente,

la matriz $[M]$ se denomina matriz de masa y la matriz $[K]$ se denomina matriz de rigidez. Estas matrices tienen la propiedad de ser simétricas, es decir:

$$M = M^T \quad (3.2)$$

$$K = K^T \quad (3.3)$$

Las soluciones de las ecuaciones de movimiento se aproximan por combinaciones lineales de polinomios de bajo orden. Cada una de las soluciones individuales debe ser la misma que las soluciones de los elementos adyacentes en los nodos comunes (lo que se denomina como condición de continuidad). Estas soluciones se acoplan en un procedimiento de ensamblado, lo que resulta en matrices de rigidez y masa globales, las que describen la vibración de la estructura como un todo. Matemáticamente, la ecuación (3.1) representa un sistema de ecuaciones diferenciales lineales de segundo orden, las que en un principio, se pueden resolver por procedimientos estándar para ecuaciones diferenciales ordinarias. Sin embargo, estos procedimientos pueden ser muy costosos (en términos de tiempo y cantidad de cálculos necesarios) si las matrices son grandes. En el análisis de elementos finitos, se utilizan algunos algoritmos eficientes para resolver las ecuaciones de movimiento. Estos algoritmos se dividen en dos categorías: integración directa y superposición modal. Aunque ambas técnicas puedan parecer muy distintas a primera vista, están fuertemente relacionadas, y la selección de una u otra depende de su eficiencia para calcular la solución numérica.

3.3.2 Modos de Vibración y Frecuencias Naturales

Si retomamos la ecuación (3.1) y la transformamos en el dominio de Laplace, asumiendo que las velocidades y desplazamientos iniciales son cero, se obtiene:

$$(Mp^2 + Cp + K)X(p) = F(p) \quad (3.4)$$

Se debe recalcar que la variable p de la transformada de Laplace, es un número complejo, donde $p = \sigma + j\omega$, siendo j el valor imaginario equivalente a $\sqrt{-1}$ y ω la frecuencia.

La ecuación (3.4), se puede también escribir como:

$$Z(p)X(p) = F(p) \quad (3.5)$$

Siendo $Z(p)$ la llamada matriz de rigidez dinámica que invertida resulta ser la matriz de transferencia $H(p)$ como se muestra en las ecuaciones (3.6) y (3.7).

$$X(p) = H(p)F(p) \quad (3.6)$$

$$H(p) = Z(p)^{-1} = \frac{\text{adj}(Z(p))}{|Z(p)|} \quad (3.7)$$

donde $\text{adj}(Z(p))$ es la matriz adjunta de $Z(p)$ y $|Z(p)|$ es el determinante de $Z(p)$. La matriz adjunta viene dada por $\text{adj}(Z(p)) = [\varepsilon_{ij}|Z_{ij}|]^T$, donde; $|Z_{ij}|$ es el determinante de $Z(p)$, eliminando la fila i y la columna j , y $\varepsilon_{ij} = 1$ si $i + j$ es par, $\varepsilon_{ij} = -1$ si $i + j$ es impar.

La ecuación característica del sistema viene dada por el determinante de $Z(p)$ ($|Z(p)|$) donde las raíces de esta ecuación o polos del sistema, definen las frecuencias naturales. Estas raíces se pueden determinar de la siguiente manera:

Sea la siguiente identidad:

$$(pM - pM)\{x\} = 0 \quad (3.8)$$

Combinando (3.8) con (3.4) se obtiene:

$$(pA + B)\{y\} = \{f'\} \quad (3.9)$$

donde:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & C \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} -M & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}, \{y\} = \begin{Bmatrix} px \\ x \end{Bmatrix} \text{ y } \{f'\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

Por lo tanto, los polos del sistema son los valores de p que satisfacen:

$$|pA + B| = 0 \quad (3.11)$$

Notar que las raíces de esta ecuación, también son las raíces de la ecuación $|Z| = 0$. Esta ecuación genera $2n$ valores propios complejos, que aparecen en pares de complejos conjugados tal como se ve a continuación:

$$[\Delta] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \lambda_n^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_1 + j\omega_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \sigma_n - j\omega_n \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Como en el caso de un grado de libertad, la parte real del polo, σ_i , es el factor de amortiguamiento y la parte imaginaria, ω_i , es la frecuencia natural amortiguada.

A cada valor propio del sistema le corresponde un vector propio. Para sistemas con múltiples grados de libertad estos vectores propios introducen el concepto de modos

normales, formas modales o vectores modales, ϕ_i . Estos también aparecen en pares de complejos conjugados. Cada vector propio, se relaciona a un valor propio específico.

$$\phi = \begin{bmatrix} \lambda_1 \phi_1 \dots \lambda_n \phi_n & \lambda_1^* \phi_1^* \dots \lambda_n^* \phi_n^* \\ \phi_1 \dots \phi_n & \phi_1^* \dots \phi_n^* \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

En general, los vectores propios contienen desplazamientos modales con valores complejos. Para el valor propio correspondiente, λ_i , se cumple que:

$$(M\lambda_i^2 + C\lambda_i + K)\phi_i = 0 \quad (3.14)$$

Cabe señalar que un modo de vibración es un vector que describe el movimiento relativo entre los grados de libertad, es decir, la forma en que vibra la estructura para cada frecuencia natural calculada. [10]

3.3.3 Funciones de Respuesta en Frecuencia

De manera similar al caso de un grado de libertad, se puede introducir el concepto de residuos [10]. Dado que, λ_i y λ_i^* , son raíces de la ecuación característica del sistema, la ecuación (3.6) se puede escribir como:

$$H(p) = \frac{\text{adj}(Z(p))}{\prod_{i=1}^n E(p - \lambda_i)(p - \lambda_i^*)} \quad (3.15)$$

donde E es una constante. Si se utiliza fracciones parciales queda:

$$H(p) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{[A]_i}{(p - \lambda_i)} + \frac{[A]_i^*}{(p - \lambda_i^*)} \right) \quad (3.16)$$

Los términos $[A]_i$ y $[A]_i^*$ se denominan residuos, y vienen dados por:

$$[A]_i = P_i \text{adj}(Z(\lambda_i)) \quad (3.17)$$

donde P_i es una constante que depende del polo. Estudiando estos residuos se puede esclarecer la relación entre la matriz de función de transferencia y los vectores modales [10]. Rescribiendo la ecuación (3.7):

$$Z(p)\text{adj}(Z(p)) = |Z(p)|[I] \quad (3.18)$$

Evaluando para $p = \lambda_i$, se obtiene:

$$Z(\lambda_i)\text{adj}(Z(\lambda_i)) = 0 \quad (3.19)$$

Si consideramos una columna arbitraria de $\text{adj}(Z(\lambda_i))$ se cumple que:

$$Z(\lambda_i)\{\text{adj}(Z(\lambda_i))\}_k = 0 \quad (3.20)$$

Esta ecuación es equivalente a (3.14). Esto quiere decir las columnas de $\text{adj}(Z(\lambda_i))$ son proporcionales al i – ésimo vector modal. Considerando que la matriz $\text{adj}(Z(\lambda_i))$ es simétrica entonces sus filas también son proporcionales al i – ésimo vector modal. Es decir, la matriz $\text{adj}(Z(\lambda_i))$ es de la forma:

$$\text{adj}(Z(\lambda_i)) = R_i \phi_i \phi_i^T = R_i \begin{bmatrix} \phi_{i,1} \phi_{i,1} & \cdots & \phi_{i,1} \phi_{i,n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_{i,n} \phi_{i,1} & \cdots & \phi_{i,n} \phi_{i,n} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

donde R_i es una constante asociada al vector ϕ_i . A partir de la ecuación anterior, se tiene que el residuo es de la forma:

$$[A]_i = Q_i \phi_i \phi_i^T \quad (3.22)$$

donde Q_i es una constante asociada también al vector ϕ_i . Finalmente reescribiendo la ecuación (3.7) se obtiene:

$$H(p) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_i \phi_i \phi_i^T}{(p - \lambda_i)} + \frac{Q_i^* \phi_i^* \phi_i^{T*}}{(p - \lambda_i^*)} \right) \quad (3.23)$$

Luego, la función de respuesta en frecuencia (FRF) es la función de transferencia evaluada en el eje de frecuencias ($j\omega$):

$$H(j\omega) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_i \phi_i \phi_i^T}{(j\omega - \lambda_i)} + \frac{Q_i^* \phi_i^* \phi_i^{T*}}{(j\omega - \lambda_i^*)} \right) \quad (3.24)$$

3.3.4 Respuesta Dinámica del Modelo Numérico

A continuación se explicará con detalle el Método de Newmark, método de integración directa, que es uno de los ofrecidos por la aplicación Mechanical APDL de Ansys. Este método fue utilizado en este trabajo para determinar la respuesta dinámica de la estructura frente a un desplazamiento específico.

En la integración directa, las ecuaciones de movimiento son integradas por un procedimiento numérico por pasos. El término “directa” significa que no es necesario hacer transformaciones de las ecuaciones previo a la integración numérica. En los procedimientos de integración temporal, se asume que los vectores de aceleración, velocidad y desplazamiento en el tiempo $t = 0$, $\ddot{x}(0)$, $\dot{x}(0)$, $x(0)$ son conocidos. La solución se divide en pasos de tiempo Δt . En general, para llegar a soluciones estables se requiere un paso de tiempo relativamente pequeño, donde el tiempo debe ser menor que un valor crítico Δt_{cr} , el cual se determina de la siguiente manera:

$$\Delta t_{cr} = \frac{T_n}{\pi} \quad (3.25)$$

donde T_n es el menor periodo en el sistema, entre el inverso de la mayor frecuencia natural y la frecuencia de las fuerzas externas.

Entre algunos de los métodos de integración directa más usuales, encontramos los siguientes; Métodos de Diferencias Centrales, El Método de Wilson θ y El Método de Newmark. Este último es el que se verá a continuación con mayor detalle.

3.3.4.1 El Método de Newmark

El método de Newmark [11] utiliza los siguientes supuestos:

$$\dot{x}(t + \Delta t) = \dot{x}(t) + [(1 - \delta)\ddot{x}(t) + \delta\ddot{x}(t + \Delta t)]\Delta t \quad (3.26)$$

$$x(t + \Delta t) = x(t) + \dot{x}(t)\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\ddot{x}(t) + \alpha\ddot{x}(t + \Delta t)\right]\Delta t^2 \quad (3.27)$$

Donde α y δ son parámetros que determinan la precisión y estabilidad del método de integración. Cuando $\delta = \frac{1}{2}$ y $\alpha = \frac{1}{6}$ las ecuaciones (3.26) y (3.27) corresponden al método de aceleraciones lineales. Newmark propuso originalmente como condición de estabilidad incondicional el esquema de promedio constante de la aceleración (también

denominado regla trapezoidal), en donde α y β como se aprecia en la figura 3-8. Estos son los parámetros seleccionados para la simulación en Ansys.

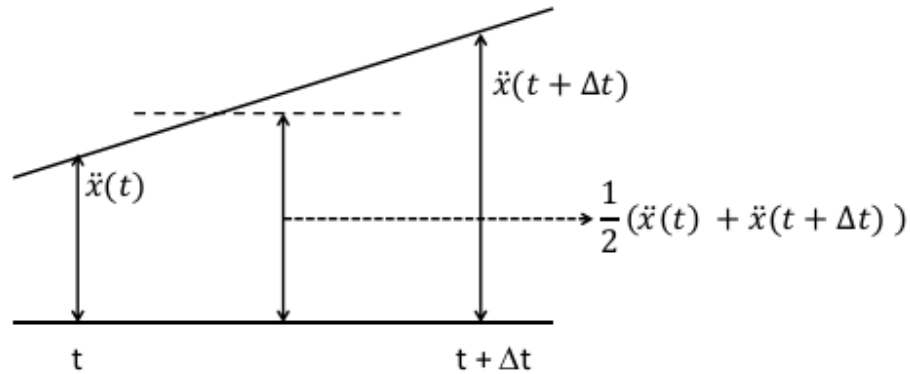


Figura 3-8: Esquema de promedio de aceleración constante de Newmark

Adicionalmente a las ecuaciones (3.36) y (3.27), para la solución de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones en $(t + \Delta t)$, se utilizan las ecuaciones de movimiento en (t) :

$$(3.28)$$

De la ecuación (3.27) se puede despejar $\ddot{x}(t + \Delta t)$ en función de $\ddot{x}(t)$ y después se puede reemplazar en la ecuación (3.26). De esta manera se obtienen $\dot{x}(t + \Delta t)$ y $x(t + \Delta t)$ en función del desplazamiento $x(t)$. Sustituyendo estas dos expresiones en la ecuación (3.28), se puede despejar $\ddot{x}(t)$, de donde también se tienen $\dot{x}(t)$ y $x(t)$.

El algoritmo completo utilizando el algoritmo de Newmark se ilustra en la tabla 3-2:

Tabla 3-2: Procedimiento paso a paso método de Newmark

Cálculos Iniciales
1. Crear matrices de rigidez K, masa M y amortiguación C.
2. Inicializar
3. Seleccionar Δt y los parámetros α y β .

4. Calcular constantes de integración. ($a_0 \dots a_7$). Donde:

$$a_0 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2}, a_1 = \frac{\delta}{\alpha \Delta t}, a_2 = \frac{1}{\alpha \Delta t}, a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1,$$

$$a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right), a_6 = \Delta t(1 - \delta), a_7 = \delta \Delta t$$

Por cada Paso de Tiempo

1. Calcular fuerzas efectivas en $t + \theta \Delta t$:

$$\hat{F}(t + \Delta t) = F(t + \Delta t) + M(a_0 x(t) + a_2 \dot{x}(t) + a_3 \ddot{x}(t)) + C(a_1 x(t) + a_4 \dot{x}(t) + a_5 \ddot{x}(t))$$

2. Determinar desplazamientos en $t + \Delta t$:

$$x(t + \Delta t) = \hat{K}^{-1} \hat{F}(t + \Delta t)$$

3. Evaluar aceleraciones y velocidades en $t + \Delta t$:

$$\ddot{x}(t + \Delta t) = a_0 (x(t + \Delta t) - x(t)) - a_2 \dot{x}(t) - a_3 \ddot{x}(t)$$

$$\dot{x}(t + \Delta t) = \dot{x}(t) + a_6 \ddot{x}(t) + a_7 \ddot{x}(t + \Delta t)$$

3.3.5 Análisis Modal del Modelo Numérico

El análisis modal numérico corresponde principalmente a un problema de valores y vectores propios.

Se usa el análisis modal de Ansys para determinar las características de vibración (frecuencias naturales y los modos de vibración) de una estructura o un componente de una máquina mientras está siendo diseñado. Este también puede servir como punto de partida para otro tipo de análisis dinámico; como un análisis dinámico transiente, (que es el tratado en el punto 3.3.4.2), un análisis de respuesta armónica, o un análisis de espectro.

Las frecuencias naturales y modos de vibración vienen dados por la solución del problema de valores y vectores propios descrito en la sección 3.3.2. Estos corresponden a parámetros importantes en el diseño de una estructura bajo condiciones de cargas dinámicas.

El análisis modal realizado por ANSYS corresponde a un análisis lineal. Las no linealidades como la plasticidad y el contacto (gap) son ignorados, incluso si están definidos.

Se puede elegir un método entre varios de los disponibles para la extracción de modos: Block Lanczos, Supernodos, PCG Lanczos, reducido, no simétrico, amortiguación y amortiguación QR.

El método utilizado para la extracción de modos utilizado en este trabajo corresponde al de Block Lanczos.

3.3.5.1 Block Lanczos:

El método de extracción de modos de Block Lanczos está disponible para problemas de gran tamaño.

Es una variación del algoritmo de Lanczos clásico, donde las recursiones de Block Lanczos se efectúan usando un bloque de vectores, en lugar de un solo vector.

Los vectores $\{v, Hv, H^2v \dots \dots, H^n v\}$ ³ forman un sub-espacio de Krylov de orden n . Si se quiere obtener una base de este sub-espacio, estos vectores deben ser ortogonalizados. El algoritmo de Lanczos es una variante dentro de esta familia donde se generan dos secuencias de vectores mutuamente ortogonales. En este caso, la matriz se reduce a una forma tridiagonal.

Este algoritmo se usa para matrices “sparse” es decir matrices donde la mayoría de sus elementos son cero. Solamente los elemento de matriz no nulo necesitan conservarse y estos no se modifican en el proceso de tridiagonalización. Este algoritmo fue diseñado principalmente para matrices diagonales simétricas o hermíticas. Su principal uso es para obtener los valores propios más bajos.

Este método se suele describir en forma resumida como la generación de las cantidades α y β , las cuales van formando la diagonal y la diagonal siguiente de una matriz tridiagonal, la cual luego, es fácil de diagonalizar. En la siguiente figura 3-9 es posible apreciar los actores involucrados del algoritmo que se explica a continuación. En esa figura, H es una matriz de $N \times N$, y H_{TD} una matriz de $n \times n$, donde $n \ll N$.

³ En álgebra lineal un sub-espacio de Krylov de orden r generado por una matriz cuadrada A de orden n y un vector v , es el sub-espacio vectorial generado por $A^k v$ con $k < r$:
 $K_r(A, v) = \text{espacio}\{v, Av, \dots, A^{r-1}v\}$ [21]

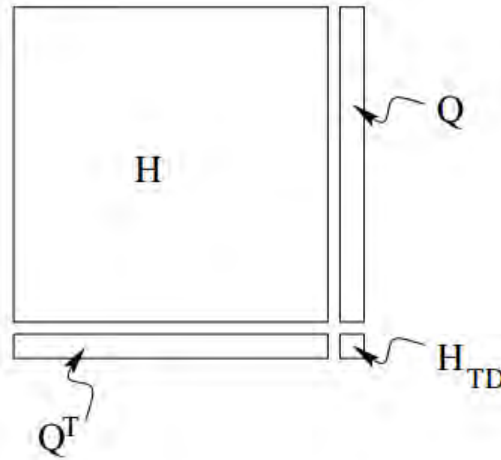


Figura 3-9 : Ilustración de la tridiagonalización de la matriz H a través de Lanczos

En la figura anterior, H es una matriz de $N \times N$, y H_{TD} una matriz de $n \times n$, donde $n \ll N$.

El algoritmo puede ser considerado como una transformación unitaria

$$H \rightarrow H_{TD} = Q^T * H * Q \quad (3.29)$$

Donde Q es una matriz de $N \times n$ y q_j es determinada iterativamente por Rayleigh-Ritz

$$Q = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}: \text{base del espacio de Krylov } K^{(n)} \quad (3.30)$$

$$q_{j+1} = Hq_j - \alpha_j q_j - \beta_j q_{j-1} \quad (3.31)$$

donde $\alpha_j = (q_j, Hq_j); \beta_j = \|q_j\| \quad (3.32)$

Lo que hace Rayleigh-Ritz es garantizarnos la ortogonalidad de q_{j+1} con q_j y con q_{j-1} . La ortogonalización de Gramm-Schmidt de un conjunto de vectores requeriría que en cada paso de la iteración el vector adicional debería ser ortogonalizado con respecto a todos los anteriores. En la iteración de Lanczos todos los q_j resultan ortonormales.

El método de extracción de modos de Block Lanczos es el que usa Ansys por defecto en el cálculo de pandeo por modos. El método de Block Lanczos es especialmente potente cuando busca frecuencias de modos en partes determinadas del espectro de modos de un sistema.

La tasa de convergencia de las frecuencias de modos en las partes media y alta del espectro es casi la misma que cuando se extraen los modos más bajos. Por tanto, cuando se usa una frecuencia dada como pivote para extraer modos más allá de los hallados con el pivote inicial, el algoritmo extrae estos n modos adicionales prácticamente a la misma velocidad que extrajo los n modos más bajos. [12]

3.4 Modelo Experimental

El primer paso en un análisis modal experimental es adquirir las funciones de respuesta en frecuencia. El método más usual es excitar la estructura con una fuerza conocida y medir de forma simultánea la fuerza y las respuestas en la estructura. Como resultado, se obtiene un grupo de funciones de respuesta en frecuencia (FRFs) que pueden ser utilizadas posteriormente para derivar los parámetros modales de la estructura utilizando algunos de los algoritmos descritos en la sección 3.5.6.

3.4.1 Análisis Previo a las Mediciones

Al preparar un montaje experimental para un análisis modal se debe considerar el propósito del experimento, los datos requeridos (FRFs o parámetros modales), la precisión requerida, etc. Para ello se necesita la mayor cantidad de información posible de la estructura, la que se puede obtener de experimentos anteriores en estructuras similares o de modelos numéricos de la estructura. A continuación se describirán algunas herramientas útiles para definir el montaje experimental de acuerdo a los requerimientos. Desde un punto de vista práctico, los criterios siguientes se deben cumplir en un buen diseño de un montaje experimental:

Correspondencia: Los modos medidos experimentalmente deben corresponder a los modos reales, los que desafortunadamente son desconocidos. Sin embargo, experimentos previos en estructuras similares o un modelo en elementos finitos pueden ayudar a estimar los modos. Adicionalmente, el test debe producir modos claramente distinguibles. La independencia de los modos está directamente relacionada con el rango de la matriz de vectores propios Φ .

Excitación: El montaje debe incluir un sistema de excitación que garantice que todos los modos de interés son excitados.

Identificación: Los datos medidos deben contener la información necesaria para identificar los parámetros de interés. Por lo tanto, el diseño del montaje depende del propósito del experimento.

Visualización: En la práctica, se requiere visualizar los modos obtenidos, de manera de evaluar de precisión de éstos y para compararlos con los modos estimados. La visualización también es importante para detectar posibles discrepancias.

Robustez: Dado que el montaje está basado en experimentos previos o en modelos numéricos, donde ambos contiene errores, éste debe ser robusto: No debe ser muy sensible a estos errores. Por lo tanto, es preferible algún grado de redundancia.

Accesibilidad: Las ubicaciones seleccionadas para medir la respuesta y para excitar la estructura deben ser accesibles.

3.4.2 El Montaje Experimental

3.4.2.1 Mecanismo de Excitación

La primera parte de un montaje experimental es el mecanismo de excitación que aplica una fuerza de suficiente amplitud y contenido en frecuencia a la estructura. Existen diferentes mecanismos capaces de excitar la estructura. Los dos más comunes son el shaker y el martillo. Este último es el que se utilizó en las mediciones realizadas para este trabajo.

Un martillo es un aparato que produce una fuerza de excitación de la forma de un pulso. Consiste principalmente en un sensor de fuerzas en la punta del martillo, una masa y el mango. En la figura 3-10 se presenta un montaje experimental excitado con un martillo.

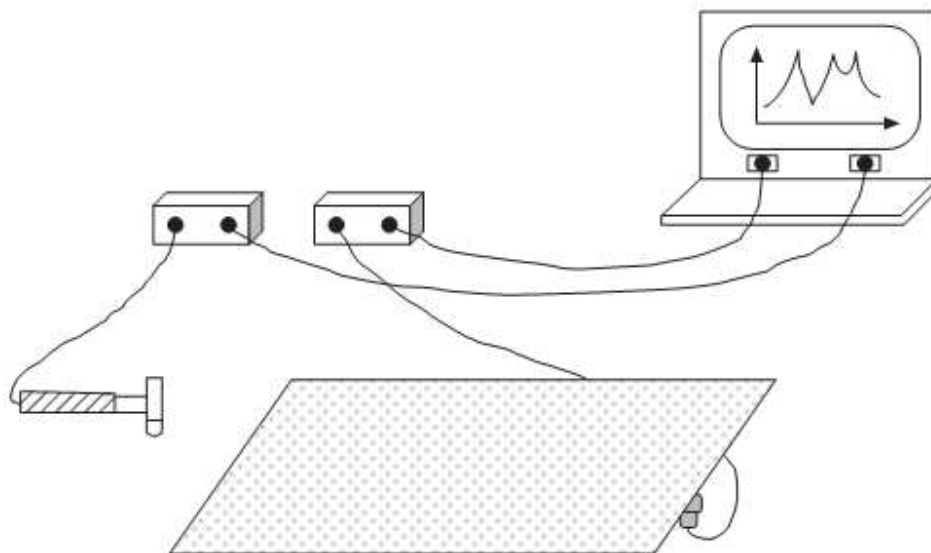


Figura 3-10: Montaje experimental con excitación por martillo

La señal temporal de una señal de fuerza tipo impacto, es un pulso con un contenido en frecuencias no controlable. En términos de hardware involucrado, la excitación por impacto es relativamente simple comparado con la excitación con un shaker. Es conveniente de usar y muy portable para mediciones en terreno y laboratorio. Debido a que no existe conexión física entre la fuerza de excitación y la estructura, el test de impacto evita el problema de su interacción.

La principal desventaja del test de impacto es la dificultad de controlar el nivel de la fuerza y su contenido en frecuencias. Esto puede afectar la razón señal/ruido en las mediciones, resultando en datos de baja calidad.

3.4.2.2 Selección de los puntos de excitación

Los puntos de excitación de la estructura se deben seleccionar de manera garantizar que todos los modos de interés sean excitados adecuadamente. Un modo en particular va a estar bien excitado si la fuerza se aplica en un punto de alto desplazamiento.

También existen algunos métodos para seleccionar los puntos de excitación, el más usual es a través de los “driving point residues” (DPR). [13]

3.4.2.3 Recolección de respuestas frente a la Excitación

La recolección de respuestas se hace a través de sensores, lo más comúnmente utilizados en el análisis modal son los acelerómetros, que consisten en sensores que miden la aceleración en un punto de la estructura con una señal de salida en forma de voltaje, que es transformada por un acondicionador antes de ser procesada por algún software o hardware.

