



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Marítima, Ciencias Biológicas,
Oceánicas y Recursos Naturales**

**“EXPERIMENTACIÓN DE LA RESPUESTA DEL MODELO DE UN
MÁSTIL POR VIBRACIÓN ALEATORIA DE LA BASE”**

INFORME DE PROYECTO INTEGRADOR

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO NAVAL

JONATHAN ALEXANDER MORÁN ARELLANO

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2017

AGRADECIMIENTOS

Primero a Dios por bendecirme con salud para obtener mis logros. A mis padres María y Jimmy por su amor y ayuda incondicional. A mi querido hermano Robin por ser el reflejo del esfuerzo futuro. A mi tutor José R. Marín López por la formación brindada en el inicio de mi vida profesional y la realización de este proyecto.

DEDICATORIA

A mi madre le dedico todo mi esfuerzo realizado para la obtención de este proyecto. Con todo el amor y el cariño que ella me brinda cada día de mi existencia.

TRIBUNAL DE EVALUACIÓN

José R. Marín López

PROFESOR EVALUADOR

Nadia R. Muñoz Agila

PROFESOR EVALUADOR

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad y la autoría del contenido de este Trabajo de Titulación, me(nos) corresponde exclusivamente; y doy(damos) mi(nuestro) consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

.....
Jonathan Alexander Morán Arellano

RESUMEN

En este trabajo se desarrollaron pruebas experimentales para analizar la respuesta vibratoria del modelo de un mástil debido al movimiento de su base. El trabajo experimental se dividió en dos etapas: pruebas senoidales y la experimentación con movimiento aleatorio de la base siguiendo la recomendación de la norma MIL-STD-810G. Se desarrolló el conteo de máximos locales y del rango de ciclos de esfuerzos desarrollados para en el futuro estimar la vida útil de acuerdo a criterios de fatiga. Para esto primero se realizó el diseño y construcción de una mesa vibratoria con capacidad de transmitir el movimiento del vibrador disponible en el laboratorio de Ingeniería Naval en dirección horizontal. El espécimen probado corresponde al modelo de un mástil instalado en las lanchas rápidas LP – AST – 2106 construidas por ASTINAVE E.P.

Las pruebas con movimiento senoidal de la base permitieron identificar frecuencias naturales y modos de vibración del sistema, que se manifiestan con incrementos de respuesta por resonancias. Se realizaron dos grupos de pruebas colocando al espécimen en direcciones perpendiculares entre sí, con un barrido de frecuencias de 1 a 100 Hz. Durante las pruebas se registraron tres señales de deformación unitaria y dos de aceleración, con una razón de 1000 registros/segundo, y con una integración de 0.00027 segundos para la digitalización. Se pudo identificar dos frecuencias naturales ubicadas en los rangos entre en dos rangos de frecuencias, la primera entre 15 y 40 Hz, y, la segunda entre 35 y 55 Hz. Luego se realizó un análisis del modelo del mástil utilizando el programa ANSYS R17.2 que emplea el método de Elementos Finitos para calcular la respuesta del modelo por movimiento armónico de la base. El modelo estructural emplea

67594 nodos que sirven para definir 68006 elementos con un tamaño promedio de 3 mm. Estos resultados numéricos muestran resonancias entre 40 y 45 Hz, y, entre 50 y 55 Hz, con movimiento en dirección Y, y, entre 40 y 45 Hz y, entre 65 y 70 Hz con movimiento en dirección X.

Luego imponiendo un movimiento aleatorio sobre la base del modelo del mástil, se analizó la respuesta empleando los mismos parámetros de medición que en el caso de excitación senoidal. Siguiendo la norma MIL-STD-810G para ensayos de laboratorio, se realizaron pruebas con el espécimen en dirección X y Y, y en cada dirección se obtuvieron registros que acoplados conforman un total de 30 minutos de vibración aleatoria para dos niveles de densidad espectral de aceleración de la base del mástil, 0.0001 y 0.0002 g^2/Hz . Con los máximos locales se prepararon histogramas y se los comparó con los obtenidos aplicando una función de densidad probabilística de Rayleigh, empleando la media cuadrada como su parámetro representativo. Finalmente, aplicando el algoritmo de conteo de ciclos denominado "Rainflow" se contabilizó los ciclos y se preparó histogramas de frecuencia en función del rango de esfuerzo; esta información puede usarse en el futuro para análisis de fatiga.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA	iii
TRIBUNAL DE EVALUACIÓN	iv
DECLARACIÓN EXPRESA	v
RESUMEN.....	vi
ÍNDICE GENERAL	viii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1.....	5
1. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DEL EXPERIMENTO.....	5
1.1 Descripción del equipo vibrador	5
1.2 Detalle del modelo del mástil	8
1.3 Diseño de la mesa vibratoria.....	10
1.4 Construcción de la mesa vibratoria	14
1.5 Registro de datos de las pruebas.....	17
CAPÍTULO 2.....	24
2. EXPERIMENTACIÓN CON PRUEBAS SENOIDALES	24
2.1 Resultados de pruebas senoidales	24
2.2 Resultados Numéricos	35
2.3 Resumen de Resultados.....	40
CAPÍTULO 3.....	52
3. EXPERIMENTACIÓN CON PRUEBAS ALEATORIAS	52
3.1 Pruebas experimentales con movimiento aleatorio de la base	52
3.2 Distribución de máximos locales	56
3.3 Distribución de ciclos	68
CONCLUSIONES	76
RECOMENDACIONES.....	77
BIBLIOGRAFIA.....	78
ANEXOS	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Componentes principales del sistema de vibración.....	5
Figura 1.2: Modelo del mástil a escala.....	8
Figura 1.3: Vibrador rotado 90° impulsando a la mesa vibratoria	10
Figura 1.4: Armadura de agarre conectada al vibrador	11
Figura 1.5: Sistema de deslizamiento	12
Figura 1.6: Modo de uso y dimensiones principales (mm) de los rodamientos lineales SKF LBBR 16-2LS.....	12
Figura 1.7: Sistema de alineamiento (Vista Lateral).....	13
Figura 1.8: Perfil de conexión entre la armadura de agarre y el vibrador	14
Figura 1.9: Proceso de corte y soldadura de la base	15
Figura 1.10: Dimensiones principales de la base de acero	15
Figura 1.11: Construcción del sistema de deslizamiento.....	16
Figura 1.12: Mesa vibratoria construida	17
Figura 1.13: Ejemplo de configuración de prueba senoidal típica	18
Figura 1.14: Hoja de registro para pruebas senoidales	19
Figura 1.15: Registro de micro-deformaciones unitarias vs tiempo (s)	20
Figura 1.16: Registro de aceleración (mV) vs tiempo (s).....	20
Figura 1.17: Ejemplo de configuración de prueba aleatoria típica	21
Figura 1.18: Hoja de registro para pruebas aleatorias	22
Figura 1.19: Registro de micro-deformaciones unitarias vs tiempo (s)	23
Figura 1.20: Registro de aceleración (mV) vs tiempo (s).....	23
Figura 2.1: Ubicación de dispositivos de medición.....	24
Figura 2.2: Punto de instalación de los extensómetros	25
Figura 2.3: Filtración de señal de micro deformación unitaria	26
Figura 2.4: Resultados típicos de pruebas experimentales	29
Figura 2.5: Ubicación de dispositivos de sensores en dirección Y	30

Figura 2.6: Comparación de pruebas experimentales en dirección Y.....	31
Figura 2.7: Frecuencias Naturales experimentales en dirección Y	32
Figura 2.8: Ubicación de dispositivos de sensores en dirección X	33
Figura 2.9: Comparación de pruebas experimentales en dirección X.....	34
Figura 2.10: Modelo geométrico (a) y Modelo estructural (b)	35
Figura 2.11: Variación en el tamaño de los elementos.....	36
Figura 2.12: Condiciones de frontera del modelo, dirección Y	37
Figura 2.13: Respuesta armónica del modelo de 0 a 100 Hz en Dirección Y	38
Figura 2.14: Respuesta armónica del modelo de 0 a 100 Hz en Dirección X.....	39
Figura 2.15: Respuesta de micro deformación Unitaria en “h1”, dirección Y	41
Figura 2.16: Respuesta de micro deformación unitaria en “B”, dirección Y	42
Figura 2.17: Respuesta de micro deformación unitaria en “A”, dirección Y	43
Figura 2.18: Respuesta de aceleración en “4371”, dirección Y	44
Figura 2.19: Respuesta de aceleración en “4370”, dirección Y	45
Figura 2.20: Respuesta de micro deformación unitaria en “g1”, dirección X.....	46
Figura 2.21: Respuesta de micro deformación unitaria en “B”, dirección X	47
Figura 2.22: Respuesta de micro deformación unitaria en “A”, dirección X	48
Figura 2.23: Respuesta de aceleración en “4371”, dirección X	49
Figura 2.24: Respuesta de aceleración en “4370”, dirección X	50
Figura 3.1: Densidad espectral de aceleración teórica [2].....	52
Figura 3.2: Niveles de densidad espectral de aceleración para el movimiento del vibrador [2].....	53
Figura 3.3: Resultados típicos de pruebas experimentales aleatorias.....	55
Figura 3.4: Filtración de señal de micro deformación unitaria	56
Figura 3.5: Cálculo de máximos locales para la señal “h1”, dirección “Y”	58
Figura 3.6: Cálculo de máximos locales para la señal “h1”, dirección “X”	59
Figura 3.7: Cálculo de máximos locales para la señal “B”, dirección “Y”	60
Figura 3.8: Cálculo de máximos locales para la señal “B”, dirección “X”	61
Figura 3.9: Cálculo de máximos locales para la señal “A”, dirección “Y”	62
Figura 3.10: Cálculo de máximos locales para la señal “A”, dirección “X”	63

Figura 3.11: Cálculo de máximos locales para la señal “4371”, dirección “Y”	64
Figura 3.12: Cálculo de máximos locales para la señal “4371”, dirección “X”	65
Figura 3.13: Cálculo de máximos locales para la señal “4370”, dirección “Y”	66
Figura 3.14: Cálculo de máximos locales para la señal “4370”, dirección “X”	67
Figura 3.15: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “h1”, dirección “Y”	69
Figura 3.16: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “g1”, dirección “X”	70
Figura 3.17: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “B”, dirección “Y”	71
Figura 3.18: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “B”, dirección “X”	72
Figura 3.19: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “A”, dirección “Y”	73
Figura 3.20: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal “A”, dirección “X”	74
ANEXO 1	
Figura 1. Elaboración de Planchas	81
Figura 2. Elaboración de tubos verticales	81
Figura 3. Extrusión de superficies cilíndricas tipo tubos	82
Figura 4. Unión de tubos transversales.....	82
Figura 5. Modelo geométrico	83
Figura 6. Módulo para calcular respuesta armónica.....	83
Figura 7. Proceso para preparar el modelo estructural	85
Figura 8. Asignación de espesor y propiedad del elemento “Parte 1”	85
Figura 9. Menú para configurar el enmallado de los elementos	86
Figura 10. Conexión entre los tubos verticales y plancha de fondo.....	86
Figura 11. Comparación de los elementos conectados por medio de malla.....	87
Figura 12: Condiciones de frontera del modelo.....	88
Figura 13: Definición del movimiento senoidal	88
Figura 14: Selección de los nodos de solución	89
Figura 15: Solución del sistema en un punto de deformación unitaria.....	90
Figura 16: Respuesta armónica del mástil en dirección Y.....	91
Figura 17: Respuesta armónica del mástil en dirección X.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Especificaciones físicas del equipo de vibración	6
Tabla 1.2: Especificaciones de los límites de operación del equipo de vibración	7
Tabla 1.3: Propiedades principales del Aluminio 5083 – H111.....	9
Tabla 2.1: Registro de pruebas senoidales realizadas	28
Tabla 2.2: Cálculo de frecuencias naturales del modelo	36
Tabla 2.3: Variación porcentual de frecuencias naturales	36
Tabla 2.4: Rangos de picos de respuesta senoidal.....	51
Tabla 3.1: Registro de pruebas aleatorias realizadas	54

INTRODUCCIÓN

En el diseño estructural de un buque comúnmente no se considera explícitamente la naturaleza de las cargas aleatorias sino más bien se las asume como de tipo determinístico equivalente. Un fenómeno aleatorio es por definición considerado impredecible, es decir no se puede establecer su valor en un futuro instante de tiempo [1]. Entonces por la dificultad en la predicción de estos valores es común recurrir al sobredimensionamiento de las estructuras, lo cual podría significar un desperdicio de recursos. Por esto es importante considerar la aplicación de conceptos probabilísticos en el diseño de sistemas reales.

Una herramienta utilizada comúnmente para describir un fenómeno aleatorio es la función de densidad espectral. Para esto un fenómeno aleatorio puede considerarse como la combinación infinita de armónicos simples y cada uno de éstos contribuye con parte de energía de todo el suceso. La función de densidad espectral describe la distribución de la contribución de los armónicos simples dependientes de la frecuencia en el fenómeno completo. La función espectral en el caso de estructuras marinas tiene un componente aleatorio inducido por la variación de las velocidades de crucero, estados de mar, maniobras, maquinarias, etc. De manera que para abordar la exposición total de un material a lo largo de la vida útil en un buque se utiliza como una cruda definición la distribución de densidad espectral recomendada en el método 528, anexo D, MIL [2].

La respuesta de una estructura que responde a una carga aleatoria se puede describir a través de su densidad espectral. Esta función de la respuesta se puede calcular como el producto del cuadrado de la función de respuesta o también llamado RAO (del inglés "Response Amplitude Operator") y la densidad espectral de la carga actuante [1]. En un diseño se necesita conocer los valores extremos de un evento y la función densidad probabilística de máximos puede estimarse a partir de la función densidad espectral de la respuesta.