El tipo más común de acelerómetros corresponde a los piezoeléctricos, que son los utilizados en este trabajo. Estos sensores contienen un cristal piezoeléctrico en su interior que produce una carga eléctrica al ser deformado. En las figuras 3-11 y 3-12 se observan el esquema de un acelerómetro piezoeléctrico y el montaje de un acelerómetro. [13]

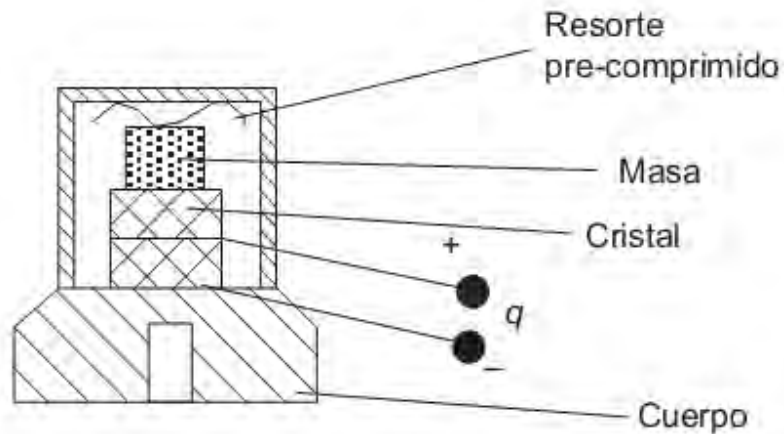


Figura 3-11: Esquema de un acelerador piezoeléctrico

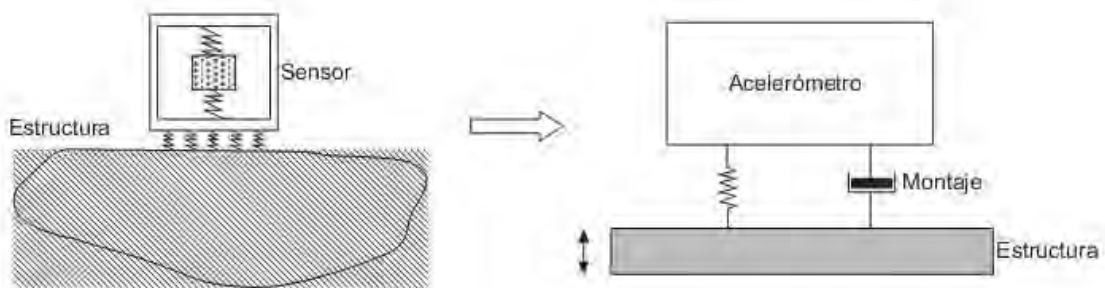


Figura 3-12: Montaje de un Acelerómetro

3.4.3 Funciones de Respuesta en Frecuencia Experimentales

Sea $F(f)$ el espectro en frecuencia de una señal de entrada $f(t)$ y sea $X(f)$ el espectro en frecuencia de una señal de salida $x(t)$, entonces la función de respuesta en frecuencia (FRF), $H(f)$, entre ambas señales se define como:

$$H(f) = \frac{X(f)}{F(f)} \quad (3.33)$$

Al calcular $H(f)$ con la expresión anterior se corre el riesgo que existan términos donde $F(f)$ sea cero. Por lo tanto, en la práctica se utilizan maneras alternativas de calcular $H(f)$, utilizando las potencias espectrales:

$$H_1(f) = \frac{X(f) * F^*(f)}{F(f) * F^*(f)} = \frac{G_{XF}}{G_{FF}} \quad (3.34)$$

$$H_2(f) = \frac{X(f) * X^*(f)}{F(f) * X^*(f)} = \frac{G_{XX}}{G_{FX}} \quad (3.35)$$

El principal motivo para estimar las funciones de respuesta en frecuencia con las ecuaciones anteriores es la reducción del ruido no correlacionado en las señales de entrada o salida al promediar.

En la práctica, la función de respuesta en frecuencia es estimada con valores promedio de las potencias espectrales:

$$\hat{G}_{FF} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{FF})_n \quad (3.36)$$

$$\hat{G}_{XX} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{XX})_n \quad (3.37)$$

$$\hat{G}_{FX} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{FX})_n \quad (3.38)$$

$$\hat{G}_{XF} = \frac{1}{N_a} \sum_{n=1}^{N_a} (G_{XF})_n \quad (3.39)$$

Donde N_a es el número de promedios (el ensayo se repite N_a veces), lo que entrega una aproximación de mínimos cuadrados de $H(f)$.

Dado que las funciones de respuesta en frecuencia se obtienen a partir de una aproximación de mínimos cuadrados, se puede definir un coeficiente de correlación. En este caso, la correlación se denomina función de coherencia y es una medida del error de mínimos cuadrados. La coherencia se define por:

$$\gamma^2 = \frac{|\hat{G}_{FX}|^2}{\hat{G}_{FF}\hat{G}_{XX}} = \frac{H_1(f)}{H_2(f)} \quad (3.40)$$

La coherencia varía entre 0 y 1. Un valor de 1, indica una relación perfectamente lineal entre las señales de entrada y salida por sobre todos los promedios. [14]

3.4.4 Estimación de Parámetros Modales

Los métodos de identificación de parámetros buscan extraer la información modal de una estructura a partir de mediciones experimentales. Estos métodos se clasifican principalmente en métodos en el dominio del tiempo o métodos en el dominio de frecuencias. Los métodos en el dominio del tiempo siempre se pueden utilizar, ya sea para respuesta libre o forzada (con o sin conocimiento de las fuerzas). Por otro lado, los métodos en el dominio de frecuencias se pueden utilizar solo en casos de vibraciones forzadas y cuando las fuerzas son conocidas.

Para cada dominio hay métodos que utilizan información de un solo punto de medición y otros que utilizan la información de varios puntos simultáneamente. En cada uno de estos casos puede haber una o varias fuerzas de excitación externas.

Lo que lleva a la siguiente clasificación:

1. Una respuesta debido a una fuerza (SISO) single-input single-output.
2. Varias respuestas debido a una fuerza (SIMO) single-input múltiple-output.
3. Varias respuestas debido a varias fuerzas (MIMO) múltiple-input múltiple-output.
4. Una respuesta debido a varias fuerzas (MISO) múltiple-input single-output.

En el dominio de tiempo, las respuestas contienen naturalmente información acerca del contenido en frecuencias, aunque está “escondida”, por lo que no es posible definir a priori cuantas resonancias hay presentes en un cierto periodo de tiempo. En consecuencia, los métodos en el dominio del tiempo deben estimar simultáneamente varias resonancias de la estructura y para los métodos SIMO y MIMO varios modos de vibración. Estos métodos son conocidos como métodos de múltiples grados de libertad (MDOF). En el dominio de frecuencia, dado que los “peaks” de las resonancias son visibles, es posible realizar una identificación modo por modo. Estos métodos se denominan métodos de un grado de libertad (SDOF).

Estos peaks mencionados anteriormente corresponden a los máximos encontrados en las gráficas de las sumas de las funciones de respuesta en frecuencia encontradas en la estructura en el eje de las frecuencias, y que son visualizados fácilmente en el programa FEMTools tal como se ve en el capítulo 4.6

Una vez vista estas respuestas, manualmente es posible elegir estos máximos tal que las frecuencias correspondientes a cada uno de ellos corresponda a una frecuencia natural de la estructura.

En el caso del radiorreceptor estudiado en este trabajo, los métodos de identificación de parámetros modales corresponden a métodos con múltiples grados de libertad en el dominio de frecuencias.

El módulo de extracción de parámetros modales en Femtools (MPE), es una herramienta de extracción de parámetros modales a partir de un grupo de funciones de respuesta en frecuencia (FRF) o espectros de potencia cruzados que utiliza el método "Least Squares Complex Frequency" o Método de mínimos cuadrados no lineales, LSFD. [15]

3.4.4.1 Método de mínimos cuadrados no lineales, LSFD

El método de mínimos cuadrados no lineales en el dominio de frecuencias, es un método para estimar los polos y modos normales (si se utilizan múltiples respuestas).

Se basa en el modelo modal en el dominio de frecuencias. La función de respuesta en frecuencia entre una respuesta en el punto i y una excitación en el punto k se puede aproximar por:

$$H_{ik}(\omega) = \sum_{r=1}^{N_m} \left(\frac{\phi_{ir} L_{rk}}{j\omega - \lambda_r} + \frac{\phi_{ir}^* L_{rk}^*}{j\omega + \lambda_r^*} \right) + UR_{ik} - \frac{LR_{ik}}{\omega^2} \quad (3.41)$$

donde recordemos que ϕ_{ir} corresponde al valor de la fila i y columna r de la matriz de vectores modales, ω es la frecuencia, L_{rk} corresponde a $(Q_i * \phi_{ir}^T)$, donde la constante Q_i vista anteriormente en la ecuación (3.23), está asociada a ϕ_{ir} , y UR_{ik} y LR_{ik} son los residuos superiores e inferiores respectivamente.

Los residuos aproximan el efecto de modos bajo y sobre el rango de frecuencias en estudio. $H_{ik}(\omega)$ corresponde a la FRF medida experimentalmente, mientras que el lado derecho de la ecuación es el modelo modal considerando N_u parámetros desconocidos $\lambda_r, \phi_{ir}, L_{rk}, UR_{ik}, LR_{ik}$, indicado en la función:

$$G_{ik}(\omega) = G_{ik}(\omega, \lambda_r, \phi_{ir}, L_{rk}, UR_{ik}, LR_{ik}) \downarrow_{r=1, \dots, N_m} \quad (3.42)$$

donde $G_{ik}(\omega)$ corresponde a la FRF estimada. La diferencia entre la función de respuesta en frecuencia medida y estimada viene dada por:

$$e_{ik}(\omega) = H_{ik}(\omega) - G_{ik}(\omega) \quad (3.43)$$

El error total en el rango de frecuencias de interés es:

$$E_{ik} = \sum_{f=0}^{N_f} e_{ik}(\omega_f) \dot{e}_{ik}(\omega_f) \quad (3.44)$$

Considerando todas las funciones de respuesta en frecuencia entre N_i entradas y N_o respuestas, el error total es:

$$E = \sum_{i=1}^{N_o} \sum_{k=1}^{N_i} E_{ik} \quad (3.45)$$

Los parámetros desconocidos se obtienen al imponer que estos minimicen el error total:

$$\begin{aligned} \frac{\delta E}{\delta \lambda_r} &= 0 \\ &\vdots \\ \frac{\delta E}{\delta LR_{ik}} &= 0 \end{aligned} \quad (3.46)$$

El sistema de ecuaciones anterior es altamente no-lineal, pero puede resolverse iterativamente como un problema linealizado (con una expansión de primer orden).

Si los polos del sistema y los factores de participación modal ya fueron estimados, la ecuación (3.41) se convierte en un set de ecuaciones lineales en función de los parámetros desconocidos: ϕ_{ir} , UR_{ik} y LR_{ik} donde el set de ecuaciones resultantes es relativamente fácil de resolver.

3.4.4.2 Diagramas de Estabilidad

En todos los algoritmos anteriores se debe definir a priori cual es el número de polos que se desea estimar. Lo que muchas veces no es una decisión simple. Si se utilizan menos polos que lo actuales, el ajuste no será adecuado. En cambio, si se definen más polos que los reales, los algoritmos van a entregar polos “computacionales” que no corresponden a polos reales del sistema, sino que son polos que tratan de modelar el ruido en los datos. Una metodología muy útil para determinar el número de polos reales en un sistema son los diagramas de estabilidad.

Los diagramas de estabilidad son una herramienta muchas veces imprescindible en un análisis modal experimental, ellos ayudan a separar los polos reales de los polos computacionales. Estos diagramas se obtienen, al repetir el análisis modal incrementando el orden del sistema (número de polos asumidos). Para cada orden se estiman los polos, los resultados son presentados gráficamente en el diagrama de

estabilidad (figura 3-13). En el eje vertical se encuentra el orden y el eje horizontal representa la frecuencia natural del polo estimado.

En general, los polos reales aparecen a la misma frecuencia en el diagrama, independiente del orden del sistema. En cambio, la frecuencia de los polos computacionales, varía al aumentar el orden del sistema. El diagrama de la figura 3-13 se representan los polos estables (en frecuencia y amortiguamiento) con un círculo y con una cruz los polos inestables. Normalmente, se define que un polo es estable si la frecuencia no varía más del 1% de su magnitud y la razón de amortiguamiento no varía más del 5 % [15].

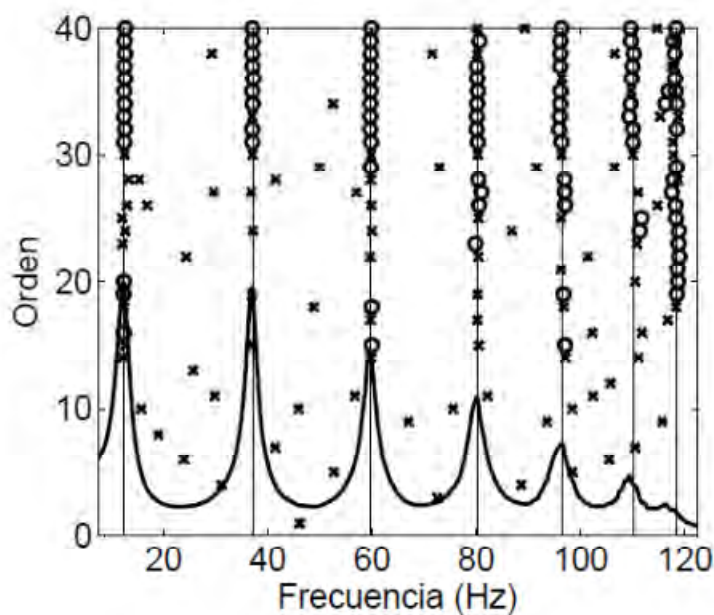


Figura 3-13: Diagrama de Estabilidad

3.5 Correlación Numérico- Experimental

En el diseño de estructuras mecánicas, el comportamiento dinámico es un tema de vital importancia. La vida útil bajo cargas cíclicas, niveles de vibración o ruido, interacción entre sistemas de control y la vibración de la estructura son restricciones relevantes en el diseño. Sin embargo, el análisis dinámico de una estructura no es directo. Los parámetros modales se pueden determinar de manera experimental o por métodos numéricos. En general, los resultados experimentales entregan información de la estructura solo para la configuración experimental.

Un modelo en elementos finitos, en cambio, permite predecir el comportamiento dinámico de la estructura bajo distintas condiciones de borde y carga, pero la confiabilidad de un modelo en elementos finitos muchas veces no está garantizada. Los métodos de ajuste de modelos permiten verificar y corregir estos modelos en elementos finitos por medio de los datos experimentales. El resultado de un ajuste es un modelo en elementos finitos que es más confiable para predicciones futuras. El ajuste de un modelo numérico busca desarrollar un modelo en elementos finitos que entregue predicciones confiables de la dinámica de una estructura mecánica.

El procedimiento comienza con la construcción de un modelo en elementos finitos. La estructura se divide en elementos conectados por nodos. Cada nodo tiene uno o más grados de libertad. Los grados de libertad representan los desplazamientos y rotaciones en cada nodo de la estructura en forma discretizada. Este modelo está representado por tres matrices: de rigidez K , masa M y amortiguación C . A partir de estas matrices se pueden determinar las propiedades modales de la estructura.

Por otro lado, se realiza un análisis modal experimental de la estructura. En donde se miden las funciones de respuesta en frecuencia en distintos puntos de la estructura. Luego los parámetros modales se pueden identificar a partir de un método de estimación de parámetros modales como se explicó en el capítulo anterior 3.4.3.

El ajuste de modelos comienza primero al parear los puntos de medición experimentales con nodos del modelo numérico. Generalmente, los puntos experimentales no coinciden completamente con los nodos numéricos. Primero, los nodos numéricos y los puntos experimentales pueden diferir en su ubicación física. Esto se puede solucionar con una buena comunicación entre la persona que realiza el modelo numérico y el que realiza las mediciones experimentales. Segundo, y más importante, un modelo en elementos finitos tiene muchos más grados de libertad que los que se miden experimentalmente. En la figura 3-14 se explica esquemáticamente cómo funciona el algoritmo de ajuste de modelos.

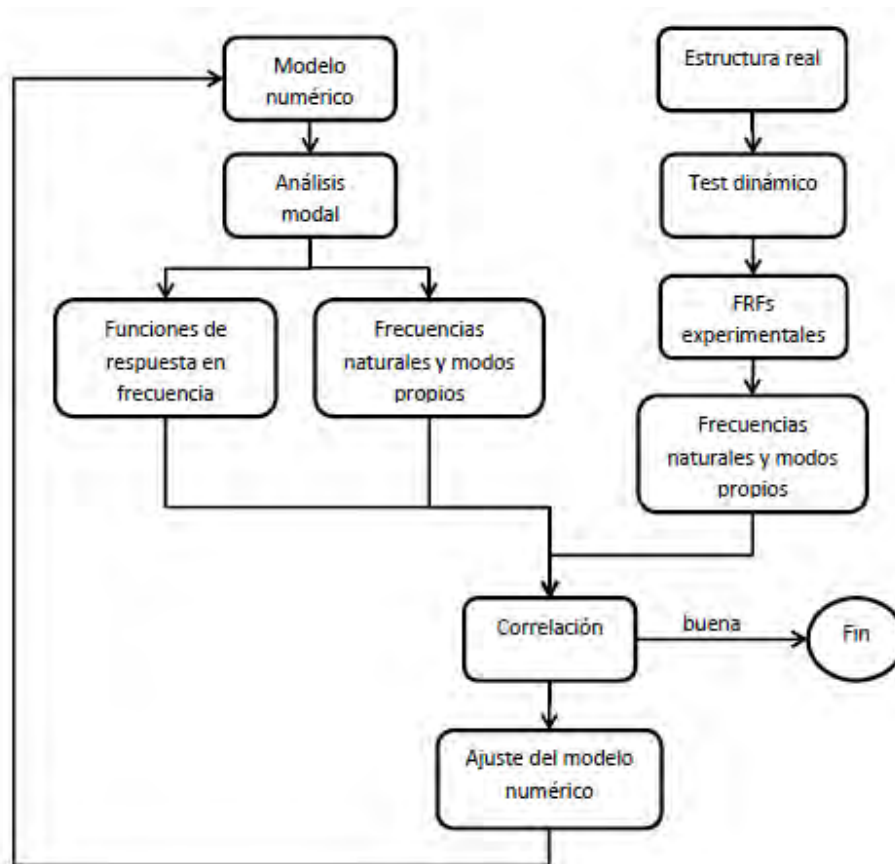


Figura 3-14: Esquema de un ajuste de modelo

3.5.1 Pares de Modos Numéricos-Experimentales:

Para poder ajustar correctamente las propiedades del modelo numérico, tal como sale en el esquema mostrado en la figura 3-14, es necesaria una correlación entre los modelos numérico y experimental. Para ello en este trabajo se utilizó el criterio del MAC y se trabajó sobre los coeficientes de correlación, que se explican a continuación.

3.5.1.1 Modal Assurance Criterion MAC

El “Modal Assurance Criterion (MAC)” es un método que para modos numéricos-experimentales. Este método tiene una gran ventaja; La correlación no depende de la escala de los modos, sino que sólo de forma de éstos. Se define como:

$$MAC_{ij} = \frac{(\phi_{a,i}^T * \phi_{e,j})^2}{(\phi_{a,i}^T * \phi_{a,i})(\phi_{e,j}^T * \phi_{e,j})} \quad (3.47)$$

Donde $\phi_{a,i}$ es el i-ésimo vector modal analítico y $\phi_{e,j}$ es el j-ésimo vector modal experimental. Un valor de 0 indica que no hay correlación, mientras que un valor de 1 indica dos modos perfectamente correlacionados. Al ordenar todos los valores MAC_{ij} en una matriz, la diagonal debería tener valores altos (en general mayores a 0.8) para una buena correlación. En la figura 3-15 se representa gráficamente una matriz de valores MAC típica. [17]

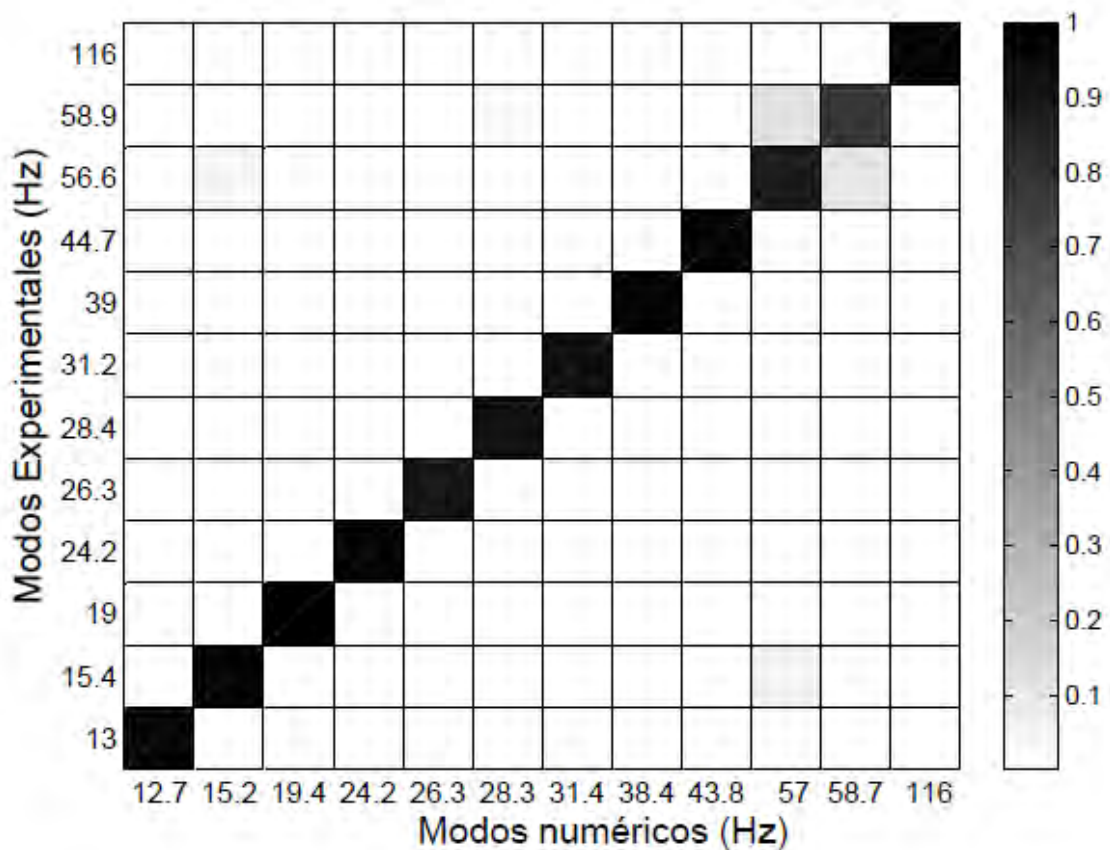


Figura 3-15: Matriz de valores MAC

3.5.2 Coeficientes de Correlación

Varios coeficientes de correlación (CC) pueden ser calculados. Ellos están basados en los errores sobre los distintos parámetros modales seleccionados como las respuestas

(las frecuencias de resonancia, entre modos de transporte desplazamientos), la información de correlación global (MAC) u otros datos de respuesta como la masa.

Los diferentes componentes son ponderados con respecto a cada otro mediante el uso del esperado error relativo C_{Ri} en el valor de respuesta, Δf_i corresponde a la diferencia de frecuencias del modelo experimental con la analítica, siendo f_i la frecuencia asociada al modelo experimental. A su vez, $N = N_M \times N_N \times N_D$, donde N_M es el total de modos seleccionados, N_N es el total de nodos (puntos) seleccionados y N_D es el total de DOF seleccionados. MAC_i corresponde al valor de la MAC para los pares del modo i y Ψ_i corresponde al desplazamiento modal para el modo i .

Las siguientes funciones objetivo estándar están disponibles en FEMtools [16]:

- Diferencia ponderada relativa entre las frecuencias de resonancia:

$$CCMEAN = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{Ri} \frac{\Delta f_i}{f_i} \quad (3.48)$$

- Diferencia ponderada relativa absoluta entre las frecuencias de resonancia:

$$CCABSOLUTE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{Ri} \frac{|\Delta f_i|}{f_i} \quad (3.49)$$

- Promedio de los valores de MAC:

$$MACMEAN = 1 - \frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} C_{Ri} MAC_i \quad (3.50)$$

Este es el margen promedio de los valores MAC para las formas de los pares de modos que corresponden con M frecuencias de resonancias seleccionadas como respuestas.

- Promedio de los valores de MAC:

$$CCMAC = \frac{1}{C_R} \sum_{i=1}^N (1 - C_{Ri} MAC_i); \quad C_R = \sum_{i=1}^N C_{Ri} \quad (3.51)$$

Este es el margen medio de los valores MAC seleccionado como respuestas

- Diferencia ponderada absoluto entre desplazamientos modales:

$$CCMDISP = \frac{1}{C_R} \sum_{i=1}^N C_{Ri} \frac{\Delta \Psi_i}{\Psi_i}; \quad C_R = \sum_{i=1}^N C_{Ri} \quad (3.52)$$

- La diferencia absoluta entre la masa ponderada exacta y la masa calculada: Donde m_i es la respuesta de la masa i -ésima asociada a un elemento o grupos de elementos.

$$CCMASS = \frac{1}{C_R} \sum_{i=1}^{N_M} C_{Ri} m_i ; C_R = \sum_{i=1}^{N_M} C_{Ri} \quad (3.53)$$

- Total ponderado con diferencias relativas:

$$CCTOTAL = CABS + K_1 CCMAC + K_2 CCMDISP + K_3 CCMASS \quad (3.54)$$

3.5.3 Método de Ajuste

Los métodos más utilizados en ajustes de modelos son los métodos iterativos basados en gradientes. Estos métodos minimizan una función error (los coeficientes de correlación del punto 3.5.2) que relaciona los parámetros experimentales con los entregados por el modelo numérico. Esta función de error está compuesta de los coeficientes de correlación explicados anteriormente, que consisten básicamente en:

- La diferencia entre las frecuencias naturales analíticas y experimentales.
- La diferencia entre los modos analíticos y experimentales.
- La diferencia entre el MAC y el óptimo del MAC (1).

El problema se resuelve con una aproximación de Taylor de primer orden:

$$\varepsilon(\beta) = \varepsilon(\beta_0) + \sum_i \frac{\delta\varepsilon}{\delta\beta_i} \Delta\beta_i \quad (3.55)$$

Donde $\beta = \{\beta_1, \beta_2 \dots \beta_m\}$ es un vector de parámetros a ser actualizados,

$\Delta\beta_i = \beta_i^{j+1} - \beta_i^j$, donde β_i^j es el valor actual del parámetro y β_i^{j+1} es el valor estimado.

Las derivadas parciales de primer orden son evaluadas numéricamente. Definiendo una matriz S que contenga las derivadas parciales del residuo con respecto a los parámetros β :

$$S = \begin{bmatrix} \frac{\delta\varepsilon_1}{\delta\beta_1} & \dots & \frac{\delta\varepsilon_1}{\delta\beta_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\delta\varepsilon_n}{\delta\beta_1} & \dots & \frac{\delta\varepsilon_n}{\delta\beta_n} \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

donde la ecuación (3.55) se puede escribir como:

$$\Delta\varepsilon = S\Delta\beta = Z_E - Z_A(\beta) \quad (3.57)$$

donde Z_E y $Z_A(\beta)$ son los datos experimentales y analíticos respectivamente. $\Delta\varepsilon$ es el vector de residuos.

El vector de parámetro β es estimado al minimizar la siguiente función objetivo:

$$J(\beta) = (S\Delta\beta - \Delta\varepsilon)^T(S\Delta\beta - \Delta\varepsilon) \quad (3.58)$$

Este problema de minimización se resuelve por mínimos cuadrados. La solución corresponde a:

$$\Delta\beta = S^+\Delta\varepsilon \quad (3.59)$$

Donde S^+ es la pseudoinversa de la matriz S , que corresponde a:

$$S^+_{n \times m} = \begin{cases} S^{-1} & n = m \\ (S^T S)^{-1} S^T & n > m \\ S^T (S^T S)^{-1} & n < m \end{cases} \quad (3.60)$$

Donde n es el número de mediciones y m el número de parámetros. (3.59) se puede escribir de manera equivalente como:

$$\beta^{j+1} = \beta^j + S(\beta^j)^+ \Delta\varepsilon(\beta^j) \quad (3.61)$$

El valor final de β se obtiene por iteraciones, (3.61) es iterada hasta que alcanza la convergencia. [17]

3.6 Variación de las propiedades mecánicas de los materiales a distintas temperaturas de operación

3.6.1 Cobre

Las aleaciones de cobre se vuelven más fuertes con un mayor módulo de Young a medida que están sometidas a temperaturas más bajas. También conservan excelente resistencia al impacto a 20°K. Estas características generales han sido reveladas en las pruebas de 15 aleaciones de cobre, como latones, bronce y cobre comercialmente puro. Fueron probados por la División de Criogénesis de la Oficina Nacional de

Normalización de Estados Unidos, para la industria del cobre y latón, para comprobar la resistencia a la tracción, el módulo de Young, y propiedades de impacto a temperaturas de hasta 4°K. [18]

En la tabla 3-3 se observan las propiedades mecánicas promedio de cobre y aleaciones de cobre a bajas temperaturas.

Tabla 3-3: Propiedades Mecánicas a bajas T°s

Cobre y Aleaciones de Cobre	Test	Propiedades Elásticas	
	Temperatura		
Nombre y Tratamiento	°K	Módulo de Young	Módulo de Cizalle
		10 ⁶ psi	10 ⁶ psi
Desoxido de Fósforo, Alto residuo de Fósforo (recocido)	295	15.1	6.46
	195	16.0	6.81
	76	16.2	7.20
	20	16.3	7.44
	4	16.4	
(Trefilado en frío 26%)	295	18.9	
	195	19.9	
	76	20.3	
	20	20.8	
	4	21.1	
Cobre- Niquel 30% (recocido)	295	22.0	
	195		
	76	23.0	
	20		
Niquel-Aluminio Bronce (fundición)	295	16.8	
	195	17.8	
	76	18.5	
	20	18.5	
	4	18.5	

En la figura 3-16 se observa la variación del módulo de Young del Cu con respecto a la variación de temperatura.

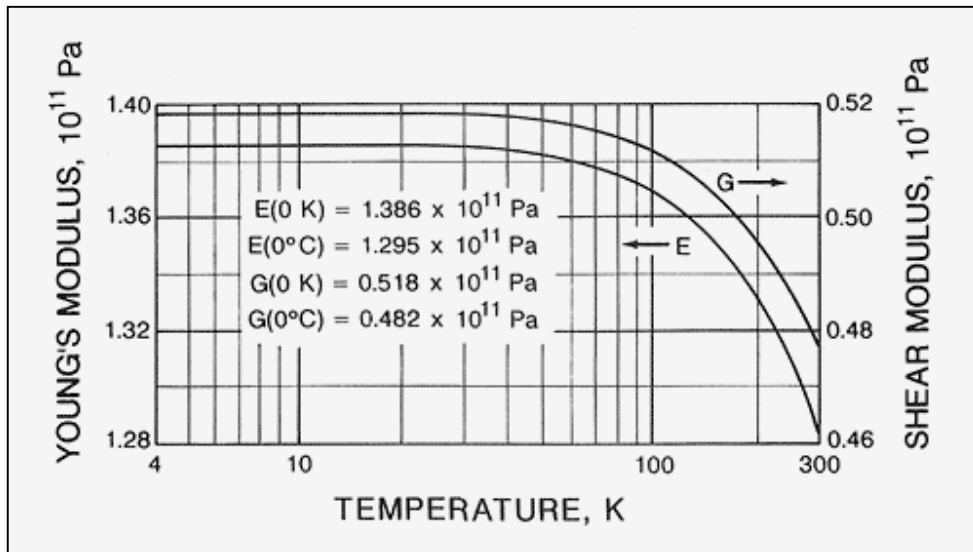


Figura 3-16: Propiedades del Cu respecto a la T° [19]

4 Desarrollo y Resultados

4.1 Metodología Realizada

1. Recolección de antecedentes y estudio de las Especificaciones mecánicas que debe cumplir el receptor de Banda 1.
2. Simplificación del diseño realizado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica, eliminando singularidades como tornillos u orificios.
3. Construcción de un modelo en elementos finitos en el software Ansys y obtención de frecuencias naturales y modos de vibración del modelo.
4. Verificación de que los resultados teóricos obtenidos obedezcan las restricciones de vibración que se deben cumplir.
5. Rediseño del modelo. Aporte de soluciones de diseño.
6. Coordinación de armado de la estructura con las piezas reales correspondientes fabricadas en la CNC del taller mecánico de Astronomía para las pruebas experimentales.
7. Medición de vibraciones excitando la estructura con un martillo modal.
8. Obtención de frecuencias y modos experimentales a través del software FEMTools.

9. Comparación y ajuste del modelo numérico con los resultados experimentales utilizando el software de FEMTools.
10. Incorporación de Temperaturas reales de operación en las propiedades mecánicas de los materiales utilizados por el modelo de radio-receptor.
11. Simulación de la Respuesta Dinámica del modelo analítico frente a un desplazamiento impuesto en el tiempo, cuya aceleración corresponde a sismos del tipo OBE y MLE (capítulo 3.2.3).
12. Procesamiento de la respuesta encontrada en el software MATLAB donde se calcula el espectro de las aceleraciones encontradas en la estructura para la posterior verificación del cumplimiento de los requisitos del radio-receptor.

4.2 Simplificación del diseño entregado en TopSolid

El diseño inicial proporcionado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica, resume tres años de diseños de prototipos y de componentes que conforman la estructura del radio-receptor. Las imágenes 4-1 y 4-2 muestran el diseño preliminar a estudiar mirado desde dos diferentes vistas.

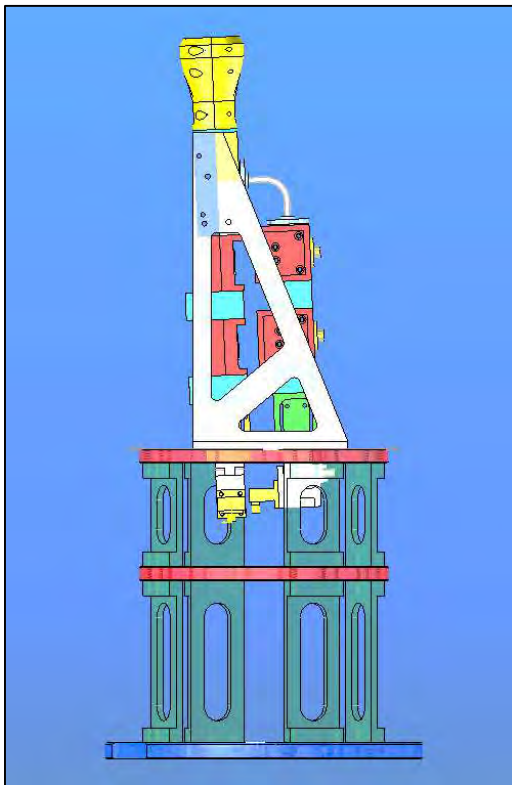


Figura 4-1: Vista lateral

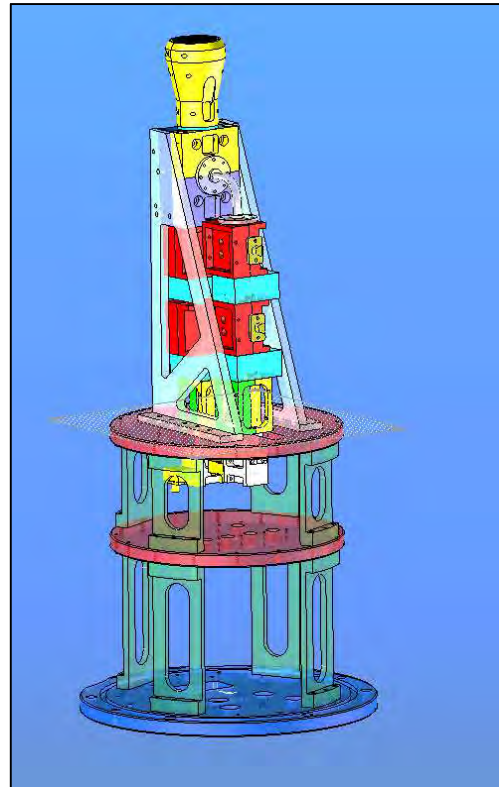


Figura 4-2: Vista en Perspectiva

A continuación, en la figura 4-3, se muestra una imagen vista en perspectiva desde arriba, donde se aprecian con mayor exactitud los detalles tales como orificios de tornillos y pasadores. La idea de esta simplificación es eliminar todos los detalles que no contribuyen estructuralmente, de manera de minimizar el número de elementos necesarios en la construcción del modelo numérico. Como objetivo se trató de crear un modelo de elementos finitos con menos de 50.000 nodos. Esto corresponde a la máxima cantidad de nodos que es capaz de procesar la licencia académica del software FEMTools, que es el que finalmente procesa los datos experimentales y permite hacer el ajuste del modelo analítico como se ha explicado anteriormente en el capítulo 3.5.

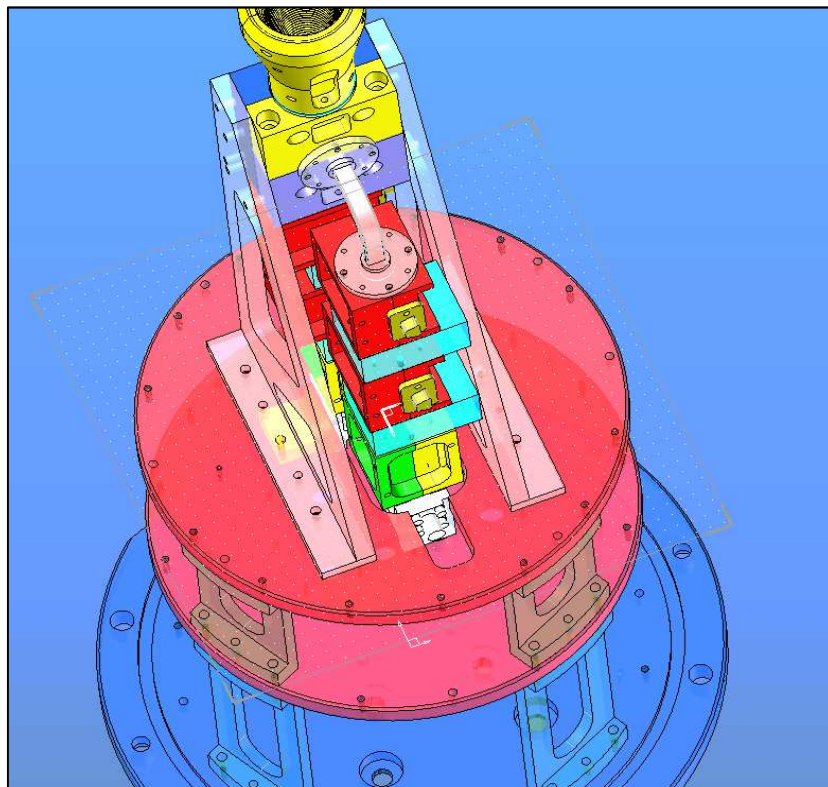


Figura 4-3: Vista parcial en perspectiva superior

Las singularidades eliminadas se tuvieron que hacer pieza por pieza. En la figura 4-4 se ilustra el modelo de la estructura sin singularidades.

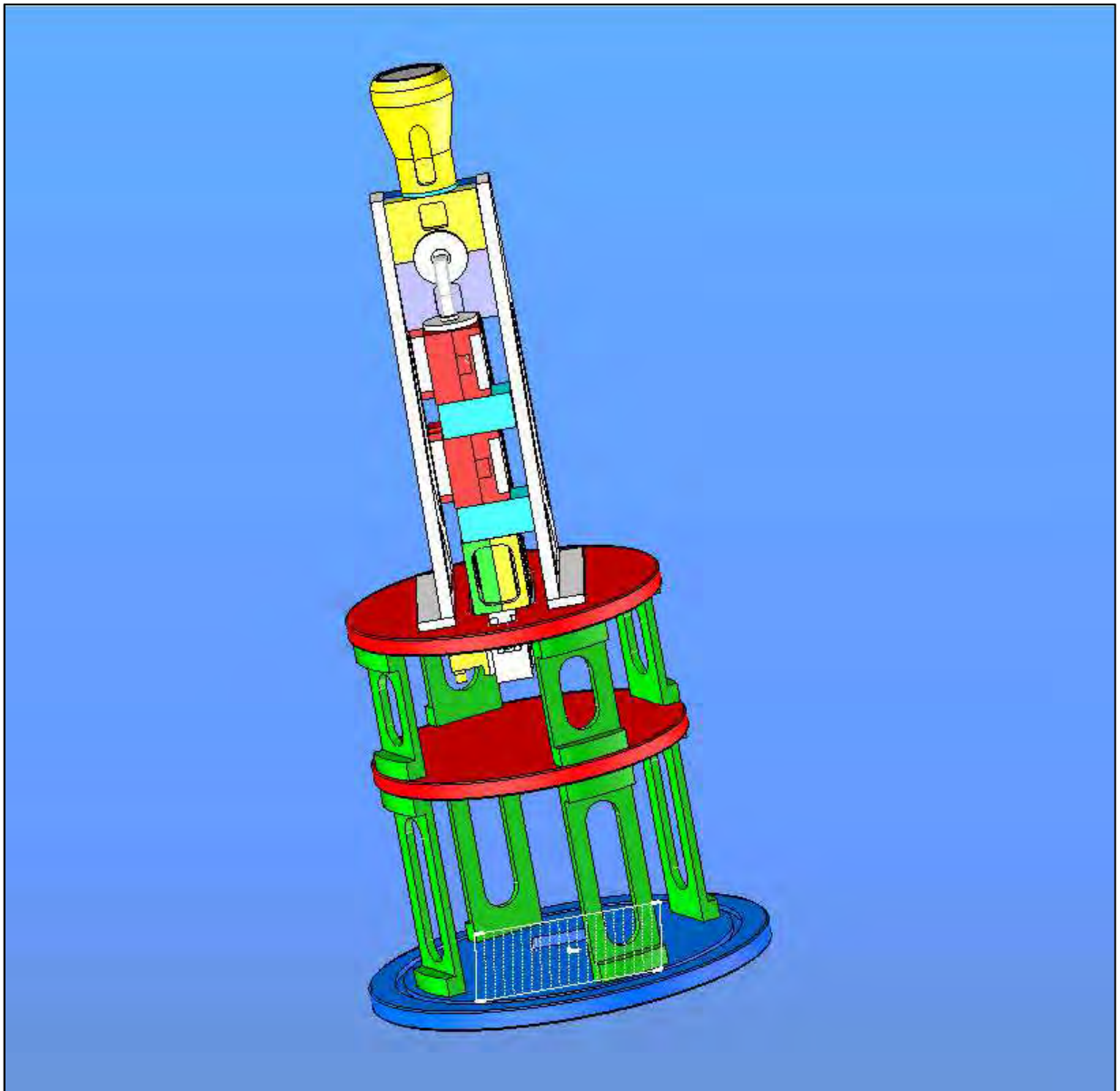


Figura 4-4: Modelo del Radio-receptor Banda 1 simplificado

4.3 Construcción del Modelo Numérico

4.3.1 Construcción del modelo en Ansys

Primero se importa el modelo simplificado realizado en TopSolid a Ansys. Una vez importado, se juntan volúmenes de tal forma que a cada componente del radio-receptor le correspondiese un solo volumen asociado, quedando un total de 29 volúmenes correspondientes a las 29 piezas que conforman la estructura.

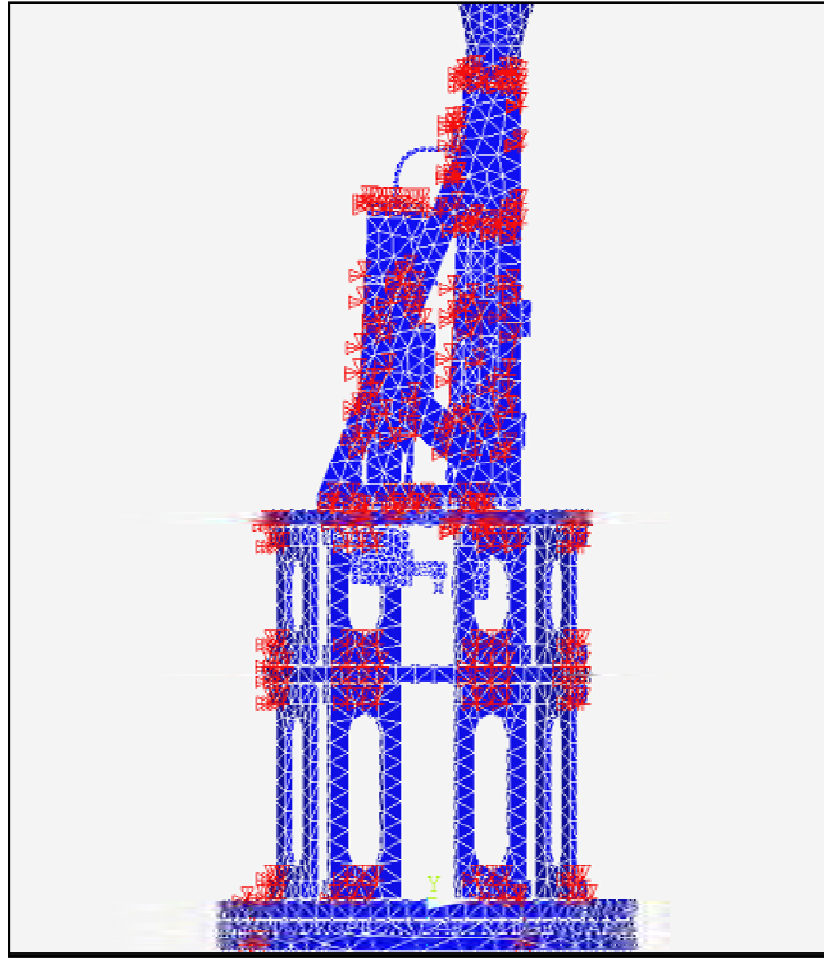
A su vez se le asigna a cada volumen o pieza el material correspondiente sus módulos de elasticidad, coeficiente de Poisson y densidad correspondientes. La figura 4-5 muestra como queda el modelo una vez realizadas las operaciones anteriormente descritas.



ansys

El paso seguido a continuación corresponde a elegir una malla en particular, la malla elegida corresponde al tipo de elementos sólidos con 8 nodos por elemento. El tamaño de la malla hubo que variarlo para cada volumen, las piezas más complejas utilizan mallas más finas, el total de nodos obtenidos corresponde a 11.003.

El paso siguiente corresponde a crear las restricciones de movimiento entre los elementos en los puntos donde anteriormente existía un perno o un pasador que cumplía esta tarea. Esta tarea se realiza a través de pares de nodos a los que se les impuso iguales desplazamientos en todas las direcciones. Las restricciones de movimiento son realizadas en los 3 ejes del plano cartesiano, x, y, z. No se realizan restricciones de rotación. Las figuras 4-6 y 4-7 reflejan el trabajo mencionado anteriormente, donde las líneas rojas corresponden a las restricciones de movimiento entre los nodos de los diferentes volúmenes. La figura 4-7, muestra un acercamiento de estas restricciones de movimiento.



boradas.

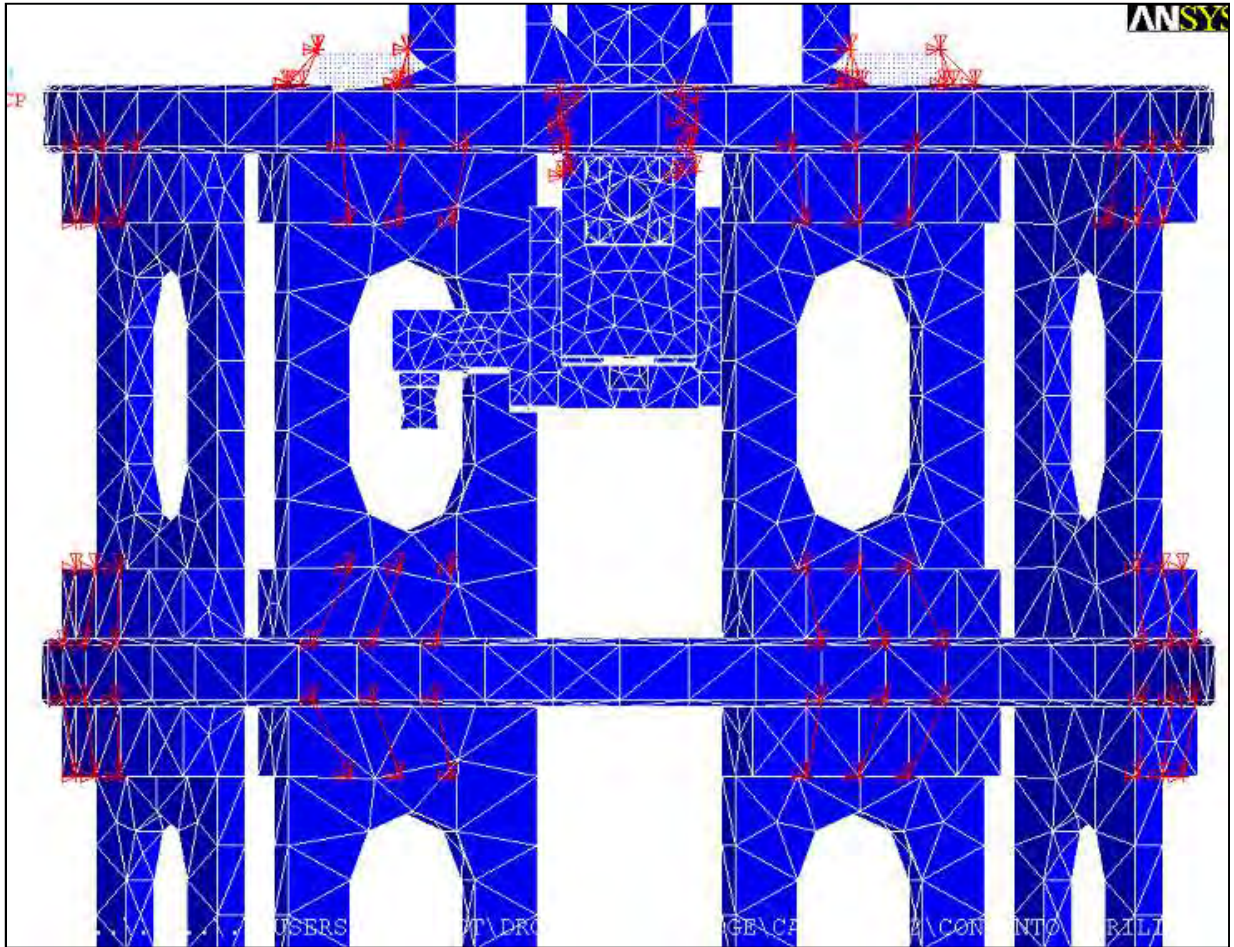


Figura 4-7: Acercamiento de restricciones

4.4 Obtención de Modos de Vibración y Frecuencias Naturales

Luego de obtener la estructura con todos sus componentes y restricciones asociadas, se procede a realizar un análisis modal en Ansys, en el cual se determinan los primeros diez modos de vibración. Previo a esto se aplica una de restricción de desplazamiento a la base en los ejes y, x y z asociándoles un desplazamiento nulo. Las frecuencias seleccionadas son comprendidas en el rango de 1-2000 Hz. Se selecciona una frecuencia mínima, igual a 1 Hz, para descartar modos de cuerpo rígido.

Para determinar los modos de vibración Ansys utiliza el método por defecto, que es el de Block Lanczos, el cual se encuentra especificado en el capítulo 3.3.4.1. Al ser este método muy rápido, se obtiene una solución a los pocos segundos de haber empezado

el análisis. En la tabla 4-1 se muestran los pasos realizados (necesarios) en Ansys para la obtención de los modos de vibración junto a sus frecuencias naturales asociadas.

Tabla 4-1: Secuencia para estimación de Modos en Modelo Analítico

Paso	Comando
Seleccionar nuevo análisis	Main Menu> Solution>Analysis Type>New Analysis
Elegir el tipo de análisis	Modal
Definir cargas	Main Menu> Solution>Define Loads>Apply>Structural>Displacement
Número de modos a extraer	10
Rango de frecuencias a estimar	1-350
Resolver	Main Menu> Solution>Solve
Leer resultados	Main Menu>General Postproct>Read Results

4.4.1 Resultados

Los resultados de las frecuencias naturales asociadas a los primeros diez modos de vibración encontrados por Ansys se muestran en la tabla 4-2.

Tabla 4-2: Resultados del análisis vibracional del 1er modelo

Modo	Frecuencia [Hz]
1	6.864
2	12.339
3	37.338
4	40.414
5	48.920
6	54.797
7	60.657
8	62.480
9	72.031
10	82.860

Las figuras 4-8 y 4-9 muestran los primeros dos modos de vibración encontrados por el software a través del método Block Lanczos.

Se puede apreciar que estos modos corresponden a los movimientos de la estructura junto a las escuadras, primero lateralmente para luego hacerlo frontalmente.



Figura 4-8: Imagen del primer modo de vibración del modelo

Como vemos en la tabla 4-2, las frecuencias naturales asociadas a cada modo son bastante bajas, sobre todo la asociada al primer modo que corresponde a 6.864 Hz, lo que dista mucho de los requerimientos que indicaban que la primera frecuencia natural debía ser sobre los 55 Hz. Por ello es que se decide que un rediseño es necesario de modo que la estructura fuese más estable y rígida con el objetivo de que las frecuencias naturales aumentasen.

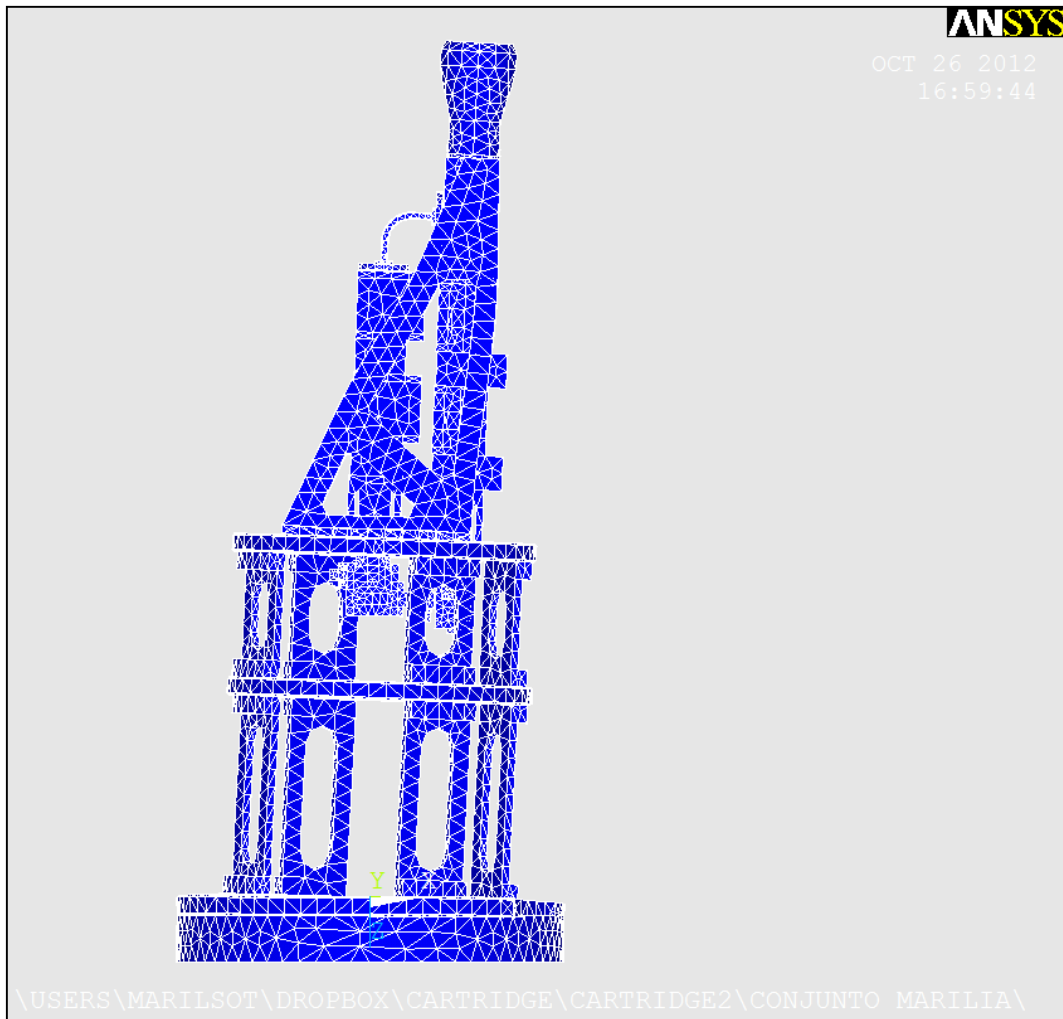


Figura 4-9: Imagen del segundo modo de vibración del modelo

Los primeros modos de vibración corresponden a desplazamientos de las escuadras y de la cadena frontal. Por lo tanto, se hace necesario crear alguna pieza intermedia que una a ambas escuadras y restrinja sus desplazamientos. También se debe anclar la cadena frontal a la estructura, ya que ésta se encuentra sujeta a solo a través de la pieza de la guía de ondas.