Los mástiles son estructuras típicamente utilizadas para soportar antenas y pesos concentrados en buques, y por su diseño tienen comúnmente baja rigidez flexural. Los movimientos del barco son relativamente de baja frecuencia, pero la estructura sujeta al mástil responderá a una combinación de frecuencias propias de su geometría y la debida al movimiento de su base. Existen diversos métodos para la medición directa de la respuesta de un mástil sometido a condiciones de trabajo comunes en una embarcación [3]. Sin embargo, resulta inusual analizar una estructura que desde su diseño debería involucrar un análisis vibracional completo. Por esto es conveniente realizar ensayos con modelos a escala simulando condiciones de trabajo, analizar resultados y finalmente mejorar su diseño.

Existe poca información sobre trabajos de tipo experimental para el análisis modal de mástiles. Para especificar el espectro de la base de la estructura de un modelo, la referencia [2] recomienda en general utilizar un movimiento que cubre la exposición aleatoria de frecuencias a bordo de un buque. En la referencia [3] se hizo un análisis teórico experimental de un mástil principal a raíz de problemas de vibración como consecuencia de modificaciones en su estructura; se realiza una estimación de frecuencias naturales con el método de elementos finitos y luego se compara con mediciones del mástil cuando el buque estaba navegando. En el campo de la industria automovilística, el trabajo de la referencia [4], considera principalmente los efectos de vibración aleatoria de un motor real para hallar su valor de transmisibilidad, que es la relación adimensional de la respuesta de salida y la excitación de entrada proporcionada. En este trabajo se propone desarrollar pruebas experimentales para analizar la respuesta vibratoria del modelo de un mástil debido al movimiento aleatorio de su base. Para ello, se va a aplicar excitaciones senoidales y aleatorias, que permitan respectivamente identificar frecuencias naturales y modos de vibración del sistema, y, analizar el espectro de la respuesta para compararlo con la aplicación de conceptos probabilísticos.

OBJETIVO GENERAL

Analizar experimentalmente la respuesta del modelo de un mástil sometido a la excitación aleatoria de su base.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir una mesa vibratoria para adaptarse con el vibrador del laboratorio de Ingeniería Naval.
- Aplicar excitaciones senoidales a la base del modelo del mástil para identificar frecuencias naturales del sistema y compararlas con resultados obtenidos con el método de elementos finitos.
- Analizar la respuesta del modelo luego de aplicar excitaciones aleatorias en la base con el espectro de la respuesta y el estimado con aplicaciones probabilísticas.

HIPÓTESIS

La función de distribución de Rayleigh es adecuada para predecir los máximos de la respuesta de un mástil cuando la base vibra con movimiento aleatorio con una densidad espectral según la normal MIL-STD-810G [2].

BENEFICIOS

En el medio de la construcción naval local se tiene poca intervención de pruebas experimentales con señales aleatorias para el diseño de una estructura. A partir de resultados experimentales será posible validar formulaciones para predecir estadísticamente máximos de respuesta ante un medio real con excitaciones de tipo aleatoria. Con este trabajo se da también paso al estudio de fatiga de materiales en el ámbito estructural de buques. De este modo se amplía el campo de estudio y aplicación del diseño estructural con cargas dinámicas provocadas a bordo de un buque.

METODOLOGÍA

- Se construye una mesa vibratoria para transmitir el movimiento horizontal del vibrador a la base del modelo del mástil.
- Se aplican señales senoidales al mástil para reconocer las frecuencias naturales del sistema en una condición específica y compararlas con el modelo de elementos finitos utilizando ANSYS.
- Se aplican señales aleatorias para analizar la respuesta de la estructura y comparar la confiabilidad de la formulación de Rayleigh para predecir máximos en una estructura del mismo tipo.

CAPÍTULO 1

1. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DEL EXPERIMENTO

1.1 Descripción del equipo vibrador

El vibrador es un equipo electrodinámico que consiste en un excitador y un amplificador de potencia lineal acoplado directamente. El equipo disponible en el laboratorio de Ingeniería Naval es de la marca Vibration Research modelo VR5800. A continuación, se presenta un esquema genérico de los componentes enlazados como un circuito cerrado:

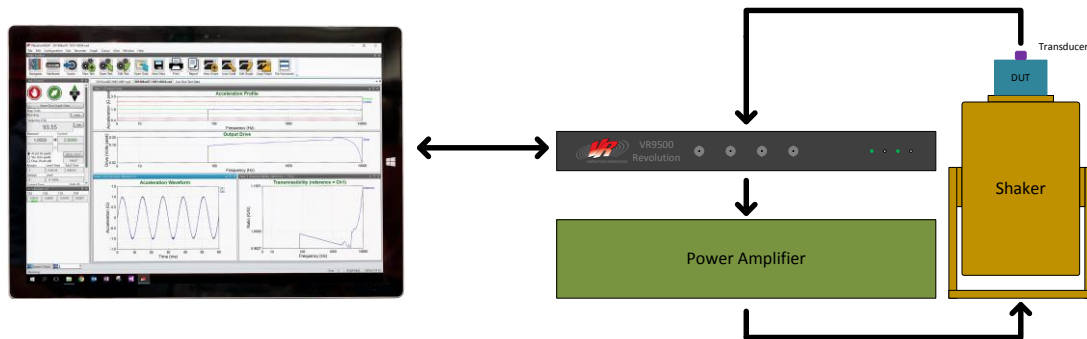


Figura 1.1: Componentes principales del sistema de vibración

FUENTE: Fundamentals of Vibration Testing.ppt por Jade Vande Kamp

Los vibradores electrodinámicos utilizan electricidad y bobinas de alambre para mover el cuerpo central de vibrador por medio de un campo magnético. La potencia requerida para realizar este trabajo es entregada por un amplificador de poder conectado a un control principal. Este controlador de vibración es un dispositivo que proporciona la señal de salida al amplificador y luego mide la señal de entrada desde un sensor de control ubicado en la placa superior del vibrador.

El sensor de control de un vibrador electrodinámico se denomina transductor, y el más común para este tipo de sistemas es el acelerómetro. Este es un sensor piezoeléctrico que genera energía eléctrica en respuesta a una excitación mecánica. El tipo de acelerómetro recomendado para el vibrador VR5800 debe ser de alta sensibilidad (al menos 100 mV/g) y de modo de voltaje IEPE, que se refiere a un tipo de transductor que incluye un amplificador de carga incorporado.