Al mismo tiempo que se realiza el rediseño (el cual es detallado en el capítulo 4.8), se procede a la toma de datos experimentales aprovechando las piezas construidas de este primer modelo. Esta toma de mediciones experimentales es imprescindible, pues gracias a ellas es posible encontrar un modelo experimental el cual sirve ajustar las propiedades finales de los materiales de los componentes que conforman el radio-receptor, y así obtener un modelo numérico confiable.

4.5 Mediciones Experimentales

Una vez realizadas las mediciones, es posible crear un modelo experimental que permite realizar los ajustes a las propiedades de este primer modelo numérico, propiedades de los materiales que conformarán en su mayoría el modelo rediseñado. En Anexos, en el Anexo B, se pueden observar las piezas construidas del modelo en la máquina CNC de el Departamento de Astronomía, que cuenta con $1\mu\text{m}$ de tolerancia.

Las mediciones se realizan en las dependencias del Departamento de Astronomía de la Facultad ubicadas en Cerro Calán.

4.5.1 Montaje

El montaje realizado consiste en el armado de la estructura completa del primer modelo, con las piezas y materiales correspondientes. Esta estructura se monta en una base de technyl con forma de anillo. Toda esta estructura a su vez se ancla en tres puntos de la base (con tres tornillos) a una mesa fija de acero.

Según los antecedentes vistos anteriormente en el capítulo 3.4.1 las características del montaje experimental son:

- Mecanismo de Excitación: se realiza a través de un martillo
- Recolección de respuestas frente a la Excitación: se realiza a través de 4 sensores, correspondientes a acelerómetros piezoeléctricos ubicados en la bocina, plato frío superior y dos sensores en la cadena delantera en las direcciones x e y.

En la figura 4-10 se muestra el montaje realizado.

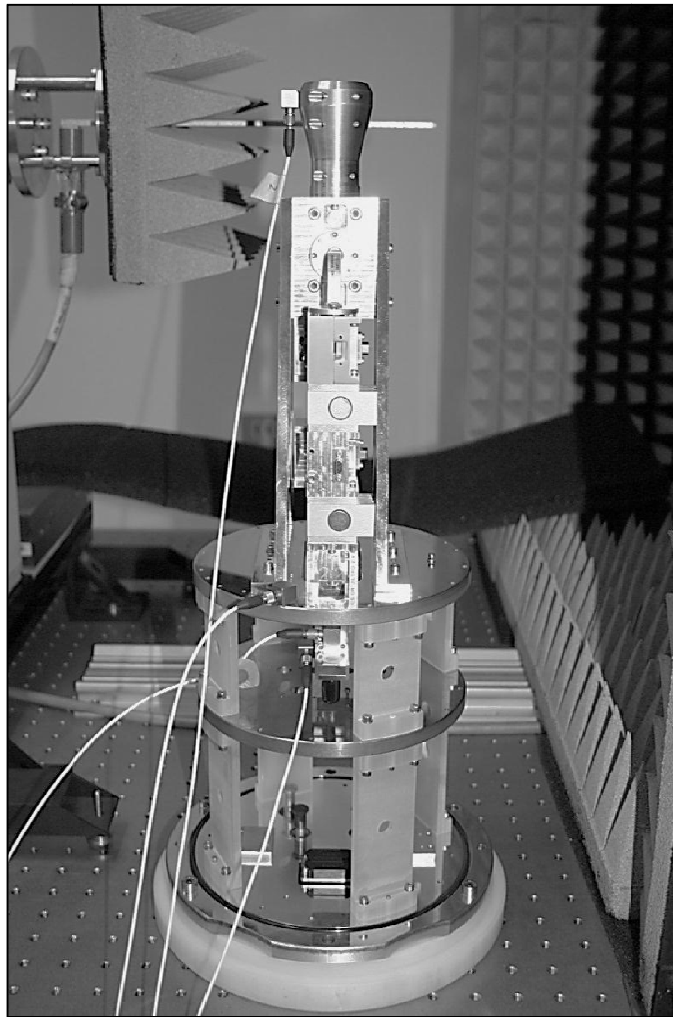


Figura 4-10: Montaje del modelo para medición de vibraciones

4.5.2 Puntos de Medición

Se colocan en total cuatro sensores en la estructura, el primero en el plato frío superior, el segundo en la bocina, finalmente el tercero y cuarto en el mezclador de la cadena frontal (que corresponde a la última pieza de la cadena). En la figura 4-9 se pueden apreciar estos sensores en conjunto. En la figura 4-11 se ven con más detalle los cuatro sensores montados. Estos sensores no son puestos arbitrariamente en esas posiciones, en los antecedentes presentados, específicamente en el capítulo 3.4.2, se indica que éstos deben ponerse en los puntos de mayores desplazamientos. A partir de los modos de vibración numéricos se observan los puntos donde los desplazamientos son máximos, luego, estos puntos son seleccionados como ubicación para los sensores.



Figura 4-11: Fotografías del montaje de los acelerómetros

4.5.2.1 *Puntos de Excitación*

Los puntos donde se excitó a la estructura a través de un martillo modal fueron en total 28. La tabla VI.1 a continuación muestra cuales fueron estos puntos. En la figura 4-12 se aprecian los puntos de excitación (los puntos de color verde claro) descritos previamente en la tabla 4-3.

Tabla 4-3: Puntos de excitación del modelo

Puntos de excitación	Pieza a la que correspondía	Posición en la pieza
1	Plato frío superior	Frente
2	Plato frío superior	Lado izquierdo
3	Plato frío superior	Detrás
4	Plato frío superior	Lado derecho
5	Plato frío inferior	Frente
6	Plato frío inferior	Lado izquierdo
7	Plato frío inferior	Detrás
8	Plato frío inferior	Lado derecho
9	Escuadra derecha	Parte superior
10	Escuadra derecha	Soporte recto arriba
11	Escuadra derecha	Soporte recto al medio
12	Escuadra derecha	Soporte recto al medio
13	Escuadra derecha	Soporte recto abajo
14	Escuadra derecha	Soporte diagonal arriba
15	Escuadra derecha	Soporte diagonal al medio
16	Escuadra derecha	Soporte diagonal al medio
17	Escuadra derecha	Soporte diagonal abajo
18	Escuadra izquierda	Parte superior
19	Escuadra izquierda	Soporte recto arriba
20	Escuadra izquierda	Soporte recto al medio
21	Escuadra izquierda	Soporte recto al medio
22	Escuadra izquierda	Soporte recto abajo
23	Escuadra izquierda	Soporte diagonal arriba
24	Escuadra izquierda	Soporte diagonal al medio
25	Escuadra izquierda	Soporte diagonal al medio
26	Escuadra izquierda	Soporte diagonal abajo
27	Bocina	Extremo contrario al sensor
28	Mezclador frontal	Junto al sensor

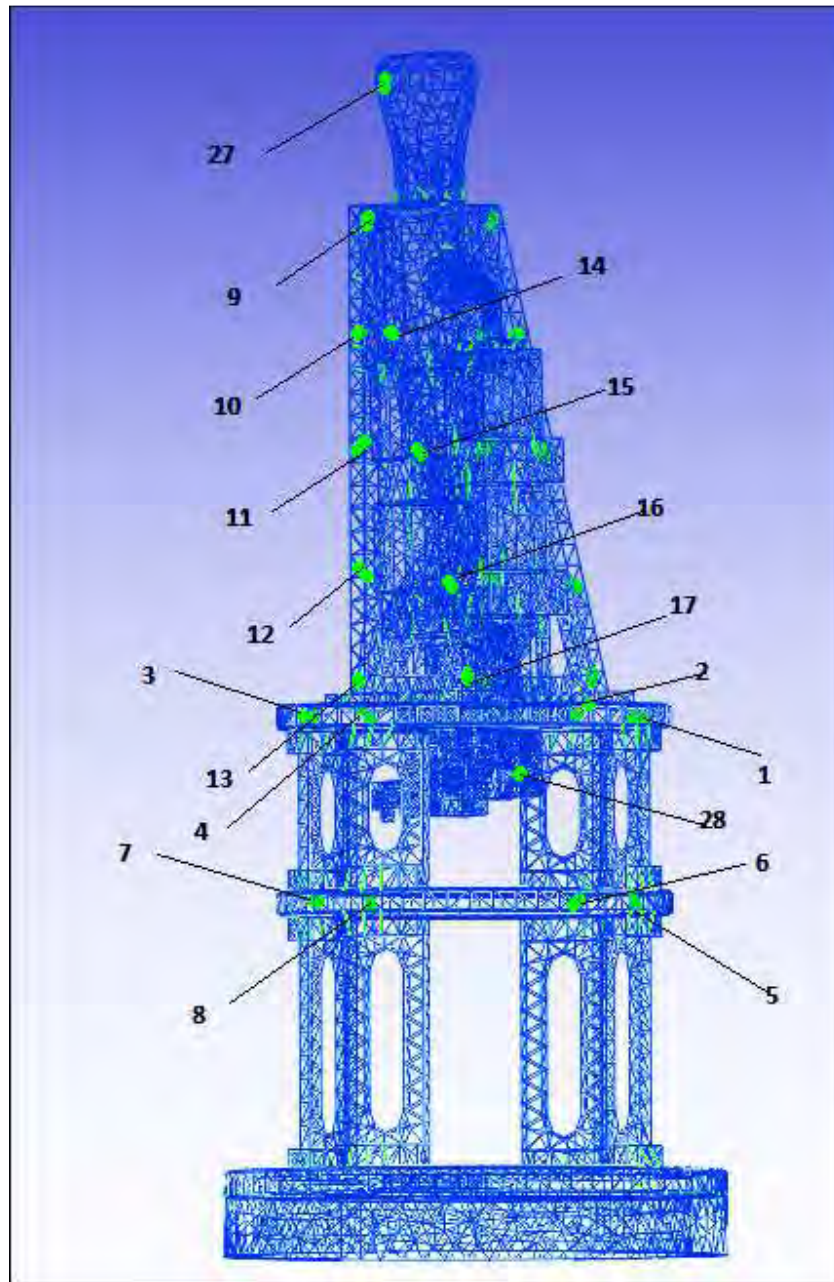


Figura 4-12: Puntos de excitación en la estructura vista de su lado derecho

De estos puntos de excitación, los platos fríos son excitados en las direcciones x e y (parte delantera y trasera) y x y y (extremos laterales). Las escuadras son excitadas únicamente en la dirección x , la bocina en las direcciones x y y , y el mezclador fue excitado en las direcciones x e y . El sistema de referencia es como se presenta en la figura 4-13 a continuación.

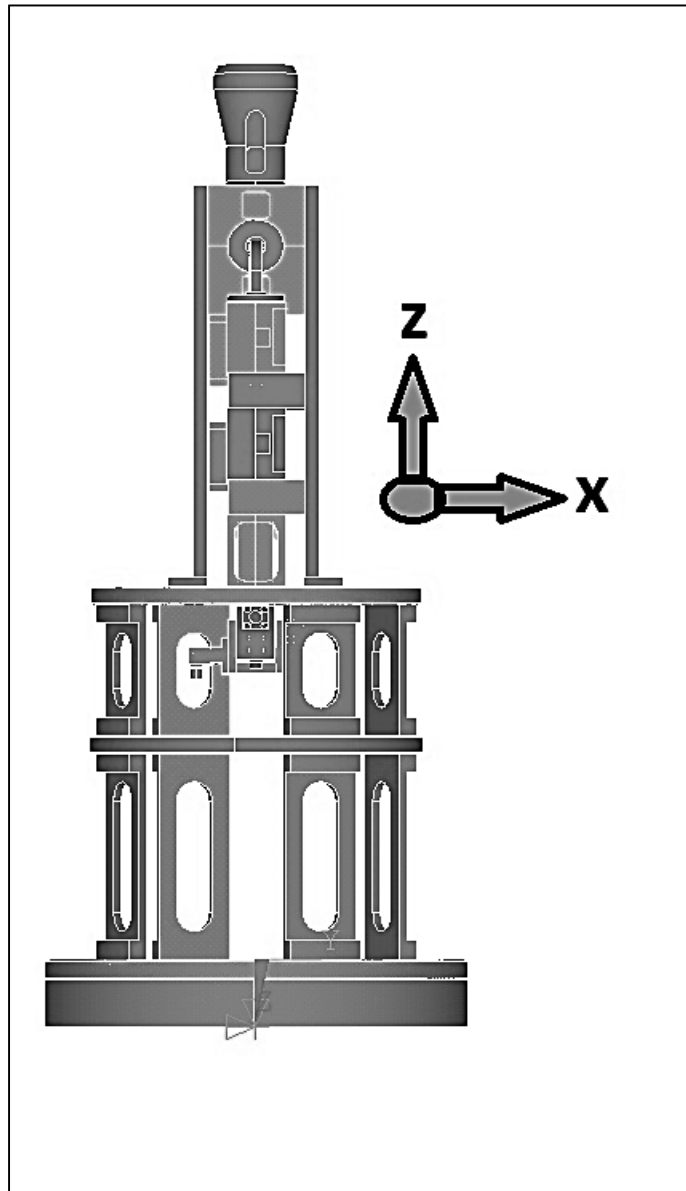


Figura 4-13: Sistema de referencia

4.6 Obtención de frecuencias y modos experimentales en FEMTools

Como se describe en el capítulo 3.4.4.2, los diagramas de estabilidad son herramientas que nos ayudan a obtener los polos y las frecuencias naturales reales, y se obtienen al repetir el análisis modal incrementando el orden del sistema (número de polos asumidos). Para cada orden se estiman los polos donde los resultados son presentados gráficamente en el diagrama de estabilidad en cuyo eje vertical se encuentra el orden y el eje horizontal representa la frecuencia natural del polo estimado.

En general, los polos reales aparecen a la misma frecuencia en el diagrama, independiente del orden del sistema. En cambio, la frecuencia de los polos computacionales (no reales, modelan ruido), varía al aumentar el orden del sistema.

FEMTools cuenta con un diagrama de estabilidad que utiliza la suma de las FRF (vistas en el capítulo 3.4.3). En la figura 4-14 se puede ver el diagrama de estabilidad para las mediciones experimentales realizadas a la estructura. En la parte izquierda es posible ver que es posible elegir cuales máximos el usuario considerará para las frecuencias naturales. Debe tener cuidado en observar si existen dos máximos muy seguidos (pues puede corresponder a un único modo), o si es necesario considerar algún un máximo local que haya sido obviado en las sugerencias iniciales del programa.

Una vez realizado este proceso se seleccionan 9 modos de vibración con sus frecuencias naturales respectivas.

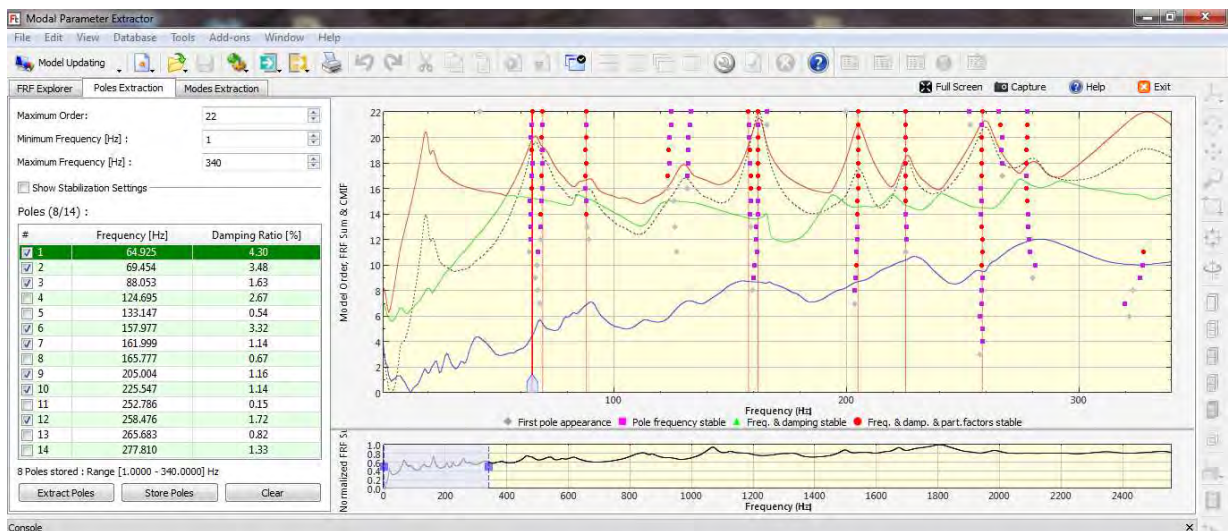


Figura 4-14: Diagrama de estabilidad de las mediciones realizadas

Tal como se describe en el capítulo 3.4.4, la obtención de frecuencias y modos experimentales se realiza a través del método de mínimos cuadrados. Esto es asignando valores iniciales a las variables desconocidas, y utilizando los datos conocidos de frecuencias naturales encontradas en los diagramas de estabilidad.

Una vez obtenidos los modos de vibración y las frecuencias naturales asociadas al modelo experimental, se procede a importar el modelo de Ansys. Luego se busca coincidir los puntos de medición experimentales con los puntos correspondientes en el modelo de elementos finitos. Finalmente, se mide la correlación entre los modos de vibración del modo experimental con los del modelo analítico a través de la MAC y la comparación de las frecuencias naturales asociadas a cada par de modos correlacionados.

4.6.1 Resultados

Las frecuencias naturales obtenidas de los nueve modos experimentales encontrados, se presentan a continuación en la siguiente tabla 4-4. A su vez, en la figura 4-15 podemos observar el modo de vibración del primer modo experimental.

Tabla 4-4: Frecuencias Naturales de los Modos del Modelo Experimental

Modo	Frecuencia [Hz]
1	19.009
2	21.233
3	66.072
4	87.460
5	131.91
6	161.69
7	204.95
8	224.63
9	259.62

En esta ocasión los dos primeros modos de vibración correspondieron a los movimientos de la cadena frontal, por lo cual en el rediseño, se hace imperante restringir el movimiento de esta cadena. El primer modo correspondió al movimiento de la cadena en la dirección y , y el segundo modo de vibración, correspondió principalmente al movimiento de la cadena frontal en la dirección x .

En la figura 4-15, los puntos rojos corresponden al modelo experimental, mientras que la estructura azul, corresponde al modelo numérico creado en el software Ansys.



Figura 4-15: 1er Modo de Vibración del Modelo Experimental

4.6.2 Cálculo de la MAC (Modal Assurance Criterion) y Modos correlacionados

Como se muestra en los antecedentes, en el capítulo 3.5.1, en FEMTools se cuenta con una herramienta llamada MAC. Esta herramienta entrega una correlación entre dos conjuntos de modos. La MAC entregará para cada modo i del modelo analítico, un número que indicará la correlación con cada modo j del modelo experimental.

Luego, el criterio de selección que se elige para obtener los primeros resultados previo al ajuste, fue una MAC de 0.4, eso quiere decir al menos un 40% de correlación en los modos de vibración analítico y experimental, los resultados arrojados para este caso fueron seis modos correlacionados, que se muestran en la tabla 4-5.

Tabla 4-5: Resultados de la MAC

N° de pares de Modos correlacionados	Modo analítico	Frecuencias	Modo experimental	Frecuencias	MAC (%)
1	1	6.864	3	66.072	95.1
2	3	37.324	6	161.69	40.4
3	4	40.399	9	259.62	46.1
4	5	48.892	7	204.95	64.4
5	6	54.721	1	19.009	92.9
6	9	71.900	2	21.233	73.4

Como se ve en esta tabla, la correlación indica que los modos de variación son bastante similares para estos 6 pares correlacionados, no así sus frecuencias, que llegan a tener una diferencia de 240%. Esto se puede deber a que las propiedades del modelo numérico no correspondan realmente a las supuestas inicialmente, por lo cual las frecuencias distarían mucho en el modelo numérico de la realidad. Esto nos indica que se hace necesario un ajuste de propiedades para poder comparar ambos modelos.

En la figura 4-16 se observa una imagen del primer par de modos correlacionados, con una MAC del 95.1%, los modos 1 analítico y 3 experimental. Los puntos rojos representan al modelo experimental, y la figura azul corresponde al modelo elaborado en elementos finitos.

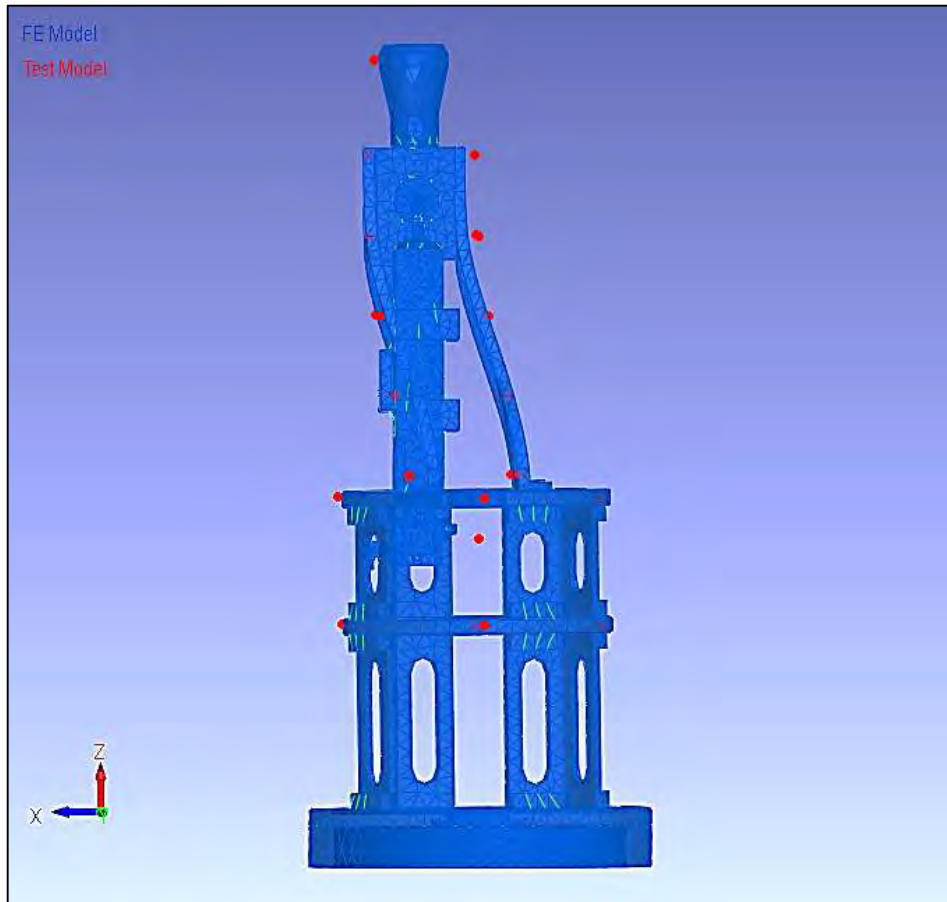


Figura 4-16: Primer Par de Modos Correlacionados

4.7 Ajuste del Modelo

Los parámetros a ajustar en el modelo analítico corresponden al Módulo de Elasticidad o Módulo de Young de los materiales utilizados por los componentes del Radio-receptor, y a las densidades respectivas de los componentes.

4.7.1 Mediciones Experimentales de las de las piezas del Radio-receptor

Para realizar el proceso de ajuste lo más fidedignamente posible, se pesan todas las piezas conformantes del radio-receptor. Con ello, disponiendo de los volúmenes de cada una de ellas gracias al modelo elaborado en el software CAD Topsolid por el Departamento de Ingeniería Eléctrica es posible determinar las densidades de cada uno

de los elementos. En la tabla 4-6 se presentan las masas medidas experimentalmente de cada una de las piezas con el volumen y densidad calculada correspondientes.

Tabla 4-6: Masa y Densidades Experimentales de Componentes

Componente	Masa [gr]	Volumen [m³ * 10⁻⁴]	ρ experimental [Kg/m³]
Plato frío superior	1658	1,92210	8.625,982
Soporte chico	36	0,15146	2.376,866
Plato frío inferior	1845	2,26450	8.147,494
Soporte grande	51	0,18746	2.720,580
Escuadra	190	0,68222	2.785,025
Plato tambiente	1052	3,75420	2.802,149
Guía de onda	51	0,04858	10.498,796
Plato Transición	10	0,01562	6.401,229
Mezclador	40	0,17925	2.231,520
Filtro	66	0,20130	3.278,689
Amplificador	226	0,43320	5.216,989
Bocina	110	0,62743	1.753,267
Aislador	73	0,21028	3.471,562
OMT	242	0,85999	2.813,986
Technyl	649	2,47990	2.617,041

4.7.2 Ajuste del módulo de Young E y de las densidades a través de la Minimización de los Coeficientes de Correlación (CC)

Como se explica en la sección 3.5.2, existen una serie de coeficientes que miden la diferencia entre los modelos numérico y experimental. El método de ajuste, visto en la sección 3.5.6, busca minimizar estos errores por medio de un proceso iterativo, en donde se varían las propiedades del modelo numérico. En este caso, se decide ajustar el modulo de Young y la densidad de cada pieza del conjunto.

4.7.2.1 Modos y Frecuencias del Modelo Analítico con los ajustes realizados

Los resultados de las frecuencias naturales y de los modos de vibración obtenidos luego del ajuste se ven reflejados en la tabla 4-7.

Tabla 4-7: Frecuencias naturales del 1er modelo ajustado

Modo	Frecuencia [Hz]
1	18.839
2	22.407
3	45.407
4	66.326
5	69.88
6	160.64
7	189.42
8	233.04
9	259.56
10	292.49

Las imágenes correspondientes a los modos de vibración del modelo analítico encontrados después del ajuste se muestran en el Anexo C.