Características del vibrador VR5800

El vibrador electrodinámico disponible en el Laboratorio de Ingeniería Naval cuenta con los siguientes parámetros físicos y de operación:

Característica	
Dimensiones	21" Alto, 14.5" Ancho y 14" Largo
Diámetro del cilindro	13"
Peso del Vibrador	475 libras
Enfriamiento	Ventilador de refrigeración
Resonancia Fundamental sin carga	3000 – 4000 Hz
Carga muerta máxima	60 libras

Tabla 1.1: Especificaciones físicas del equipo de vibración

Característica	
Fuerza senoidal	500 Lbs. fuerza pico-pico
Fuerza aleatoria	350 Lbs. fuerza RMS aleatoria
Fuerza choque	875 Lbs. pico choque
Rango de frecuencias	DC a 4500 Hz
Aceleración máxima	100 g pico-pico, sin carga
	50 g pico-pico, 5 Lb. de carga
	11 g pico-pico, 40 Lb. de carga

Característica	
Velocidad máxima	85 pulg./seg. pico-pico
Máximo desplazamiento	
Continuo	1.0 pulgada, pico-pico, sin carga
Entre interrupciones	1.1 pulgadas, pico-pico, sin carga
Potencia requerida	6000 VA @ 208-230V, 1Ø, 50/60 Hz

Tabla 1.2: Especificaciones de los límites de operación del equipo de vibración

Configuración del programa de control del vibrador

Al inicio de las pruebas, el usuario debe ingresar en el programa de control la masa que se desea hacer oscilar. Internamente el programa de control calcula la fuerza requerida, y si se excede el permisible presenta en la pantalla una señal de advertencia, y no procede a la prueba. Considerando los valores de la tabla 1.2, se debe calcular la fuerza requerida previa al ensayo para no sobrepasar las limitaciones y provocar daños en el equipo. La fuerza que va a ejercer el vibrador se puede calcular como:

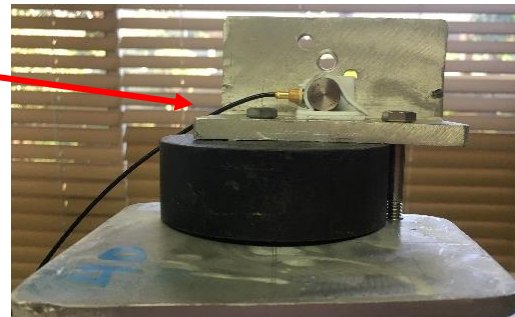
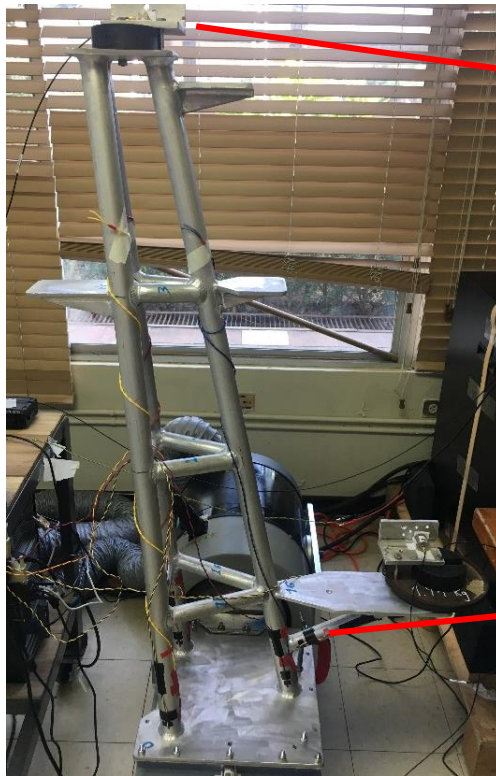
$$F = M * a * fs$$

Donde:

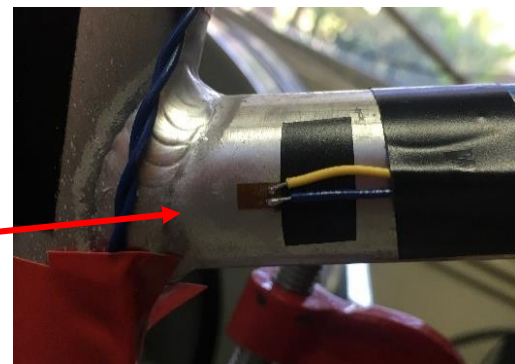
- M = Es la masa total que se desea mover, y corresponde a la suma de las masas de la armadura móvil y la del espécimen de prueba. No puede ser mayor a 60 libras en caso de la posición vertical del vibrador. Ver tabla 1.1
- a = Aceleración que se desea alcanzar
- fs = Factor de seguridad, no menor a 30% para pruebas senoidales con frecuencia fija, 40% para pruebas aleatorias, y, 20% para un barrido de frecuencias senoidales, aleatorias y pruebas de choque.

1.2 Detalle del modelo del mástil

Para realizar ensayos experimentales en un mástil se utiliza un modelo a escala 3:1 del prototipo instalado en una lancha rápida de aluminio. Este modelo es fabricado con el mismo material del prototipo real, aluminio 5083 H111. Se utilizan tubos de características comerciales, razón por la que el espesor del modelo a escala incrementa su rigidez. Para medir la respuesta se instalan instrumentos de medición de deformación unitaria denominados extensómetros en las bases, y, acelerómetros para medir la respuesta en la parte superior y en un punto local de apoyo de antenas. Los elementos verticales del modelo son tubos de 1" SCH 40 ($D_{ext}=33.4\text{mm}$, $t=3.38\text{mm}$), los elementos transversales que conectan a los verticales y el soporte para antena son tubos de $\frac{3}{4}$ " SCH 40 ($D_{ext}=26.7\text{mm}$, $t=2.87\text{mm}$), y los elementos planos son planchas de $\frac{1}{4}$ " de espesor.



Parte superior, acelerómetro 4371



Soporte de antena, Extensómetro EA-13

Figura 1.2: Modelo del mástil a escala

Sobre el modelo se instalan cargas puntuales en función de sus condiciones reales de trabajo. Como se muestra en la figura 1.2 en la parte superior se instala un peso de 1 kg y en la parte inferior sobre el soporte de la antena se instala un peso de 3 kg, en ambos puntos se registra la respuesta en aceleración del modelo.

Propiedades del material

El tipo de material utilizado es común en el medio de construcción naval para lanchas rápidas, aleación de aluminio 5083 – H111, recomendada para trabajar en ambientes marinos y químico industriales [5]. A continuación, se presentan las principales propiedades de este material:

Propiedades Físicas	
Propiedad	Valor
Densidad	2650 kg/m ³
Módulo de elasticidad	7.36E6 kg/m ²
Expansión Térmica	25E-6 / °K
Propiedades Mecánicas	
Limite elástico	3160 kg/cm ²
Esfuerzo último en tensión	3520 kg/cm ²
Dureza Brinell	75 HB

Tabla 1.3: Propiedades principales del Aluminio 5083 – H111

1.3 Diseño de la mesa vibratoria

Para desarrollar pruebas con movimiento horizontal se diseña una mesa con capacidad para desplazarse en una sola dirección. Esta mesa vibratoria tiene una armadura de agarre donde se instala el espécimen a probar y es capaz de adaptarse al vibrador rotado 90° respecto de la vertical. Esta armadura a su vez descansa sobre cuatro carcavas de aluminio que alojan rodamientos lineales de bola, que permiten el movimiento en dirección horizontal. Los rodamientos lineales se deslizan sobre un eje de acero de acero inoxidable que se soporta en sus extremos sobre ángulos de acero. Estos ángulos tienen la capacidad de elevarse verticalmente con un sistema de pernos y tuercas para facilidad de alineamiento entre la armadura de agarre y la placa superior del vibrador. Tanto el vibrador como la mesa vibratoria descansan sobre perfiles de acero de mayor espesor.

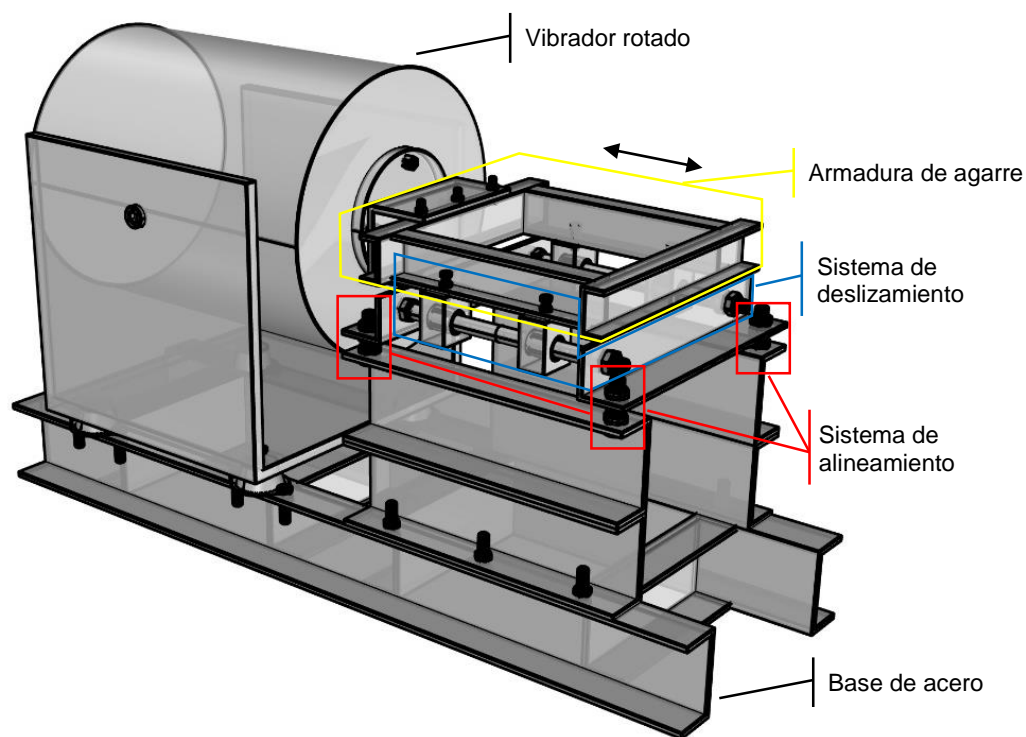


Figura 1.3: Vibrador rotado 90° impulsando a la mesa vibratoria

Armadura de agarre

La base de agarre es un componente que está conectado directamente con el vibrador y donde se sujeta el espécimen a ensayar. Está construida con perfiles de acero C: 50x25x3mm formando una caja de 30x30cm. En la parte frontal de la mesa se instala un ángulo de sujeción de aluminio para conectarse con el vibrador. En la parte posterior se instala el acelerómetro para control del vibrador. La armadura con el ángulo de aluminio tiene un peso de 2.4 kg que debe ser considerado en la configuración del programa de control al inicio de las pruebas.

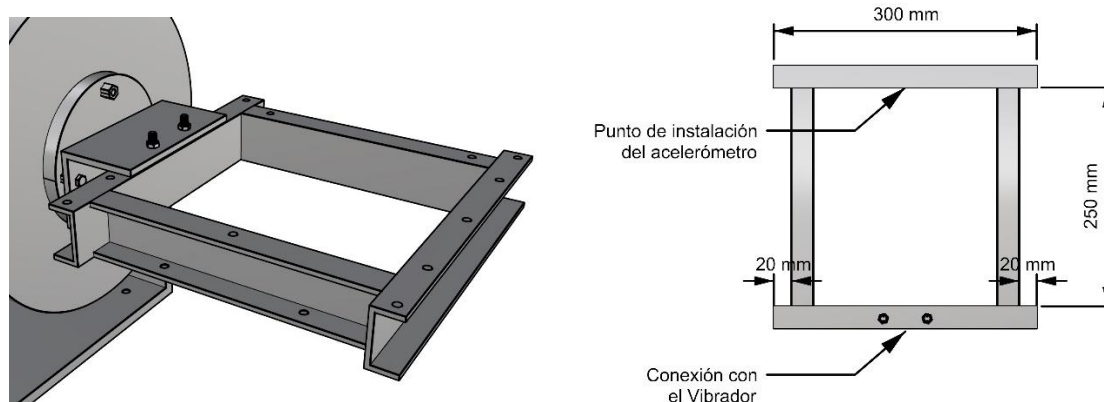


Figura 1.4: Armadura de agarre conectada al vibrador

Sistema de deslizamiento

La armadura de agarre tiene instalados en su parte inferior cuatro carcasas de aluminio que alojan rodamientos lineales, marca SKF modelo LBBR 16-2LS que incluyen dos sellos que protegen la zona de los rulimanes. Esto le permite deslizarse por acción del vibrador en dirección de los ejes.

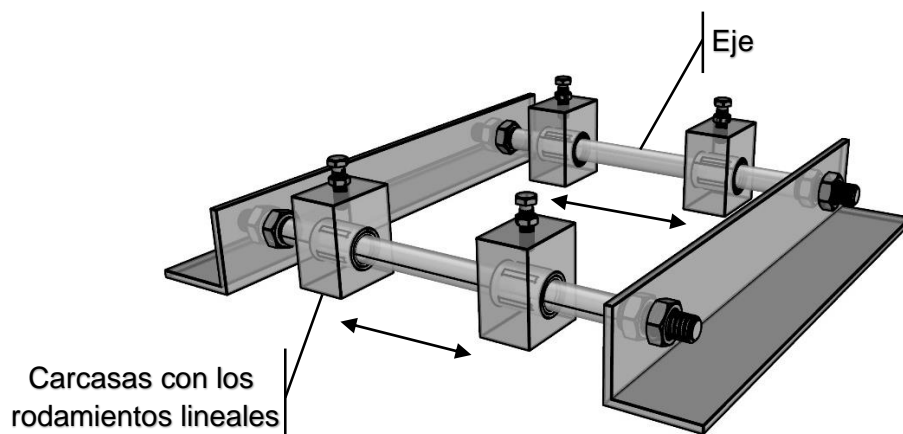


Figura 1.5: Sistema de deslizamiento

Los rodamientos lineales, están diseñados para trabajar sobre un eje de 16mm de diámetro, a una velocidad máxima de 5 m/s. Estos rodamientos conservan una capacidad de carga dinámica que de acuerdo con la norma ISO da como resultado una vida útil de 100000 m.