4.7.2.2 Densidades y Módulos de Young después del Ajuste del modelo

Como el ajuste de modelos se realizó en base a la variación de densidades y principalmente de los módulos de Young de los materiales, en la tabla 4-8 se muestra las propiedades con las cuales se realizaron los cálculos pre ajuste y como variaron luego del ajuste.

Tabla 4-8: Ajuste de Densidades y Módulo de Elasticidad

Id	Componente	Antes del Ajuste		Después del Ajuste	
		RHO	E [Pa]	RHO	E [Pa]
1	Bocina	1,753E+03	7,000E+10	1.695E+03	7.134E+10
2	OMT	2,814E+03	7,000E+10	2.850E+03	7.207E+10
3	Aislador	3,472E+03	7,000E+10	3.706E+03	6.922E+10
4	Filtro	3,279E+03	7,000E+10	3.490E+03	6.678E+10
5	Escuadra	2,785E+03	7,000E+10	2.845E+03	5.815E+10
6	Plato tambiente	2,802E+03	7,000E+10	2.800E+03	6.754E+10
7	Mezclador	2,232E+03	7,000E+10	2.379E+03	6.914E+10
8	Amplificador	5,217E+03	1,000E+11	5.775E+03	5.346E+10
9	Plato Transición	6,401E+03	1,200E+11	6.313E+03	1.104E+11
10	Platos fríos	8,150E+03	1,200E+11	7.666E+03	8.781E+10
11	Guía de onda	1,050E+04	1,200E+11	1.055E+04	1.223E+09
12	Soportes	2,400E+03	2,100E+10	2.499E+03	2.322E+10

4.7.2.3 Resultados de la MAC

En esta parte del trabajo se vuelve a utilizar la herramienta de la MAC para ver la mejora de correlación respecto a los modos anteriores, esta vez el criterio se fija en 0.7, y se impone a la vez una diferencia de frecuencias naturales entre los modos correlacionados no mayores al 30%.

En la tabla 4-9, se observan los 5 modos pareados luego del ajuste, si bien es uno menos que en el pre-ajuste, las diferencias de frecuencias son considerablemente menores, en su mayoría menores a un 2%.

Tabla 4-9: Modos después del ajuste

N° de pares de Modos correlacionados	Modo analítico	Frecuencias	Modo experimental	Frecuencias	Diff. Frecuencias (%)	MAC (%)
1	1	18.839	1	19.009	-1.16	99.2
2	4	66.326	3	66.072	0.38	91.8
3	6	160.64	6	161.69	-0.67	83.4
4	8	233.04	7	204.95	1.26	96.2
5	10	292.49	8	224.63	29.65	73.6

En la figura 4-17 se observa la matriz MAC después del ajuste, el análisis de esta matriz se realiza más adelante en el capítulo 5.

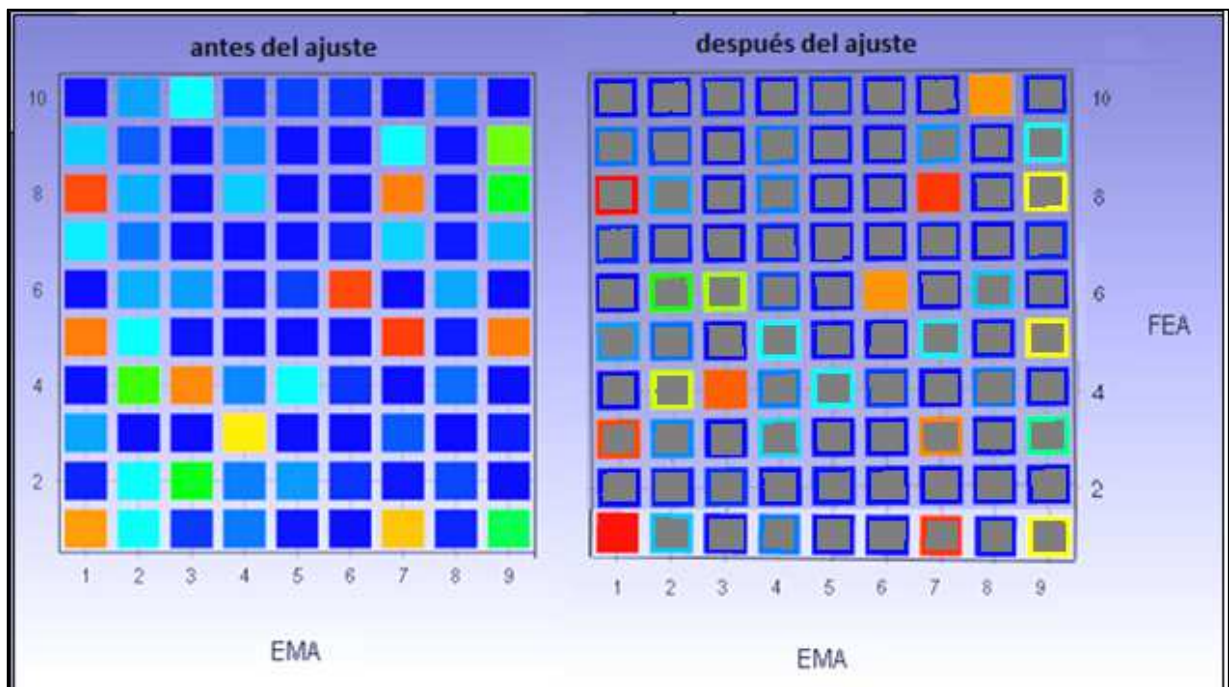


Figura 4-17: Matrices MAC antes y después del ajuste

En las figura 4-17, EMA corresponde al modelo experimental resuelto en FEMTools, y FEA al modelo numérico construido en ANSYS. Es posible apreciar que luego del ajuste la matriz obtiene sus máximas correlaciones (color rojo=máximo) siguiendo una tendencia diagonal, donde los modos 1 pertenecientes a ambos modelos tienen una alta correlación, seguido por los modos 3 y 7 experimentales, con los modos 4 y 8 del modelo analítico respectivamente.

En la figura 4-18 se esquematizan dos modos pareados donde los puntos rojos corresponden al modelo experimental, y la estructura azul corresponde a su vez al modelo analítico de elementos finitos.

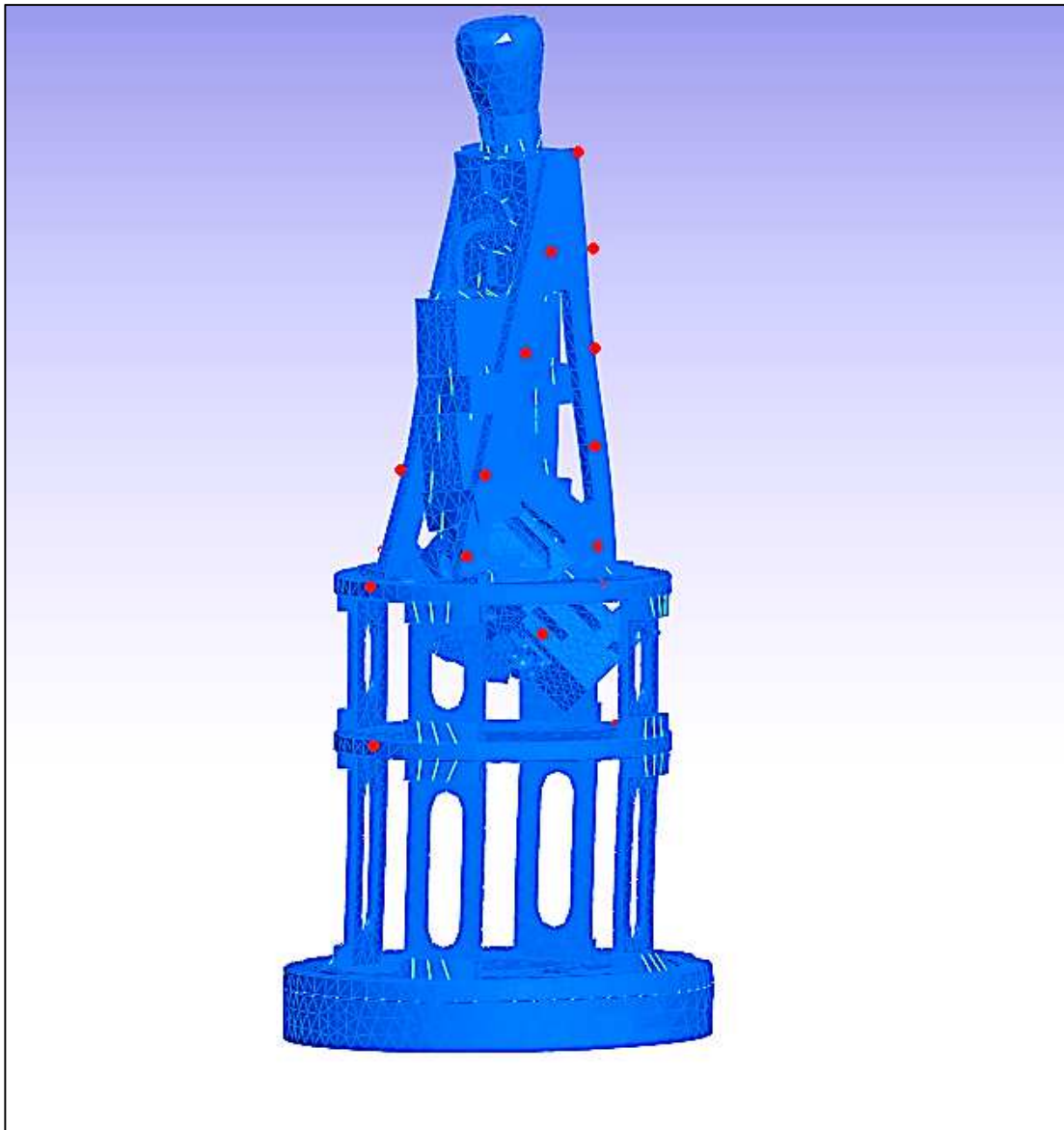
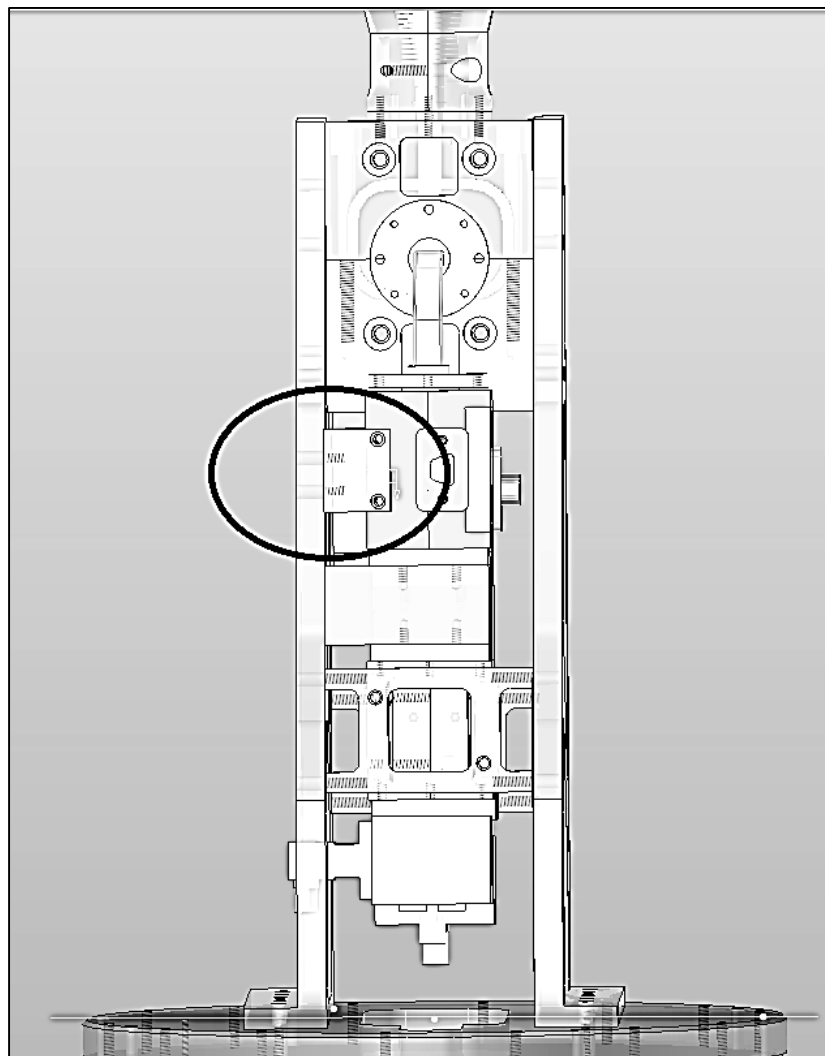


Figura 4-18: modelos analítico y experimental pareados para un modo de vibración

4.8 Rediseño del modelo

Este rediseño es elaborado por el mismo departamento de Ingeniería Eléctrica, el cual tiene dos mejoras significativas. La primera consiste en un anclaje de la cadena delantera a la escuadra derecha, la que anteriormente se encontraba sostenida únicamente por la guía de onda, y que según los modos de vibración observados corresponde al elemento con mayor desplazamiento. Esta mejora en el modelo se puede observar en la figura 4-8 donde se ha destacado el elemento de anclaje. La segunda mejora corresponde a dos piezas más que se incorporan y corresponden a uniones entre las escuadras laterales ubicadas en la parte frontal y trasera de la estructura, rigidizando el conjunto. Las ilustraciones 4-19, 4-20 y 4-21 muestran estas nuevas piezas.



67

Figura 4-19: Anclaje de cadena frontal con escuadra derecha



Figura 4-20: Unión trasera de escuadras

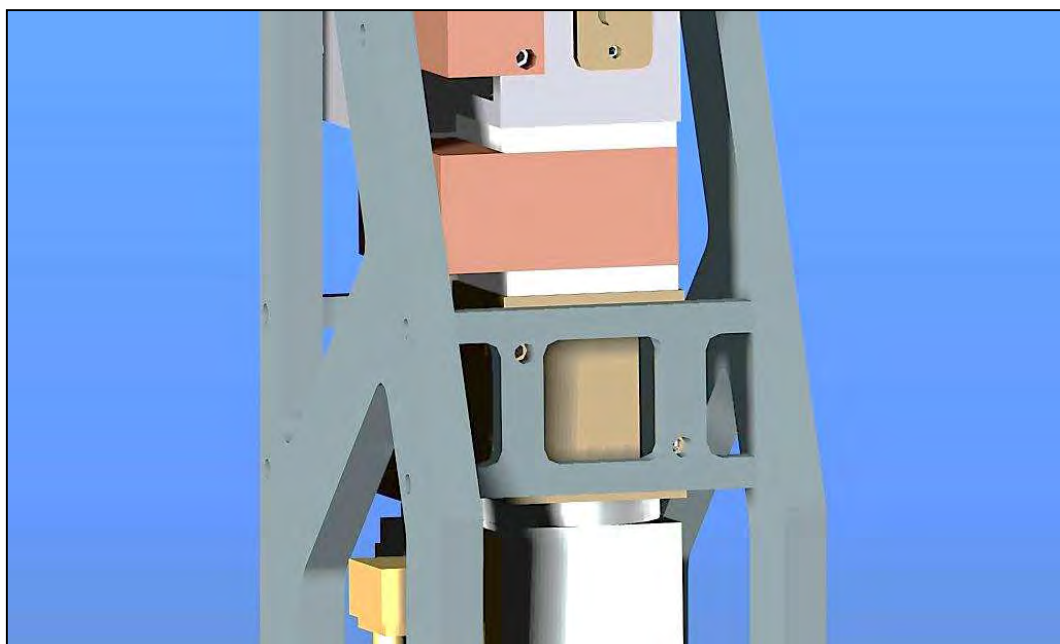


Figura 4-21: Unión delantera de escuadras

La tercera y última modificación importante es acortar las cadenas que mantienen unidos los amplificadores con los aisladores los filtros y los mezcladores. El motivo principal de esta modificación fue que el Departamento de Ingeniería Eléctrica tuvo que eliminar dos amplificadores de los cuatro que iba a utilizar inicialmente, por la imposibilidad de obtener los cuatro necesarios, lo que dejó en total solo un amplificador por cadena. Esto se tradujo en menos elementos por cadena y por consiguiente en menos masa, que según lo que vimos en antecedentes, en el capítulo 3.4, hace que aumente el valor de las frecuencias naturales.

4.8.1 Resultados luego del Rediseño

Una vez realizadas estas modificaciones, se procede a repetir el procedimiento en Ansys; construcción de un modelo en el programa de elementos finitos, mallado, restricciones y finalmente obtención de los modos de vibración con las frecuencias naturales asociadas. Los resultados encontrados se muestran a continuación.

4.8.1.1 Modos y Frecuencias del Modelo Rediseñado con los ajustes incorporados

En la tabla 4-10 se pueden observar las frecuencias naturales asociadas a cada uno de los 10 modos de vibración encontrados. Estos modos es posible observarlos gráficamente en el Anexo D.

Tabla 4-10: Frecuencias del 2do modelo ajustado

Modo	Frecuencia [Hz]
1	61.828
2	62.239
3	174.14
4	183.59
5	208.38
6	260.54
7	280.97
8	401.22
9	429.22
10	446.16

4.8.1.2 Incorporación de temperaturas de operación

Debido a que el modelo final en operación corresponde a este segundo modelo rediseñado, es de interés conocer las frecuencias naturales y los modos de vibración en condiciones operacionales. Tal como se observa en el capítulo 3.6, la propiedad que varía a bajas temperaturas es el módulo de Young, donde esta propiedad es aumentada en un rango de un 10% para temperaturas de operación correspondientes a 20 K, pero únicamente se debe considerar en aquellos materiales pertenecientes a componentes efectivamente sometidos a estas temperaturas. En la figura 3-6 es posible ver que el plato base y los soportes quedan fuera de este ajuste de propiedades, pues los únicos componentes directamente enfriados son los platos fríos los cuales al estar en contacto con los otros componentes logran ser el medio que mantiene refrigerada la estructura, pero los soportes al ser de fibra de vidrio G10 actúan como aislantes, por lo cual el calor del plato base no escapa por ellos. Las frecuencias naturales asociadas a los modos de vibración aumentaron alrededor de un 5%. Los resultados encontrados para este modelo rediseñado operando a 20 K se muestran en la siguiente tabla, 4-13.

Tabla 4-11: Frecuencias del 2do modelo operando a 20 K

Modo	Frecuencia [Hz]
1	64.811
2	65.244
3	182.6
4	192.43
5	218.47
6	273.24
7	294.62
8	420.66
9	450.24
10	467.89

4.9 Respuesta Dinámica y Procesamiento de los resultados en MATLAB para encontrar las FRF

Una vez ajustado el modelo, se cuenta con las propiedades corregidas por el ajuste, las cuales se incorporan al modelo analítico realizado en el software Ansys, con el fin de poder simular la respuesta dinámica de la estructura sometida a una aceleración variable en el tiempo. Para la simulación temporal, el programa utiliza el método de Newmark, método de integración directa, lo que implica que no es necesario hacer transformaciones de las ecuaciones previo a la integración numérica.

Las funciones elegidas para simular un sismo, corresponden a dos funciones periódicas compuestas de una multiplicación de senos, uno que fija el período de la función, que en este caso corresponde a 120 segundos, y otro que fija la frecuencia de vibraciones. Se decidió que la frecuencia de este segundo seno fuese incrementando linealmente con el tiempo ($f = \frac{t}{2}$), con el motivo de poder calcular casos críticos de la estructura frente a excitaciones en que la frecuencia se fuese incrementando.

Debido a la función o carga impuesta, los valores en $t = 0$, $\ddot{x}(0)$, $\dot{x}(0)$, $x(0)$ son conocidos, la solución se divide en pasos de tiempo Δt . Donde el delta crítico se calcula tal como se ve en la ecuación (3.25), $\Delta t_{cr} = \frac{T_n}{\pi} = 0,00506$ [s]. Este resultado se obtiene de: $T_n = \frac{1}{F} = \frac{1}{100} = 0,01$ [s], donde la máxima frecuencia se toma como 100 Hz, ya que este rango abarca los 60 Hz dados por el segundo seno en función del tiempo, y al mismo tiempo abarca también las primeras dos frecuencias naturales que corresponden a los primeros dos modos de vibración. Luego se elige un delta de tiempo de $\Delta t = 0,002$ [s] para la simulación.

Finalmente son dos las funciones utilizadas para simular los dos escenarios distintos especificados en antecedentes. Las amplitudes de cada una de estas funciones corresponden a las aceleraciones de ambos escenarios, especificados en el capítulo 3.2.3.. Estos escenarios son: Escala OBE (sismos con aceleración máxima de 1.66 m/s^2), y Escala MLE (sismos con aceleraciones máximas de 2.74 m/s^2).

Las funciones elegidas para la simulación dinámica son dos desplazamientos impuestos en la base de la estructura en los ejes horizontales, que correspondieron a:

$$f_1: x = 2.7 \times 10^{-5} \times \text{sen}\left(\frac{1}{120} \times t\right) \text{sen}\left(\frac{t^2}{2} \times 2 \times \pi\right) \text{ [m]} \quad (4.1)$$

$$f_2: x = 4.5 \times 10^{-5} \times \text{sen}\left(\frac{1}{120} \times t\right) \text{sen}\left(\frac{t^2}{2} \times 2 \times \pi\right) \text{ [m]} \quad (4.2)$$

La función f_1 es la elegida para representar un sismo de aceleración máxima de OBE, y f_2 es la función equivalente para la máxima aceleración de MLE.

En las imágenes 4-22, 4-23, 4-24 y 4-25 se observan cada una de estas funciones graficadas como desplazamiento versus tiempo y aceleración versus tiempo.

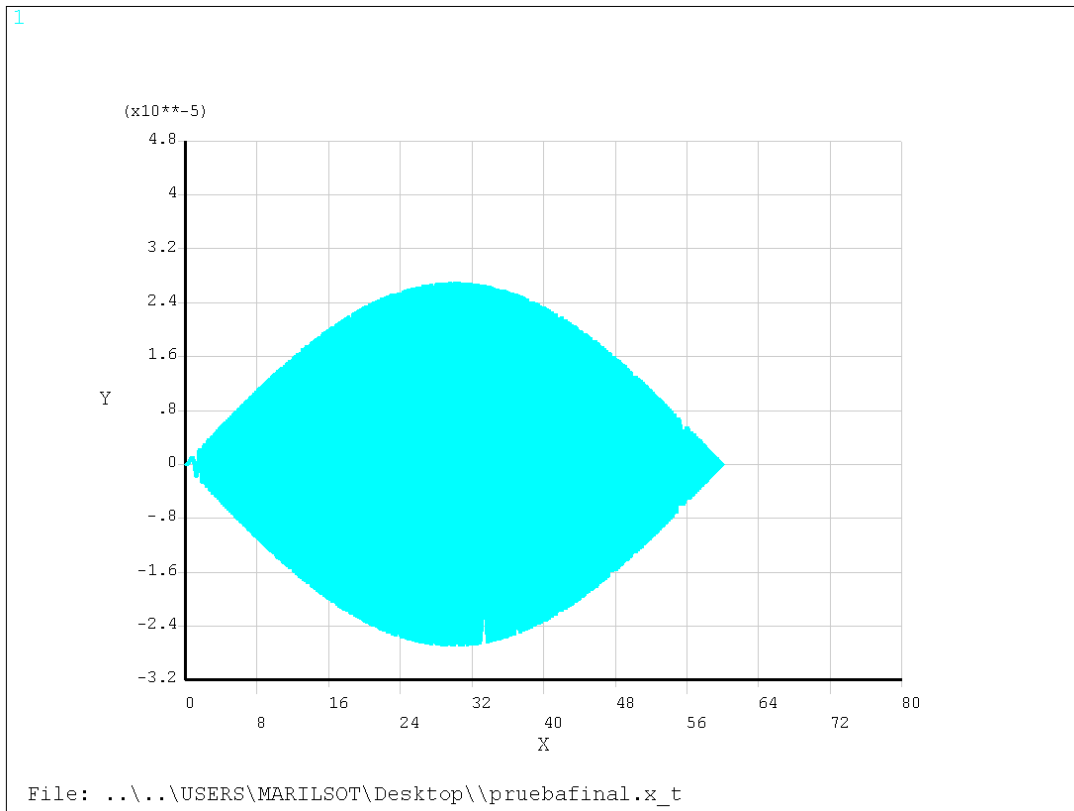


Figura 4-22: f_1 graficada como desplazamiento: eje y [m] versus tiempo: eje x [s]

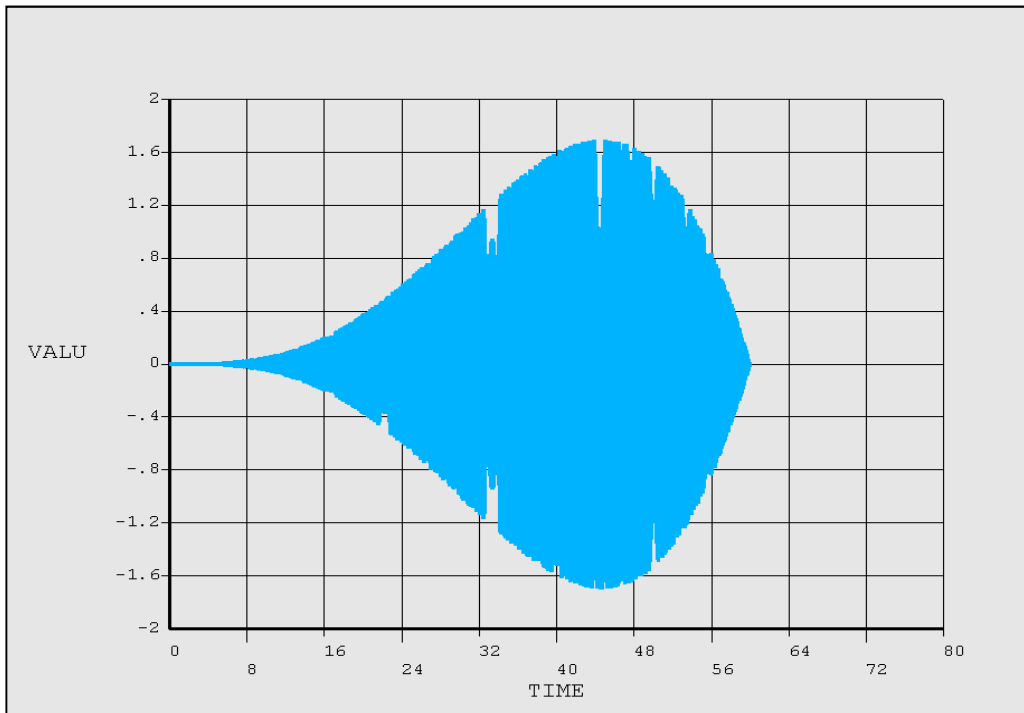


Figura 4-23: f_1 graficada como aceleración $[m/s^2]$ versus tiempo $[s]$

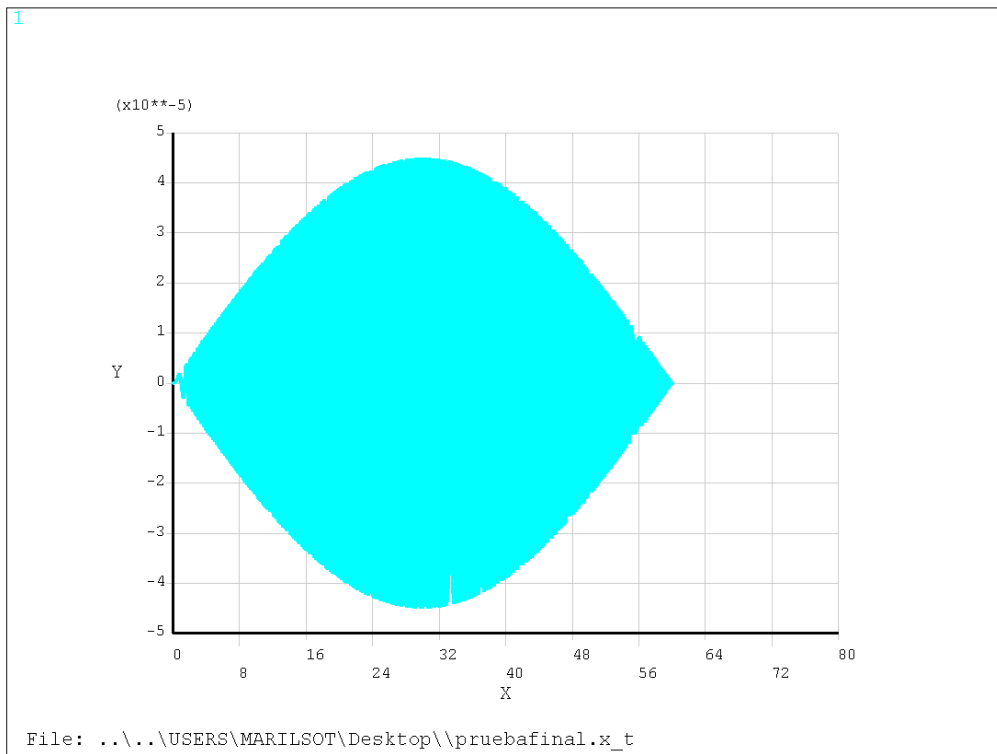


Figura 4-24: f_2 graficada como desplazamiento: eje y $[m]$ versus tiempo: eje x $[s]$