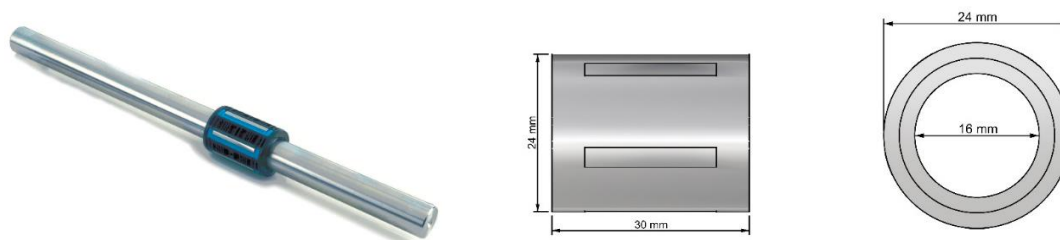


Figura 1.6: Modo de uso y dimensiones principales (mm) de los rodamientos lineales SKF LBBR 16-2LS

FUENTE: Linear bearings and units, Technical handbook, SKF

Sistema de alineamiento

Un correcto alineamiento evita una carga lateral adicional al vibrador que actúa horizontalmente. El sistema de alineamiento de la mesa vibratoria permite desplazar verticalmente la armadura de agarre en sus cuatro esquinas junto con el sistema de deslizamiento. Dicho sistema está compuesto por cuatro pernos de $\frac{1}{2}$ "x2" de acero inoxidable con un arreglo de tres tuercas y una arandela de presión. Una vez ubicado el modelo sobre la armadura de agarre, se debe ajustar verticalmente la posición de las tuercas de tal manera que el borde de la armadura junto con un ángulo de sujeción de aluminio encaje exactamente en los orificios de la placa del vibrador.

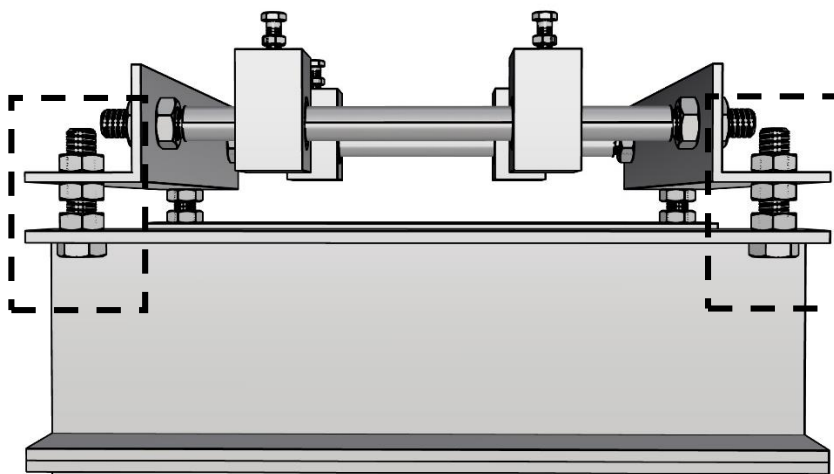


Figura 1.7: Sistema de alineamiento (Vista Lateral)

Conexión entre la armadura de agarre y el vibrador

En la bibliografía consultada [5] se observa que la pieza que conecta al vibrador con la mesa se hace con tornillos en posición inclinada. En el presente caso, figura 1.8, por simplicidad de construcción, se adapta un ángulo de aluminio de 2"x2"x ¼", y se taladran orificios de ¼" para instalar tornillos en dirección vertical y conectar el vibrador con la armadura.

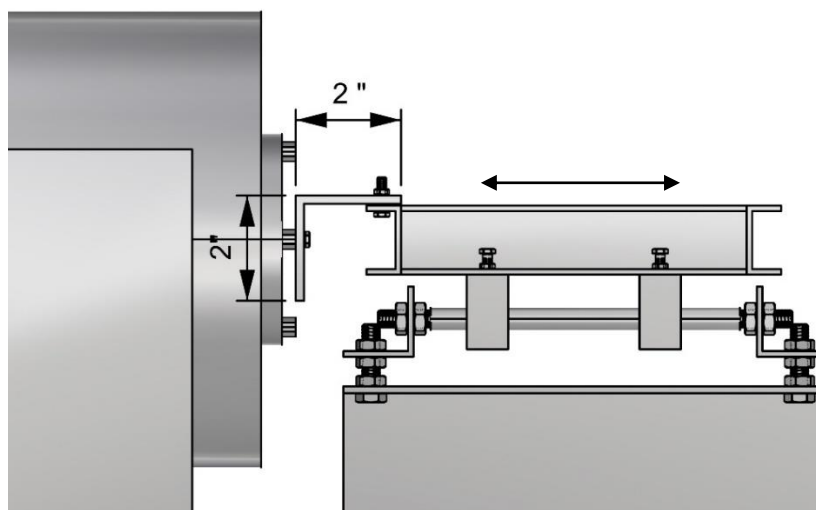


Figura 1.8: Perfil de conexión entre la armadura de agarre y el vibrador

1.4 Construcción de la mesa vibratoria

Armado de la base de acero

A partir de los planos realizados en la etapa de diseño se realiza el proceso de corte y armado de la mesa vibratoria. La base de fondo que soporta todo el equipo está conformada por 2 tramos de viga de acero tipo C 100x50x5mm de 100 cm de longitud, y, 4 tramos de 22 cm transversales soldados entre sí. De igual manera se realiza el armado de los dos descansos longitudinales para el sistema de alineamiento, como se muestra a continuación:

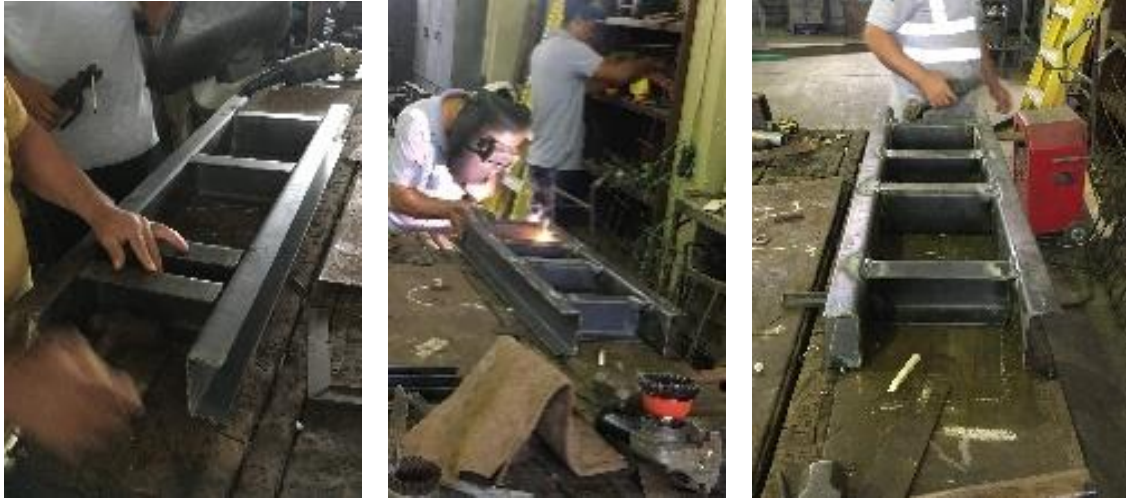


Figura 1.9: Proceso de corte y soldadura de la base

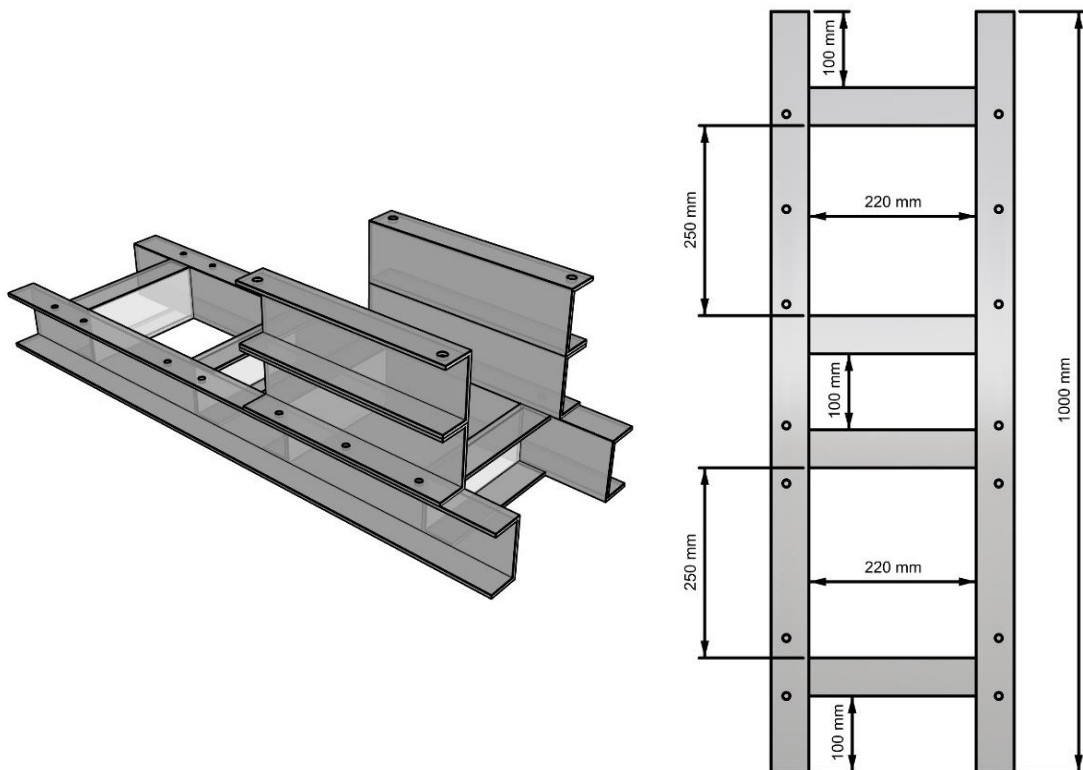


Figura 1.10: Dimensiones principales de la base de acero

Construcción del sistema de deslizamiento

Se utilizan dos bloques de aluminio para la fabricación de las carcasas debido a su fácil maquinado y peso ligero. Cada carcasa tiene un orificio a la medida del diámetro exterior del rodamiento lineal, permitiéndole ajustarse únicamente con presión, ver figura 1.6. En la parte superior de cada carcasa se maquina rosca para permitir la conexión con la armadura de agarre con pernos de $\frac{1}{4}$ ". Los ejes guías de acero inoxidable se fabrican a partir de un eje de 18mm de diámetro, ajustándose mediante maquinado a un diámetro de 16mm con una longitud de 30cm. En los extremos del eje se maquina rosca para tuercas de $\frac{1}{2}$ ", de tal manera que se ajusten a los ángulos de acero.

Materia prima



Resultado y dimensiones

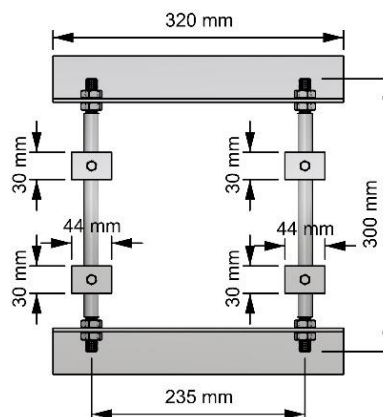


Figura 1.11: Construcción del sistema de deslizamiento

Ensamble

Previo al ensamble de los componentes se separan los materiales de acero para pintarlos y prevenir algún tipo de corrosión. Luego de esto finalmente se arma la mesa vibratoria y se conecta al vibrador, figura 1.12. El vibrador se instala con cuatro bases flexibles de caucho provistas por el fabricante para que disminuyan la vibración transmitida.



Figura 1.12: Mesa vibratoria construida

1.5 Registro de datos de las pruebas

Con el fin de mantener uniformidad en la adquisición de los datos, se prepara un protocolo para las pruebas senoidales y aleatorias. En ambos casos se prepara un registro impreso de los datos de entrada con la configuración del programa computacional de control del vibrador con los parámetros principales. En el registro se incluye los dispositivos de medición instalados en el espécimen y las condiciones al momento de la prueba.

Pruebas senoidales

En las pruebas senoidales el movimiento del vibrador varía entre dos valores extremos de frecuencia y amplitud. El usuario especifica el valor inicial y final de frecuencia (Hz) y el nivel de excitación que puede expresarse como desplazamiento (mm), velocidad (m/s) o aceleración (g). Además, también se debe especificar la velocidad con que se cubre el rango de frecuencia, denominado “Sweep”. En la parte inferior de la figura 1.13 se muestran los valores máximos de Aceleración, Velocidad y Desplazamiento que serán alcanzados durante la prueba que son calculados por el programa de control.

Profile	Schedule	Sweep	Parameters	Limits	Pre-Test	Channels	Data	Tables	Calc	Resonance
» 1			1 G peak	at	7 Hz	to	1 G	at	18	Calc
2			1.6 mm pk-pk	at	18 Hz	to	1.6 mm	at	49.8403	Calc
3			8 G peak	at	49.8403 Hz	to	8 G	at	2000	Hz

Control Units: G
Velocity Units: in/s
Displacement Units: mm

Maximum A,V,D requirements over the defined test frequency range:
Accel: 8 G peak Vel: 9.86317 in/s peak Disp: 10.139 mm pk-pk

Starting Acceleration, Velocity, or Displacement of segment.