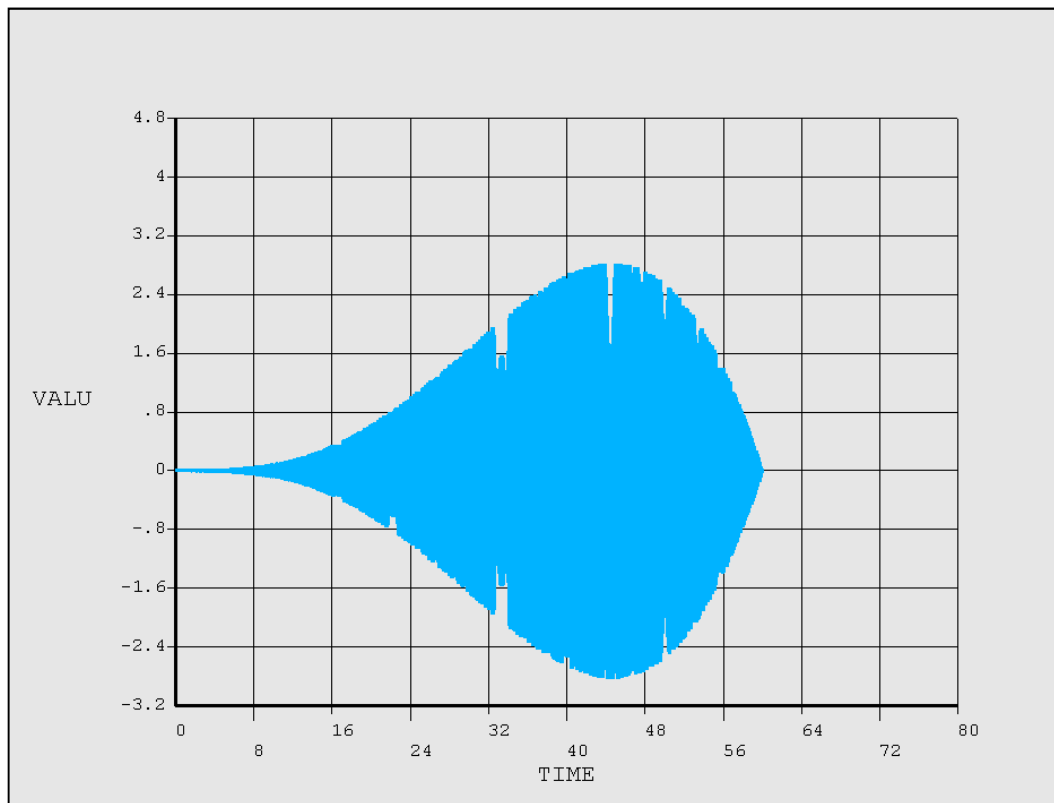


Figura 4-25: f_2 graficada como aceleración [m/s²] versus tiempo [s]

4.9.1 Respuesta Dinámica

Se utiliza para esta respuesta dinámica el método de Newmark con los parámetros, $\delta = \frac{1}{2}$ y $\alpha = \frac{1}{6}$, asegurando estabilidad.

Los resultados obtenidos luego de las simulaciones dinámicas se ven reflejados a través de los siguientes gráficos de las figuras 4-26, 4-27, 4-28, 4-29, 4-30, 4.31, 4-32 y 4-33 donde se presentan los espectros de las aceleraciones obtenidas, las cuales son graficados junto con los espectros requisitos de los ejes horizontal (en rojo) y vertical (en azul) de las escalas MLE y OBE. Estos espectros requisitos son los que están presentes en el capítulo 3.2.3, donde salen las especificaciones que se deben cumplir frente a sismos.

4.9.1.1 Respuestas para la función f_1 que representa la escala OBE

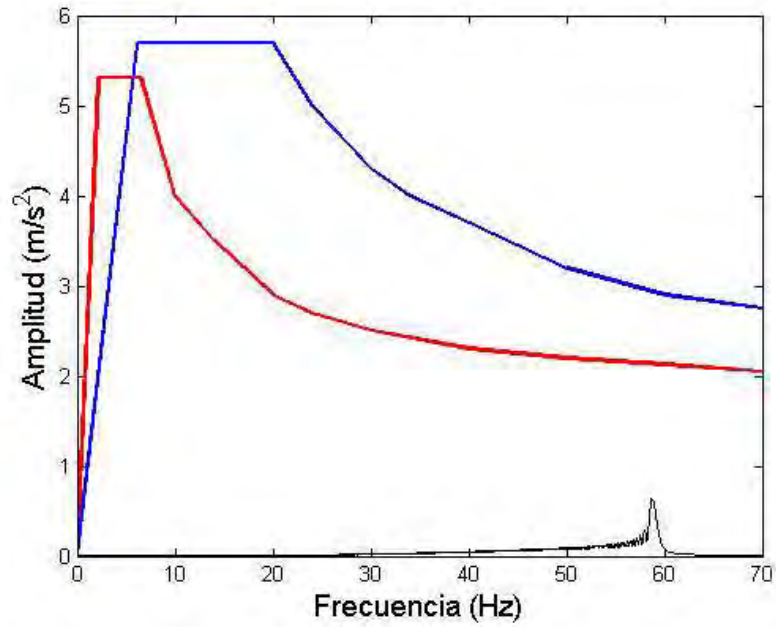


Figura 4-26: Espectro de la aceleración en x de la cadena frontal

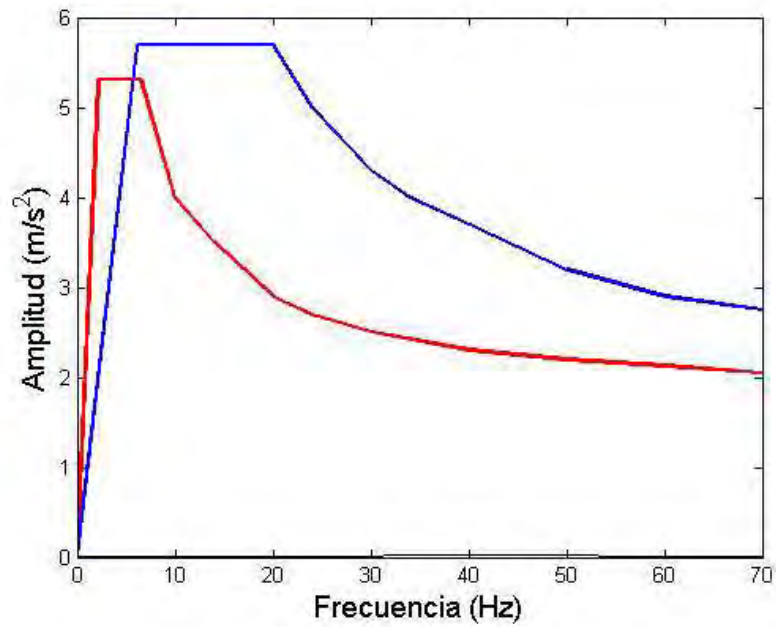


Figura 4-27: Espectro de la aceleración en x e y de la base

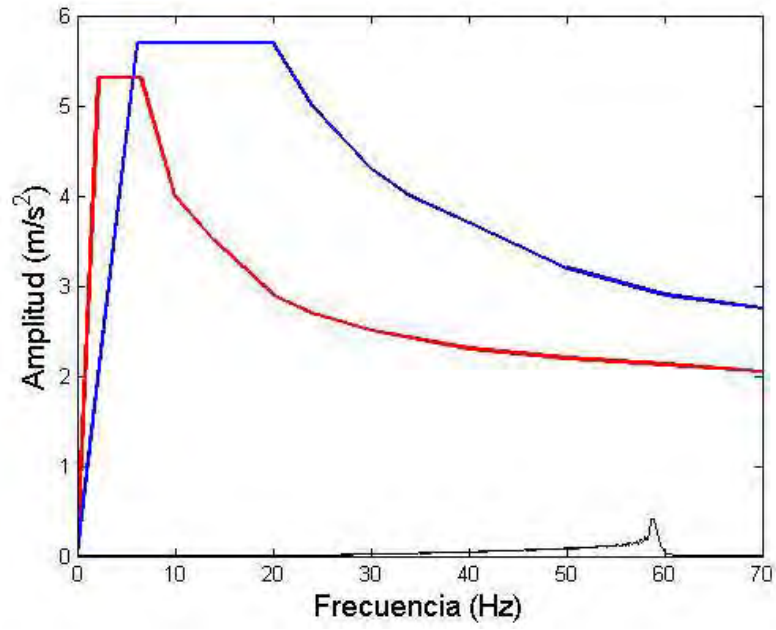


Figura 4-28: Espectro de la aceleración en y de la cadena frontal

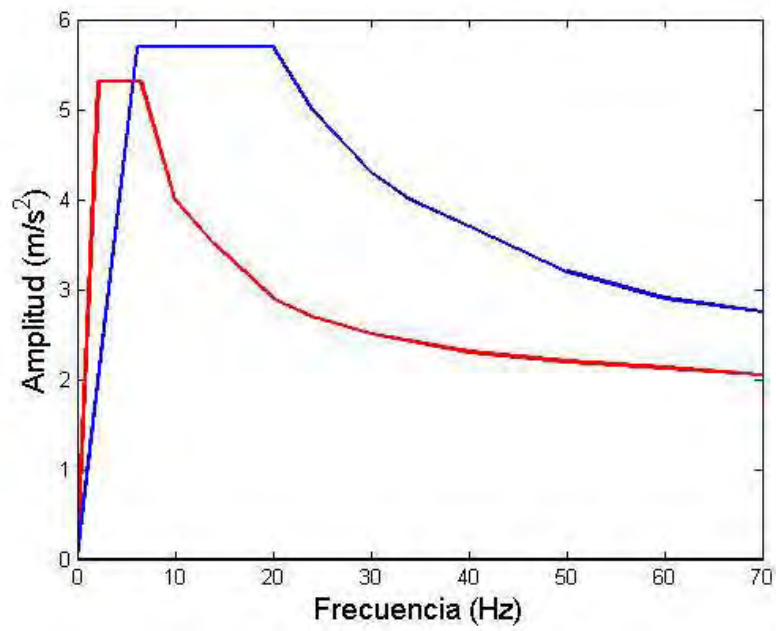


Figura 4-29: Espectro de la aceleración en z de la cadena frontal

4.9.1.2 Respuestas para la función f_2 que representa la escala MLE

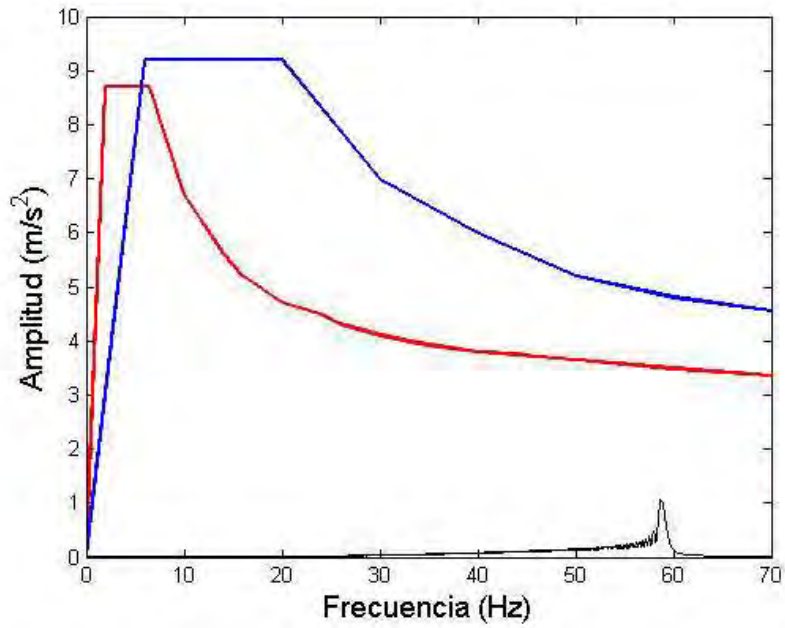


Figura 4-30: Espectro de la aceleración en x de la cadena frontal

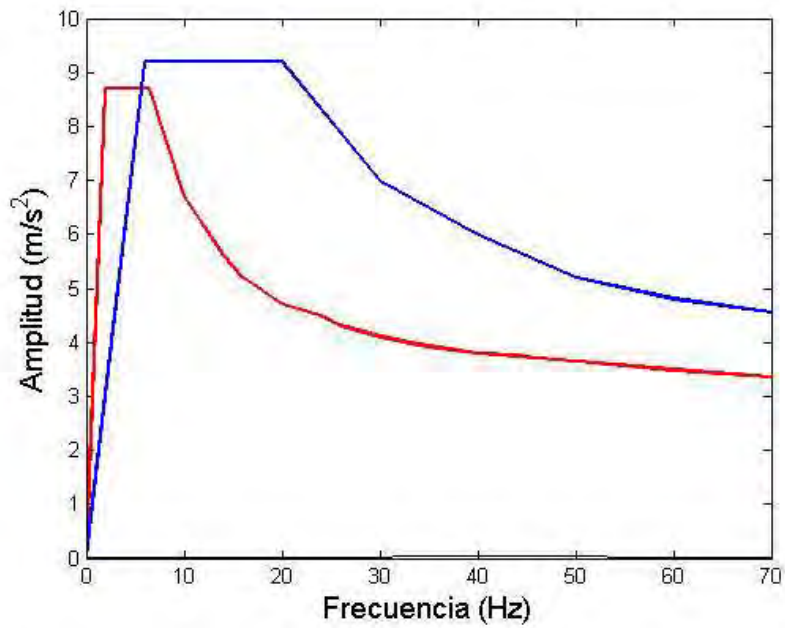


Figura 4-31: Espectro de la aceleración en x e y de la base

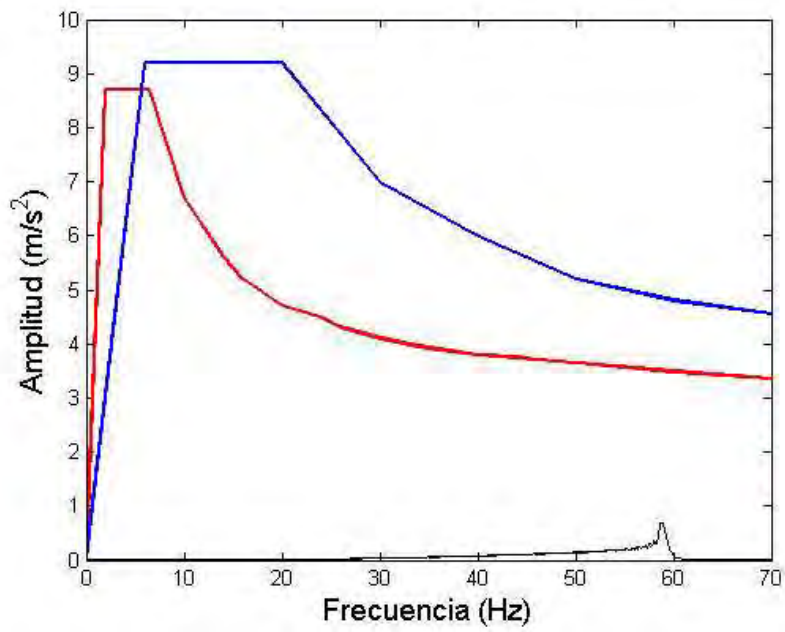


Figura 4-32: Espectro de la aceleración en y y de la cadena frontal

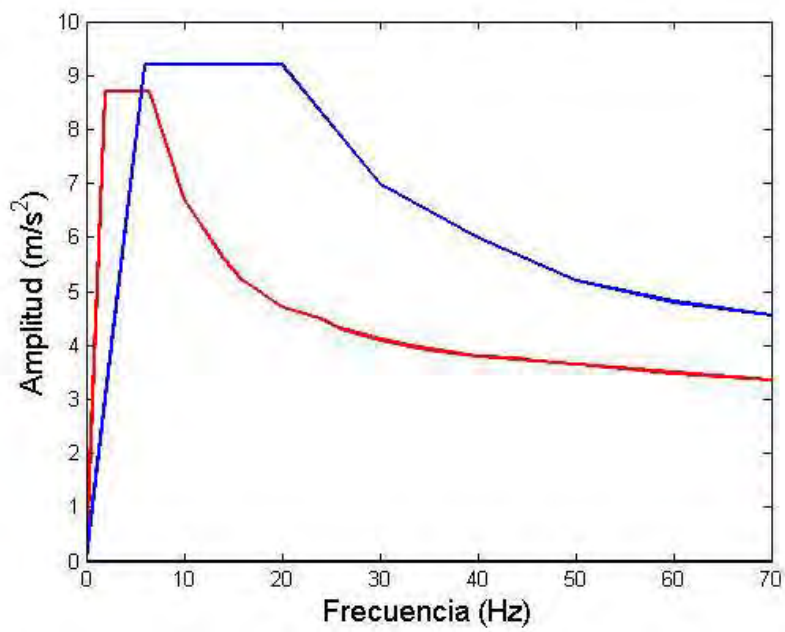


Figura 4-33: Espectro de la aceleración en z de la cadena frontal

5 Análisis y Discusión

5.1 Obtención de Modos de Vibración y Frecuencias Naturales

Al obtener las frecuencias naturales y modos de vibración del primer modelo previo al ajuste, observamos que las frecuencias eran demasiado pequeñas y estaban muy por debajo de los 55 Hz que fijan las especificaciones descritas en el capítulo 3.2.3. Considerando esto, se hicieron necesarias dos cosas, primero una toma de mediciones experimentales que permitieran crear un modelo fidedigno para poder ajustar las propiedades obtenidas, y segundo un rediseño del modelo que permitiese llegar a resultados que pudieran cumplir las especificaciones pedidas o al menos se acercaran a ellas

5.2 Mediciones Experimentales de vibraciones

Las mediciones experimentales se realizaron sin mayor problema, y permitieron crear un modelo experimental. A partir del modelo experimental es posible las propiedades de los materiales en el modelo numérico.

5.3 Ajuste del Modelo

Para el ajuste del modelo se procedió a pesar cada una de las piezas conformantes del radioreceptor, con el objetivo de obtener las densidades correspondientes a los materiales. De esta forma se reduce significativamente la incertidumbre respecto a las densidades.

5.3.1 Resultados de la MAC

Como se vio en el capítulo 4, se encontraron 5 pares de modos correlacionados, los cuatro primeros dan correlaciones altas, sin embargo el modo 10 analítico correlacionado con el modo 8 experimental da con una correlación menor y con una diferencia mayor en sus frecuencias naturales. Esto se debe a que los modos de frecuencias altas son más sensibles a detalles en el modelo y por lo tanto se ven más afectados por las simplificaciones.

5.3.1.1 ¿Por qué se correlacionan dos modos o más de un modelo analítico con uno experimental?

Cuando tenemos un modo del modelo experimental fuertemente correlacionado a dos o más modos del modelo analítico, lo que ha ocurrido es que faltaron sensores que colocar captando los movimientos de una dirección en particular en las mediciones

experimentales. Esta falta de información es la que provoca esta confusión después en la correlación de modos. Generalmente es fácil ver cuál es el modo correcto correlacionado con el modo numérico, pues este debe ser más cercano en frecuencias que el otro experimental. Si se observa la Figura 4-15, se puede decir que esto fue lo ocurrido con los modos 1 y 7 experimentales correlacionados con el modo 1 del modelo numérico, y a su vez estos mismos modos los correlaciona con el modo 8 analítico, y al mismo tiempo, los correlaciona con el modo 3 analítico, pero con una correlación menor.

5.3.1.2 ¿Por qué existen modos como los 2, 5, 7 y 9 del modelo analítico que prácticamente no los correlaciona con modos experimentales?

Esto se puede explicar por la falta de sensores durante las mediciones experimentales, que captasen los desplazamientos de ciertos componentes en direcciones específicas, las cuales se hubiesen visto reflejadas en los modos del modelo analítico. Por otro lado, a medida que las frecuencias son mayores, la precisión del modelo numérico disminuye debido a la cantidad de simplificaciones con las cuales se construyó el modelo. Esto hace que la correlación entre los modos de los modelos experimental y numérico disminuya para modos con frecuencias altas.

5.3.2 Propiedades ajustadas

Las propiedades ajustadas son principalmente los módulos de Young (las densidades variaron muy poco, pues se pesaron todos los componentes). Estos varían en pequeños rangos, lo que resulta bastante lógico pues los materiales son conocidos y sus propiedades también. Pero llaman la atención cuatro componentes que varían en más de 10% su módulo de Young, éstos son: Escuadra (17%), Amplificador (54%), Platos fríos (27%), Guía de onda (99%). Las variaciones de la escuadra y platos fríos pueden ser consideradas como aceptables debido a que los materiales adquiridos para su fabricación en la CNC del Departamento de Astronomía, pueden haber contenido aleaciones pequeñas de otros elementos que explicasen estas diferencias en el módulo de Young. Sin embargo, llaman la atención las grandes diferencias de los módulos de Young de los amplificadores y de la guía de onda. En los amplificadores se llegó a la conclusión de que la masa de cada uno de ellos era significativamente menor que la de la simulación numérica pues una zona de este componente iba a ir hueca en un costado, que se consideró sólida para efectos de la simulación, por lo tanto el error estuvo asociado a la densidad del material que afectó al módulo de Young.

Llama aun más la atención la guía de onda, pues su modulo de Young es el que más varía, en un 98%. Se cree que esto se debe a que esta pieza consta de dos partes que son soldadas entre sí, cosa que no fue contada en cuenta en la simulación, tomándose como una pieza única. Otra referencia importante puede ser que esta pieza fue comprada directamente y no fue fabricada por la CNC del Departamento de Astronomía por lo cual su composición puede ser una aleación cuyo material principal sea cobre, o que estructura interna de la pieza no corresponda exactamente a los planos elaborados en el departamento.

5.4 Rediseño del modelo

Una vez realizado el rediseño se procede a calcular en el modelo analítico los modos de vibración con sus frecuencias naturales respectivas. Se observa que esta vez los modos de vibración cambian completamente respecto de los modos del primer modelo. Por ejemplo ahora los primeros modos de vibración no corresponden a los desplazamientos asociados a la cadena frontal del radioreceptor como en el primer modelo, esto se debe a que las modificaciones consistentes en el rediseño tenían como objetivo fijar esta cadena a una de las escuadras.

5.5 Respuesta Dinámica del Radio-receptor

Una vez obtenidos los espectros de las aceleraciones obtenidas como respuesta de la estructura del radioreceptor frente a las funciones de desplazamientos f_1 y f_2 impuestas en la base por un tiempo de 60 segundos, se observa que para las funciones realizadas se cumplen los requisitos a cabalidad. Esto se concluye del hecho que los espectros de las aceleraciones resultantes en el punto conflictivo de la cadena frontal se encuentran muy por debajo de las especificaciones máximas permitidas.

6 Conclusiones

Las conclusiones que se desprenden del trabajo realizado son las siguientes:

1. Respecto al objetivo general especificado al inicio de este informe, se concluye que exitosamente se ha logrado modelar y validar la dinámica de la estructura del receptor heterodino prototipo para la llamada Banda 1 de ALMA (30-45 GHz).

2. Respecto a los objetivos específicos inicialmente planteados las conclusiones son las siguientes:
 - 2.1 Se logra exitosamente estudiar el modelo diseñado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica, simplificándolo en el software Tpsolid, eliminando los detalles que no significaban aporte significativo al comportamiento vibracional de la estructura.
 - 2.2 Se construye un modelo de elementos finitos exitosamente en Ansys, del cual se extrajeron las frecuencias naturales y modos de vibración a través del método de block Lanczos.
 - 2.3 Se realizan correctamente las mediciones experimentales en el laboratorio de Ondas Milimétricas del Departamento de Astronomía en Cerro Calán, utilizando en total 4 sensores, y 28 puntos de excitación. Se concluye en esta parte, que la cantidad de sensores fueron insuficientes en algunos casos, para lograr captar algunos modos de vibración correspondientes a los encontrados con el modelo analítico, tal como se explica en la sección 5.3.
 - 2.4 Se comparan los modelos numérico y experimental obtenidos a través de la MAC y de las frecuencias naturales obtenidas, y se realiza el ajuste del modelo numérico en el software FEMTools a través de la minimización de los coeficientes de correlación, utilizando el método de mínimos cuadrados.
 - 2.5 Los resultados obtenidos son bastante satisfactorios pues una vez realizado el ajuste y comparados nuevamente ambos modelos a través de la MAC y de las frecuencias naturales de los modos correlacionados, se encuentran 4 pares de modos con MAC arriba del 80% con una diferencia en frecuencia menor del 7%, y un modo correlacionado con una MAC de un 76% con una diferencia de frecuencias del 23%. Es esperable que este modo fuese correlacionado con una diferencia de frecuencias mayor debido a que corresponde a uno de los últimos modos de vibración calculado en ambos modelos, tal como se explica en el capítulo 5.
 - 2.6 Una vez realizados los ajustes, se incorpora la condición de la temperatura de operación, que se traduce finalmente en una variación de los módulos de Young de los materiales correspondientes a las piezas constitutivas del radioreceptor. Esto significa un aumento de las frecuencias naturales asociadas a los mismos modos de vibración encontrados. que en ningún motivo resulta perjudicial, sino que al contrario, juega a favor de los requisitos iniciales del conjunto.
 - 2.7 Una vez obtenidos los espectros de las aceleraciones obtenidas como respuesta de la estructura del radioreceptor frente a las funciones de desplazamientos f_1 y f_2 impuestas en la base por un tiempo de 60 segundos, se observa que para las

funciones realizadas se cumplen los requisitos a cabalidad. Los espectros de las aceleraciones resultantes en el punto conflictivo de la cadena frontal se encuentran muy por debajo de las especificaciones máximas permitidas.

Lo anterior indica que no es necesario un nuevo rediseño del radiorreceptor, debido a que todas las especificaciones son cumplidas exitosamente. De todas maneras se hacen las siguientes recomendaciones.

1. Debido a que luego del rediseño, los primeros modos de vibración corresponden a los desplazamientos de la estructura en los ejes x e y producto de la flexión de los soportes de la estructura de material G10, se propone cambiar el diseño a uno cilíndrico, o simplemente, desfasar la primera corrida de soportes anclada al plato frío superior de la segunda corrida de soportes anclados al plato frío inferior y al plato ambiente. Esto le otorgaría mayor rigidez a la estructura por lo cual las primeras frecuencias naturales para estos modos de vibración deberían ser más elevadas, y no tan cercanas a la restricción de 55 Hz.
2. Hacer un estudio térmico de la estructura, principalmente al área en que se encuentra la L de aluminio propuesta en el rediseño que une la cadena frontal con la escuadra derecha. Esta pieza se encuentra sujeta a un amplificador, el cual al ser bronce, pueden existir comportamientos que a temperaturas de operación provoquen tensiones considerables.
3. Construir los componentes resultantes de las modificaciones propuestas con el fin de realizar nuevos montajes experimentales para validar el trabajo, y maximizar la confiabilidad de la propuesta.

7 Bibliografía

- [1] Wikipedia, The Free Encyclopedia, Angular resolution,
http://en.wikipedia.org/wiki/Angular_resolution#References.
- [2] Wikipedia, The Free Encyclopedia, Emission spectrum,
http://en.wikipedia.org/wiki/Emission_spectrum
- [3] Página oficial de internet del Proyecto ALMA en español, Como funciona ALMA:
<http://www.almaobservatory.org/es/sobre-alma/como-funciona-alma>
- [4] J. Kraus, “Radio Astronomy”, Cygnus-Quasar Books, 2nd edition, 1986.
- [5] A. Palma, “Generalidades de radioastronomía y receptores para banda de hidrógeno”, primera parte, ED 785 Trabajo Dirigido, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile, 2005.
- [6] Presentación de ALMA Band 9 and CHAMP, proyecto ALMA
- [7] Band 1 Cartridge–Technical Specifications. Chapter 6: Mechanical and Electrical Requirements, page 15.
- [8] Alma Environmental Specification, version B, 4.1 Earthquakes, page 8.
- [9] Alma Environmental Specification, version B, Appendix 1, page 27.
- [10] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 1.2: (Introducción) Sistemas con múltiples grados de libertad (10-14). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.
- [11] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 3: Integración Numérica de las Ecuaciones de Movimiento (35-42). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.
- [12] ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide, Chapter 3: Modal Analysis (34-68). Ansys Release 13.0.
- [13] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 6: Medición Experimental (74-88). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.
- [14] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 4: Procesamiento de Señales (54-55). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.

- [15] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 5: Estimación de Parámetros Modales (60-65). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.
- [16] FEMtools Modal Parameter Extractor User's Guide Versión 3.5.3, page 5.
- [17] MERUANE V. Apunte del Curso Dinámica Estructural, semestre Primavera año 2011, Capítulo 7: Correlación Numérico-Experimental (89-103). Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Universidad de Chile.
- [18] Publicación: "Mechanical Properties of Copper and Copper Alloys at Low Temperatures" de Copper Development Association.Inc.
- [19] Gráfico "Young's Modulus vs. Temperature" de Cryogenic Properties of Copper de Copper Development Association.Inc.
- [20] ALMA Project Book, "Cryogenics". Chapter 6.
- [21] Wikipedia, The Free Encyclopedia, Krylov subspace,
http://en.wikipedia.org/wiki/Krylov_subspace

8 Anexos

8.1 Anexo A

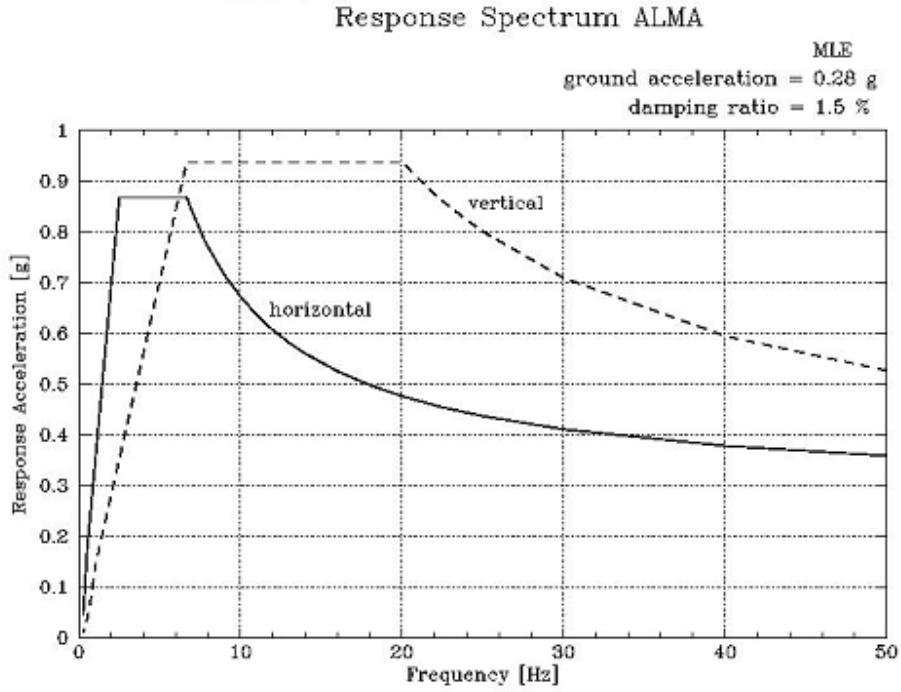


Figura 8-1: Espectro de respuesta para $ga=0.28g$ y $dr=1.5\%$.

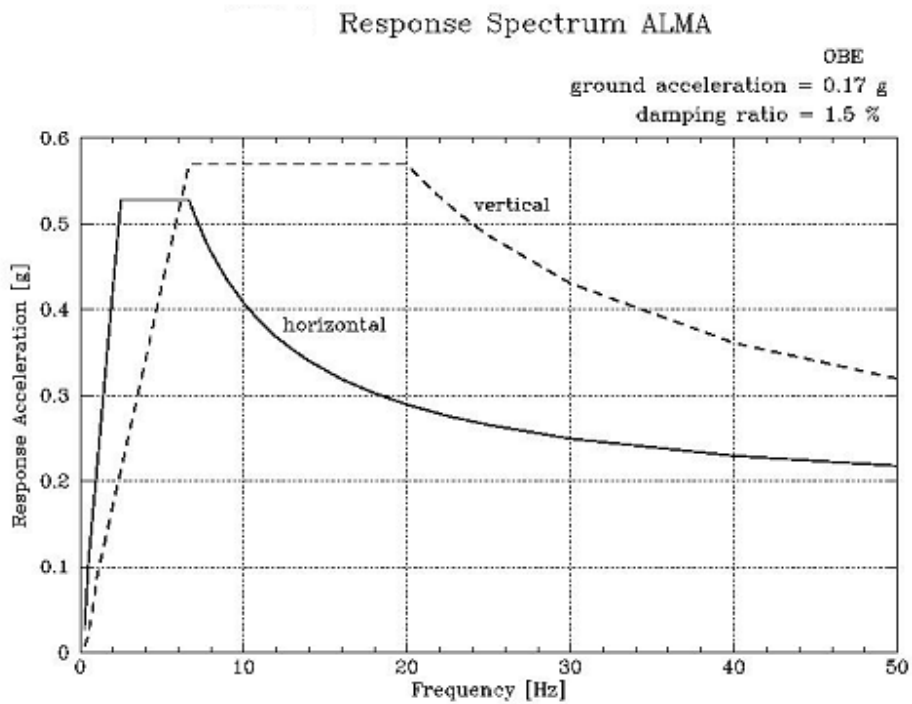


Figura 8-2: Espectro de respuesta para $ga=0.17g$ y $dr=1.5\%$.

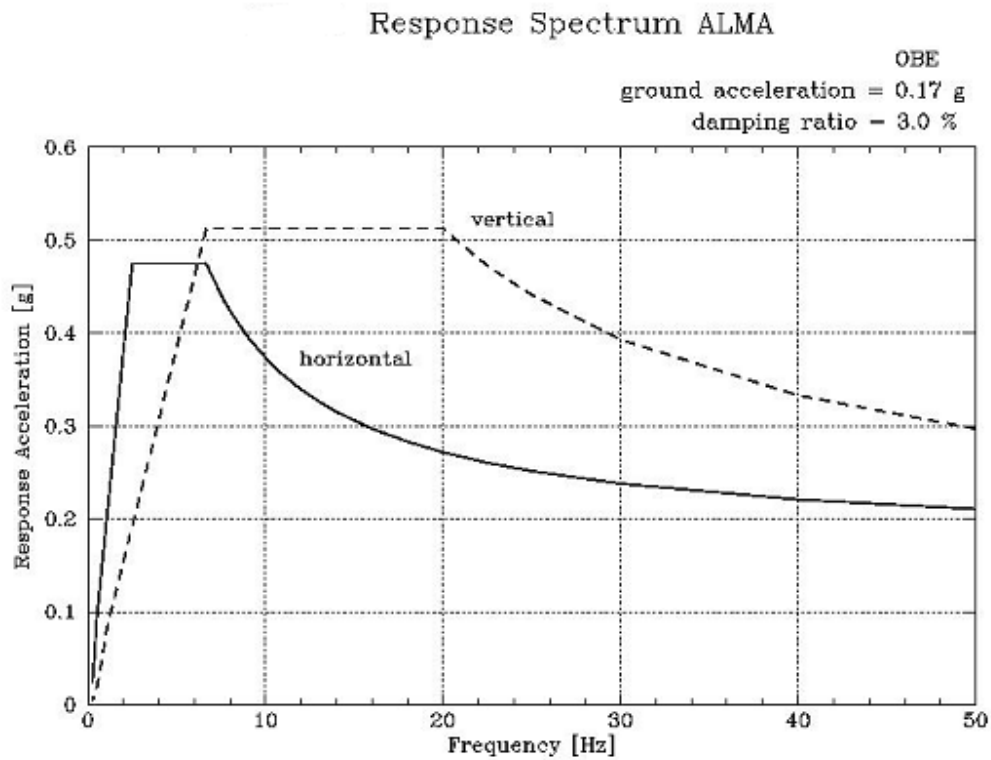


Figura 8-3: Espectro de respuesta para $g_a=0.17g$ y $dr=3\%$.

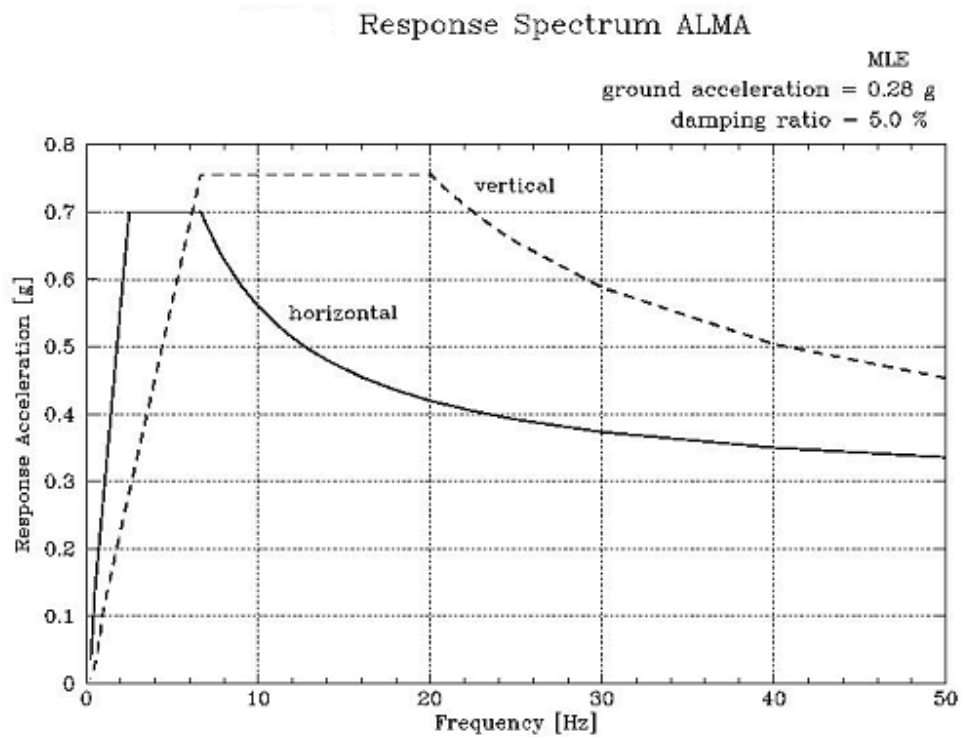


Figura 8-4: Espectro de respuesta para $g_a=0.28g$ y $dr=5\%$.

8.2 Anexo B

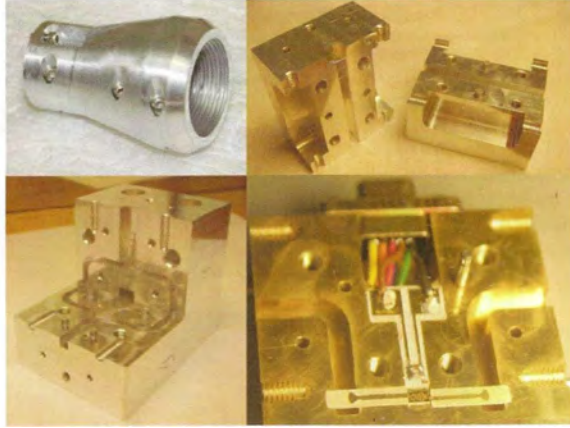


Figura 8-5: Piezas construidas con CNC de Astronomía

8.3 Anexo C

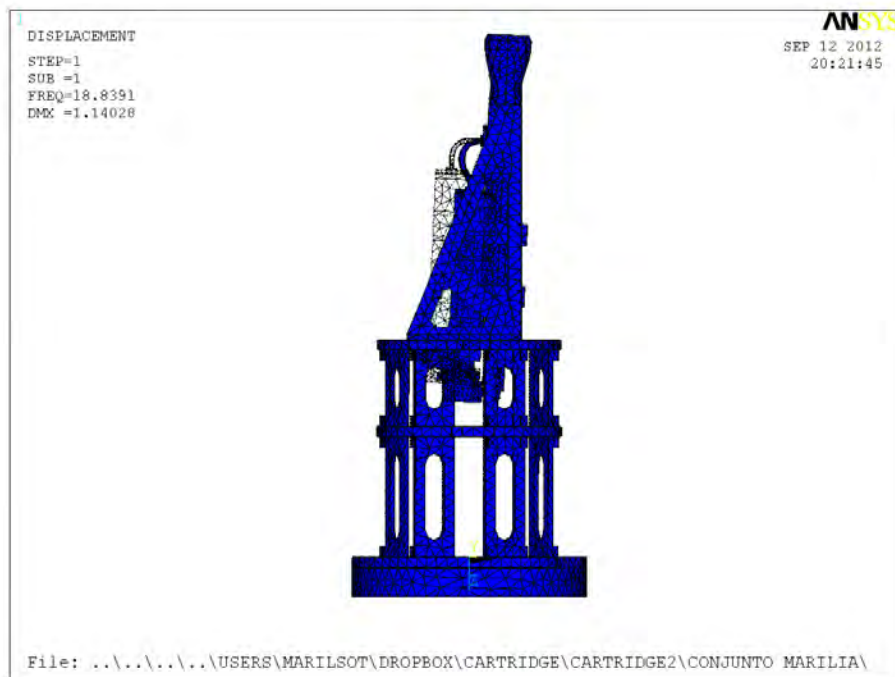


Figura 8-6: Modo 1 para el Modelo 1

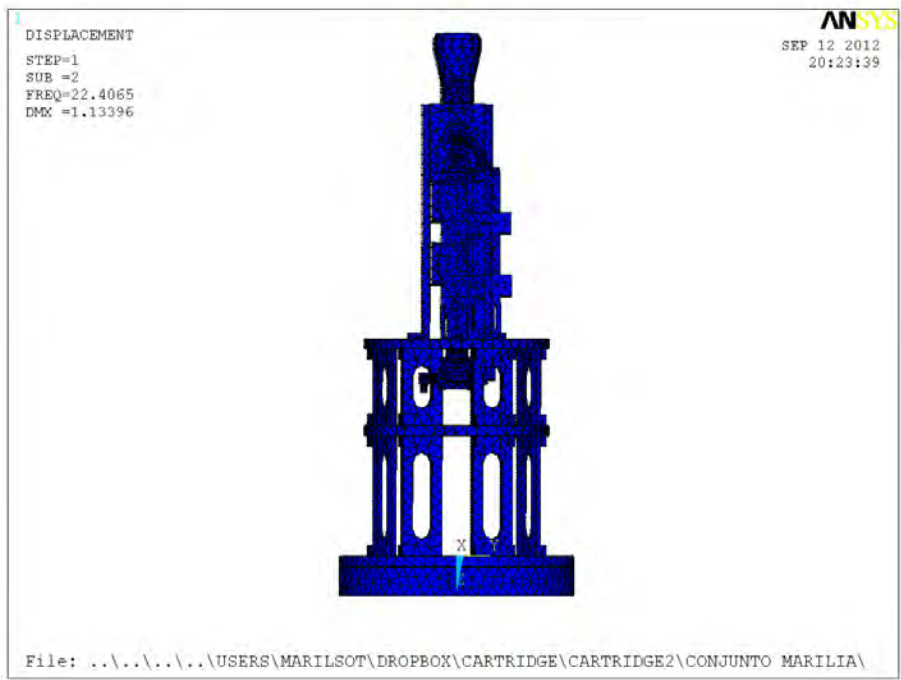


Figura 8-7: Modo 2 para el Modelo 1

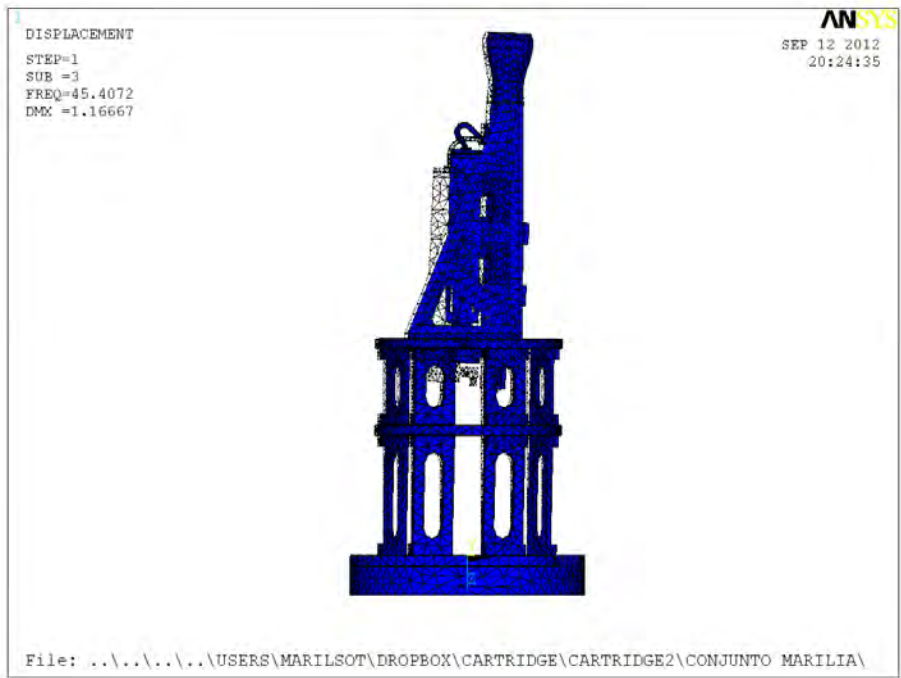


Figura 8-8: Modo 3 para el Modelo 1

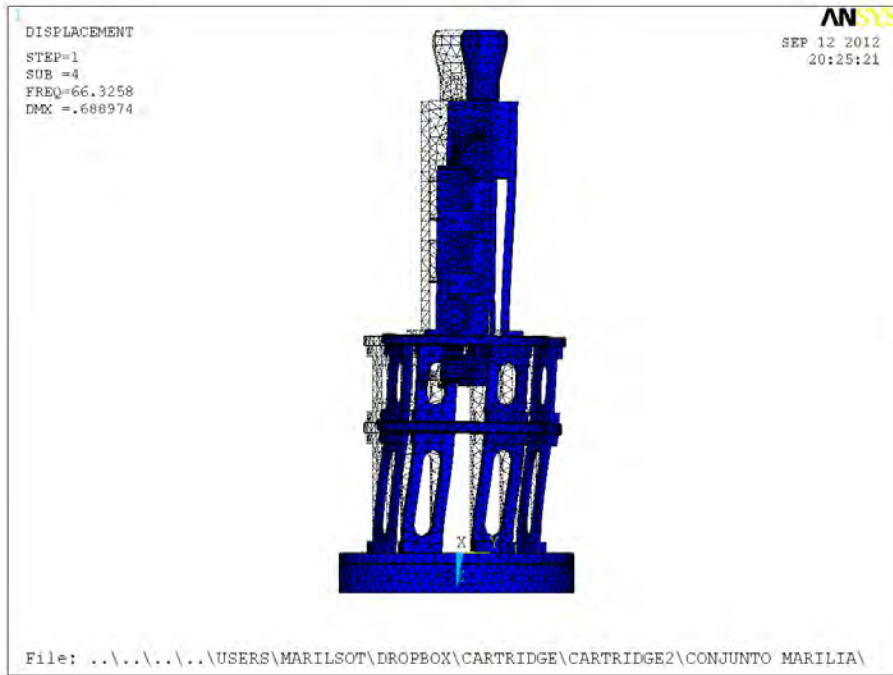


Figura 8-9: Modo 4 para el Modelo 1

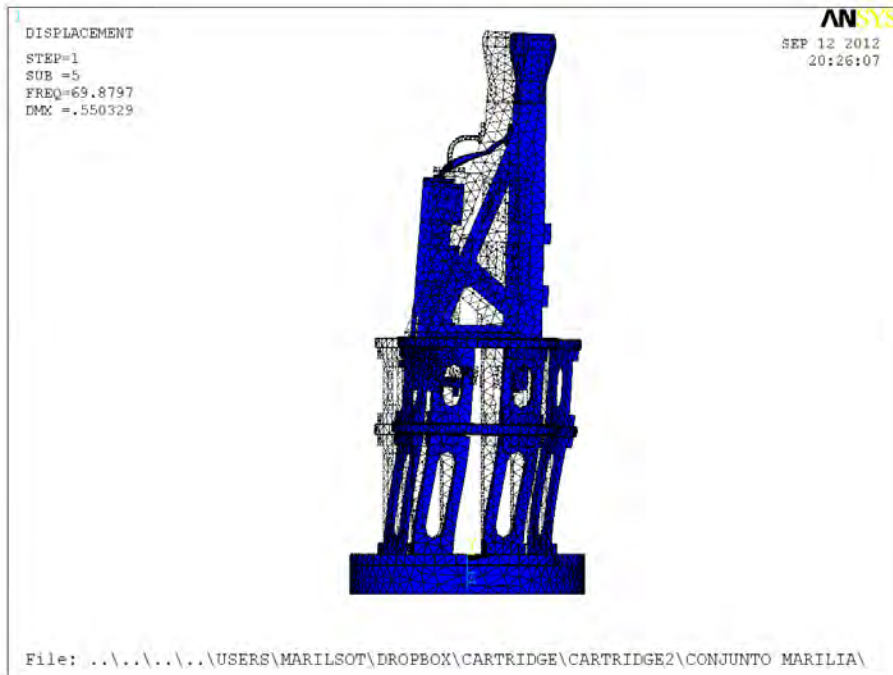


Figura 8-10: Modo 5 para el Modelo 1

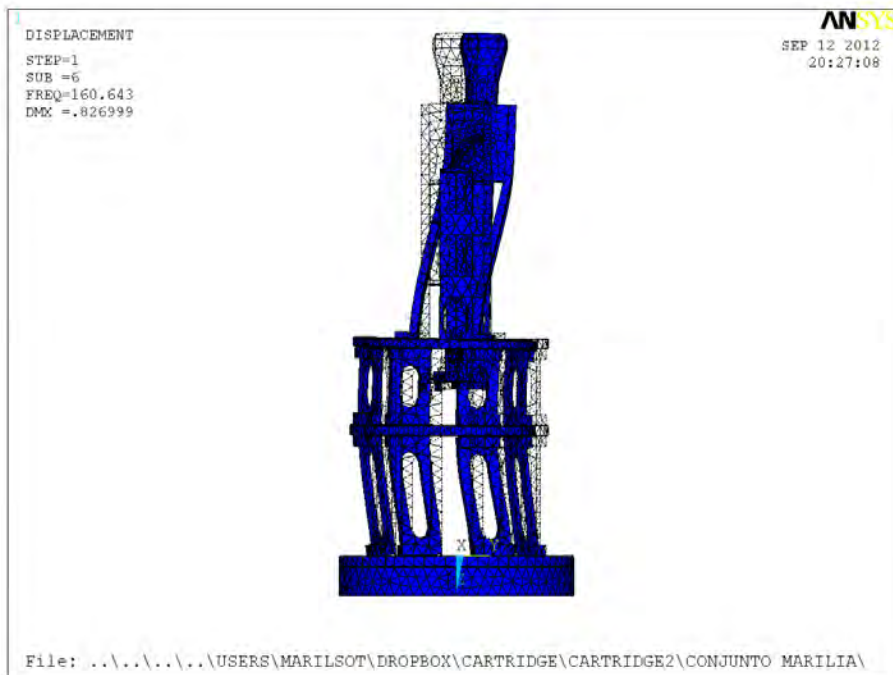


Figura 8-11: Modo 6 para el Modelo 1

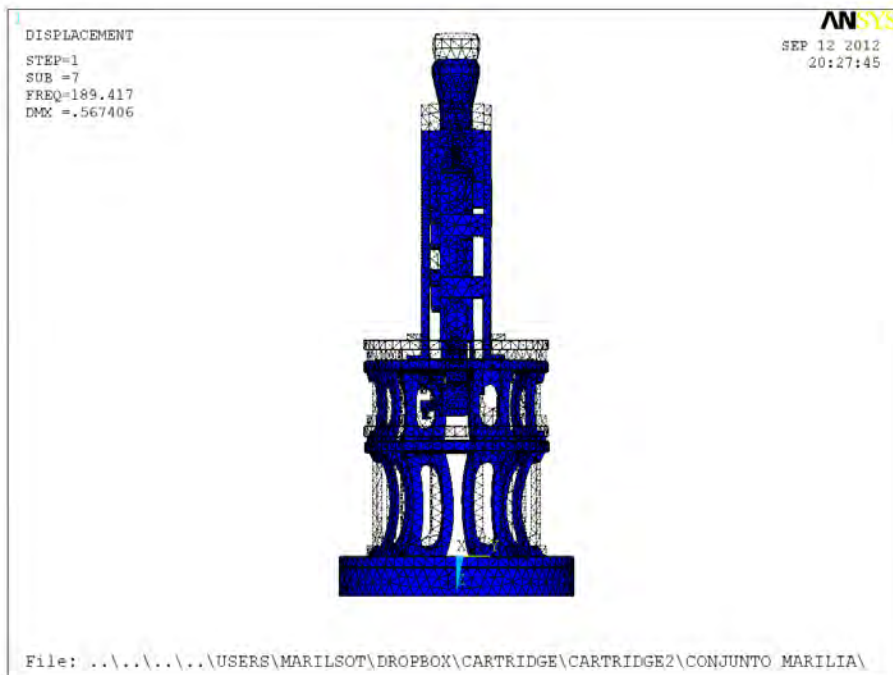


Figura 8-12: Modo 7 para el Modelo 1

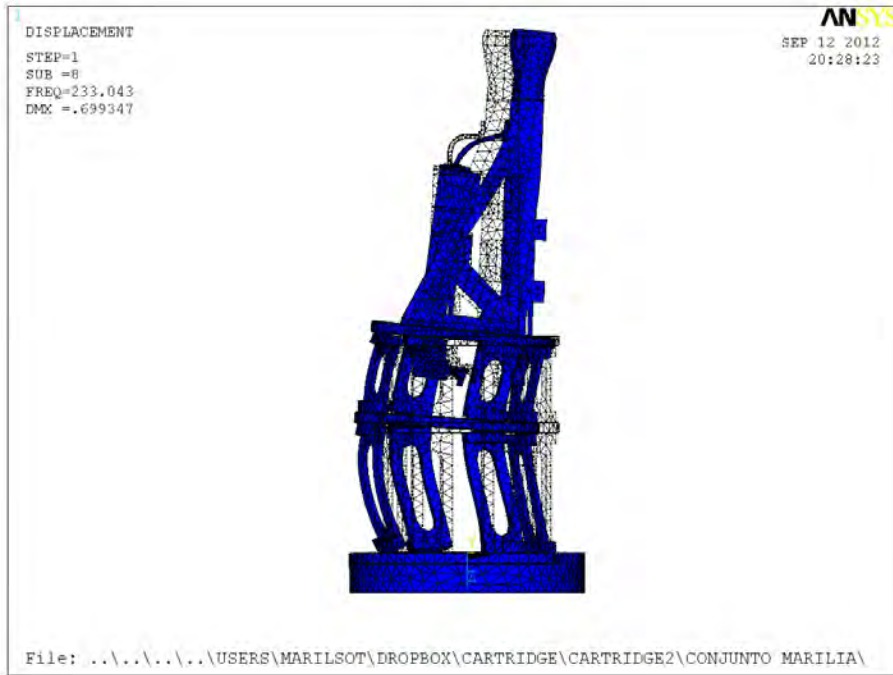


Figura 8-13: Modo 8 para el Modelo 1

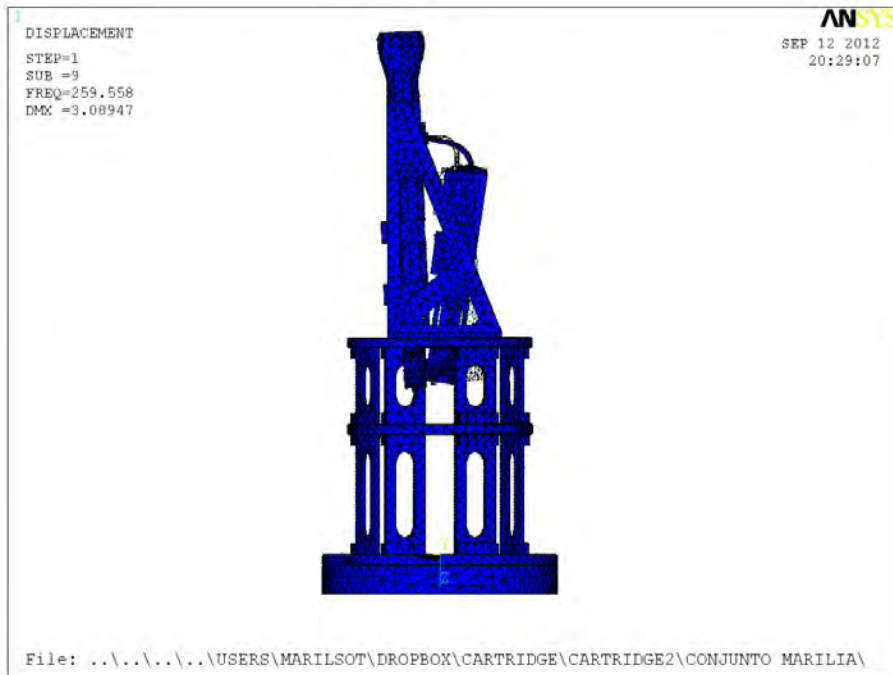


Figura 8-14: Modo 9 para el Modelo 1

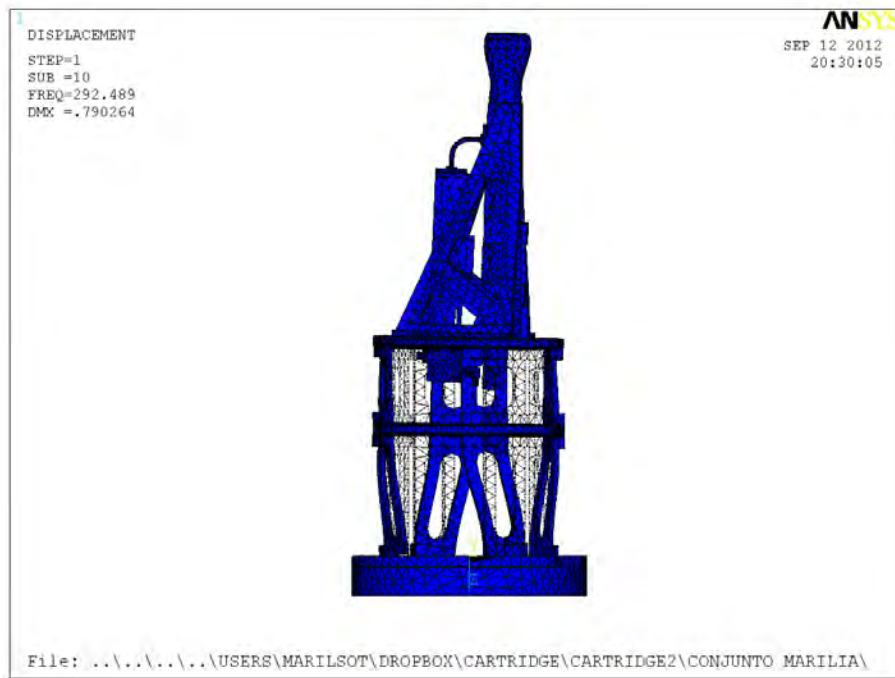


Figura 8-15: Modo 10 para el Modelo 1

8.4 Anexo D

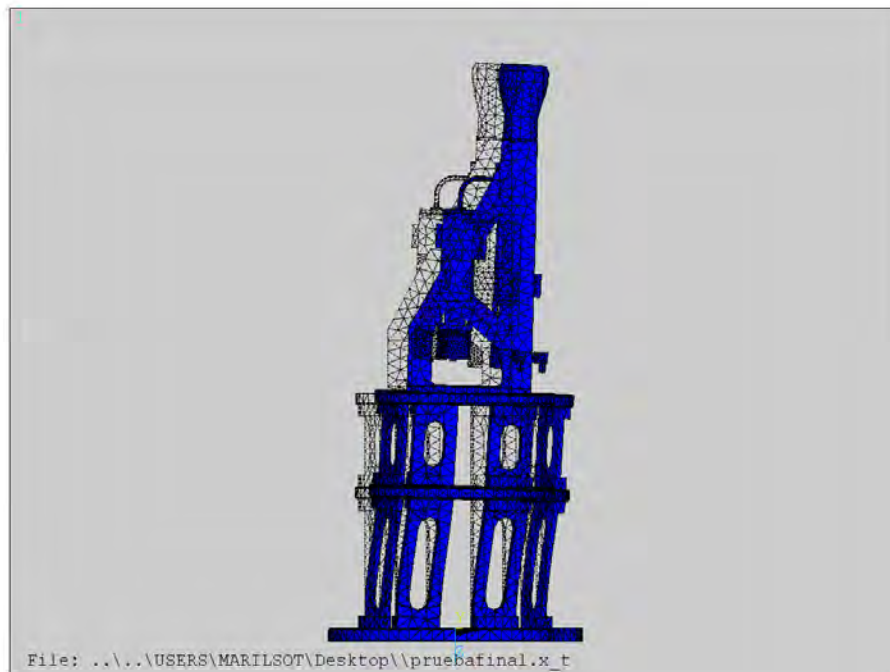


Figura 8-16: Modo 1 para el Modelo 2 final

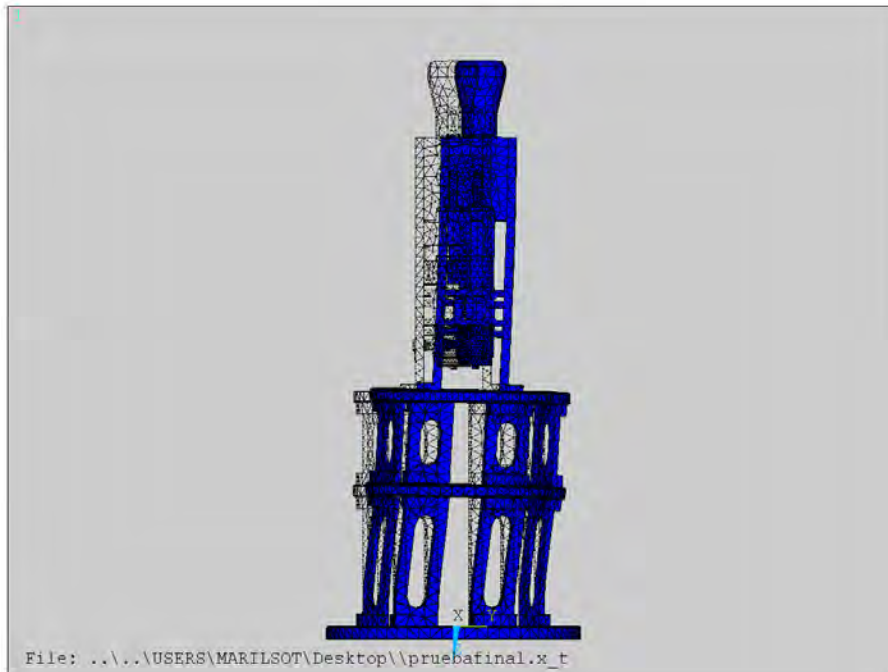


Figura 8-17: Modo 2 para el Modelo 2 final

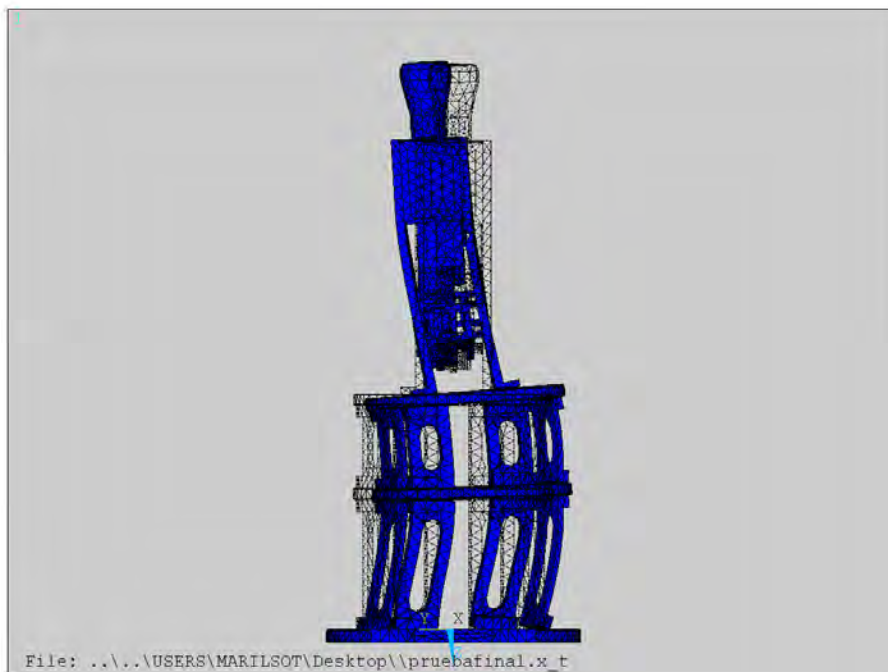


Figura 8-18: Modo 3 para el Modelo 2 final

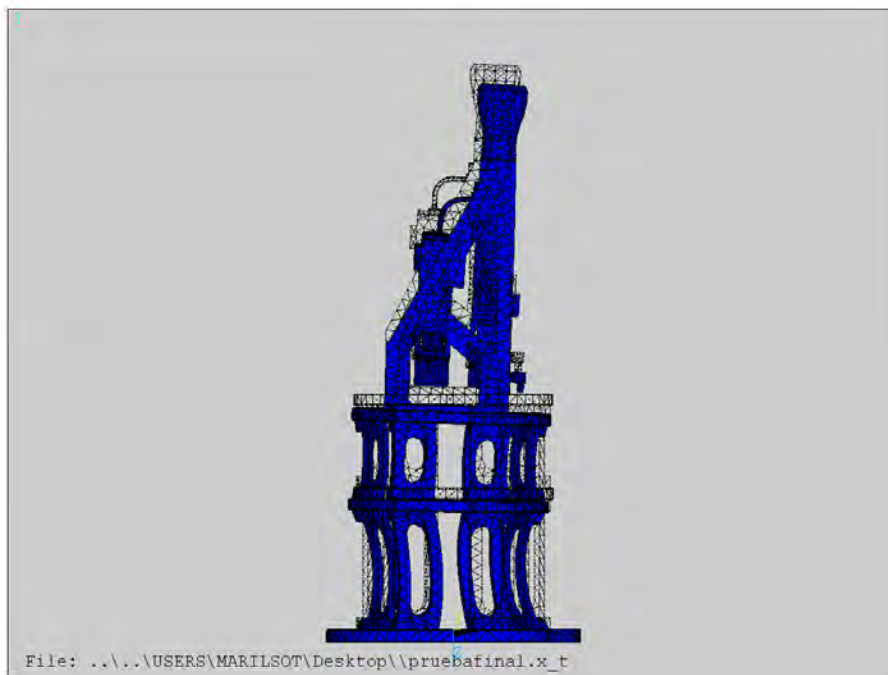


Figura 8-19: Modo 4 para el Modelo 2 final

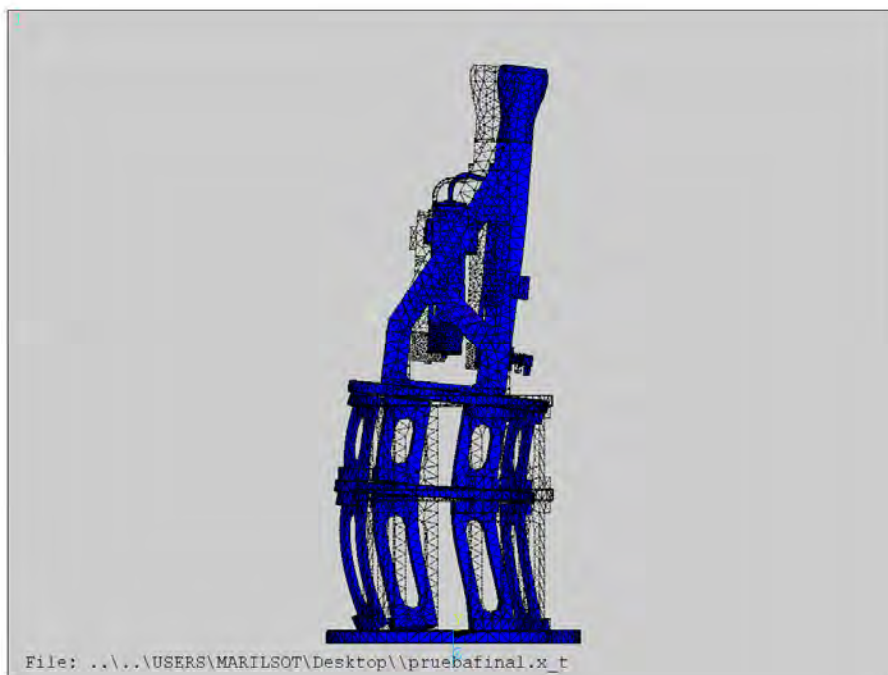


Figura 8-20: Modo 5 para el Modelo 2 final

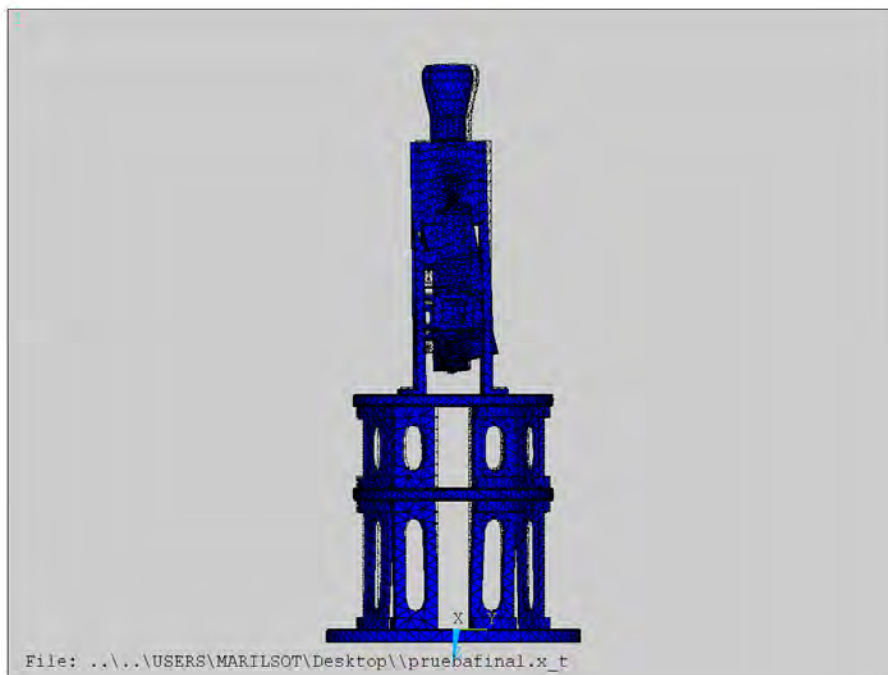


Figura 8-21: Modo 6 para el Modelo 2 final

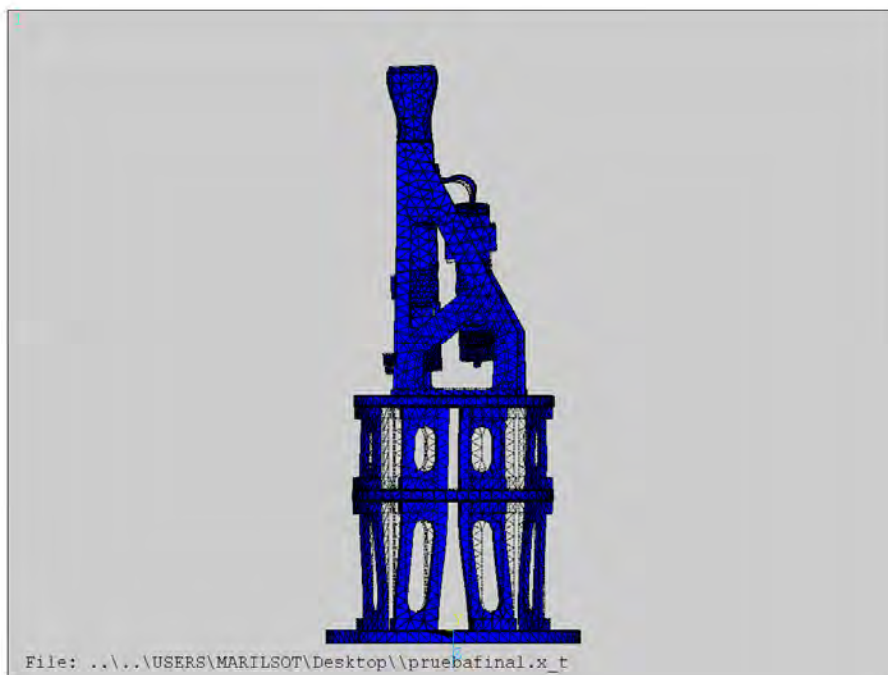


Figura 8-22: Modo 7 para el Modelo 2 final

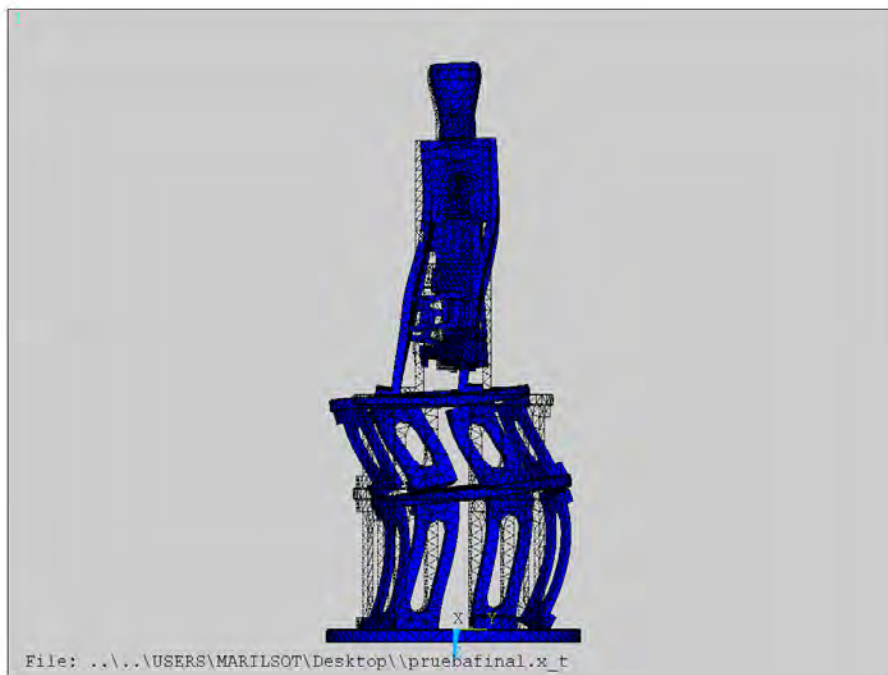


Figura 8-23: Modo 8 para el Modelo 2 final

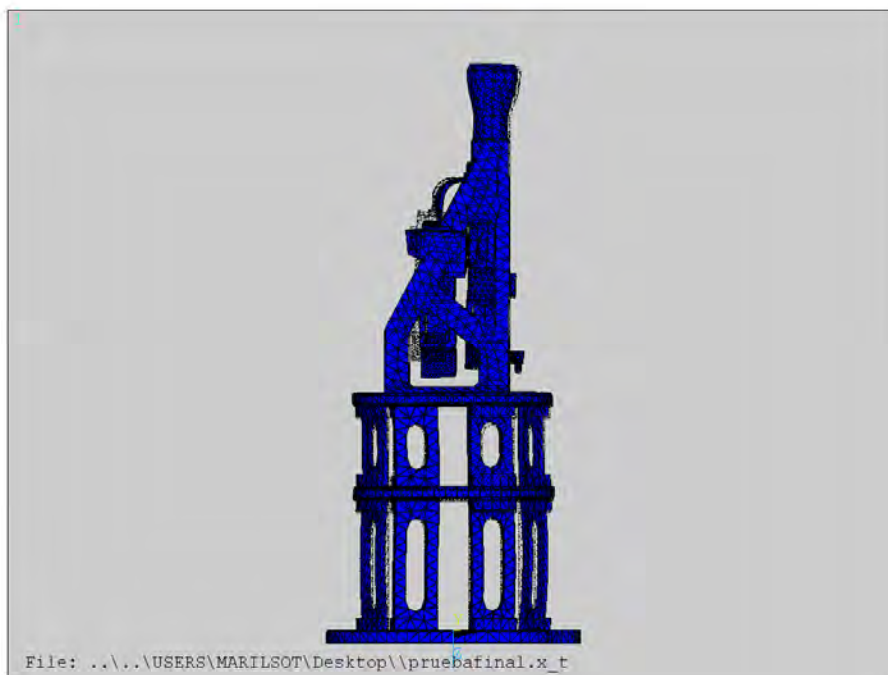


Figura 8-24: Modo 9 para el Modelo 2 final

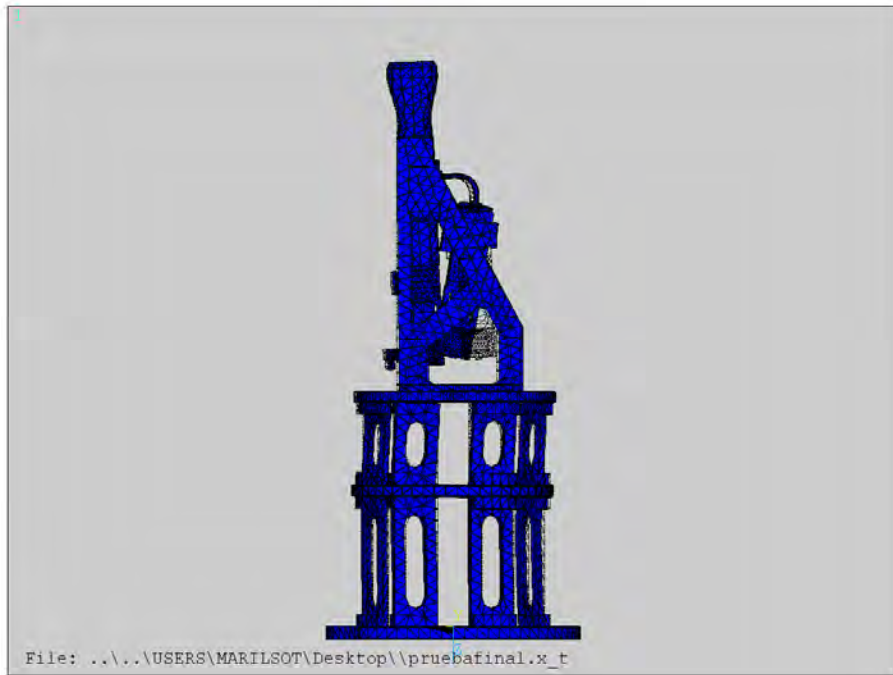


Figura 8-25: Modo 10 para el Modelo 2 final