Figura 1.13: Ejemplo de configuración de prueba senoidal típica

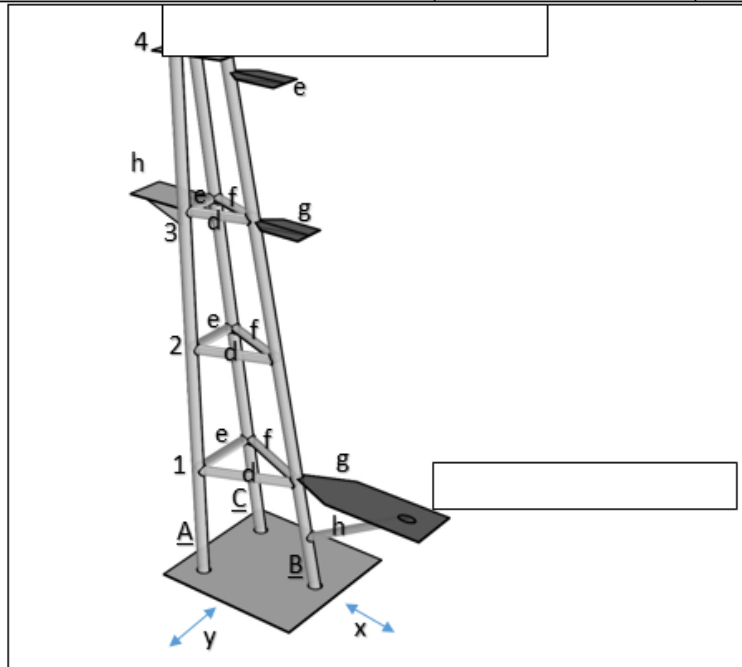
FUENTE: Fundamentals of Vibration Testing.ppt por Jade Vande Kamp

Para el registro de la respuesta del espécimen, de acuerdo con el rango de frecuencias de la prueba se debe especificar la razón de registros por segundo, denominada “scan rate”. Una recomendación general es que para describir adecuadamente un ciclo se utilicen al menos 10 registros.

REGISTRO DE DATOS

PROGRAMA	Instrunet World	DaqView
EQUIPO	i423 card	Omega OMB DAQ3000
SENSOR	Straingage EA-13-060LZ-120	Acelerómetro 4370, 4371
SCAN RATE	1000 registros/seg.	1000 registros/seg.

LABORATORIO DE INGENIERÍA NAVAL		ESPOL	
Nombre de la prueba:		Fecha:	Hora:



VR Controller		Prueba SENOIDAL				Inicio:	
Amplitude ^o (mm)	Frequency ^o (hz)	Amplitude ^f (mm)	Frequency ^f (hz)	SETUP		Final:	
				Accel.		Sweep rate:	
				Veloc.		Time:	
				Displac.		Schedule:	

Tarjeta de Adquisición de Datos		Instrumento de medición :				Inicio:	
CH0	CH1	Daqview Setup				Final:	
		Noise reduction:		Scan rate:			

Instrunet		Strain gage:				Inicio:	
CH1	CH3	CH5	CH7	Setup		Final:	
				Points per scan:			
				Number of scans:			
				Scan rate:			

Figura 1.14: Hoja de registro para pruebas senoidales

A continuación, se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos en la lectura de micro deformaciones unitarias y aceleración equivalente en mV.

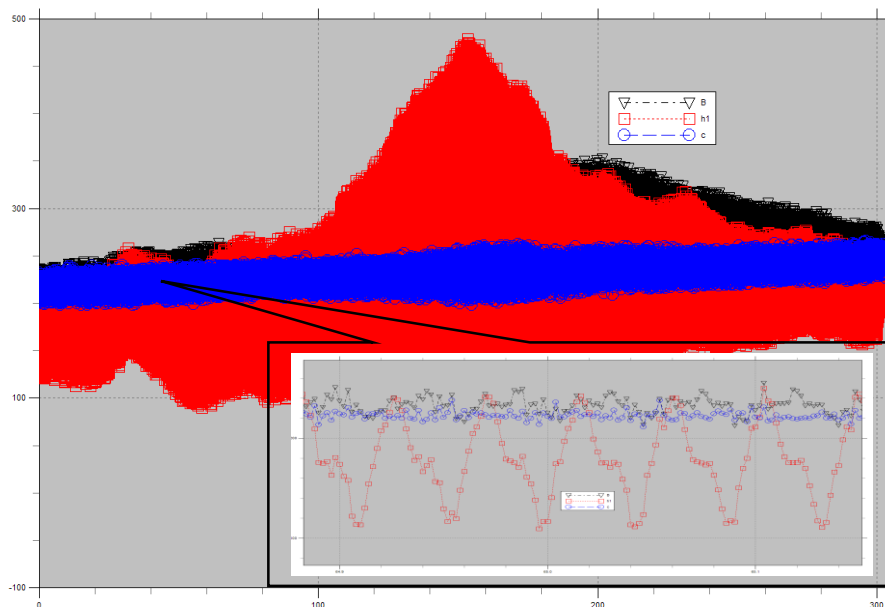


Figura 1.15: Registro de micro-deformaciones unitarias vs tiempo (s)

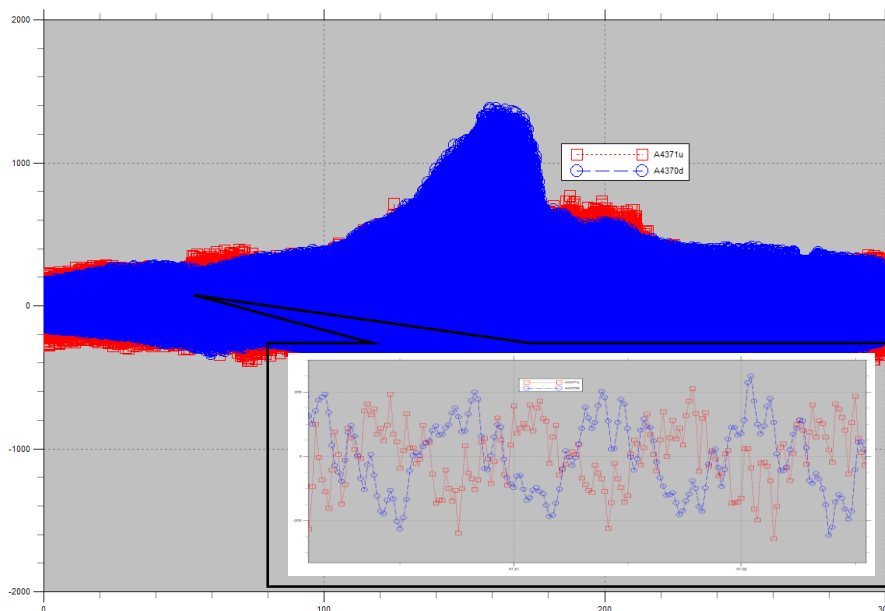


Figura 1.16: Registro de aceleración (mV) vs tiempo (s)

Pruebas aleatorias

Las pruebas aleatorias son definidas básicamente con el espectro de la aceleración del vibrador, formado por puntos y segmentos de recta que lo unen. El usuario especifica un ancho de banda de frecuencias (Hz) y una amplitud descrita como un nivel de densidad espectral de aceleración (g^2/Hz). En forma similar a las pruebas senoidales en la parte inferior de la figura 1.17 se muestran los valores máximos de aceleración, velocidad y desplazamiento que serán alcanzados durante la prueba. Para controlar el tiempo de la prueba se puede especificar la duración del espectro en la pestaña de "Schedule".

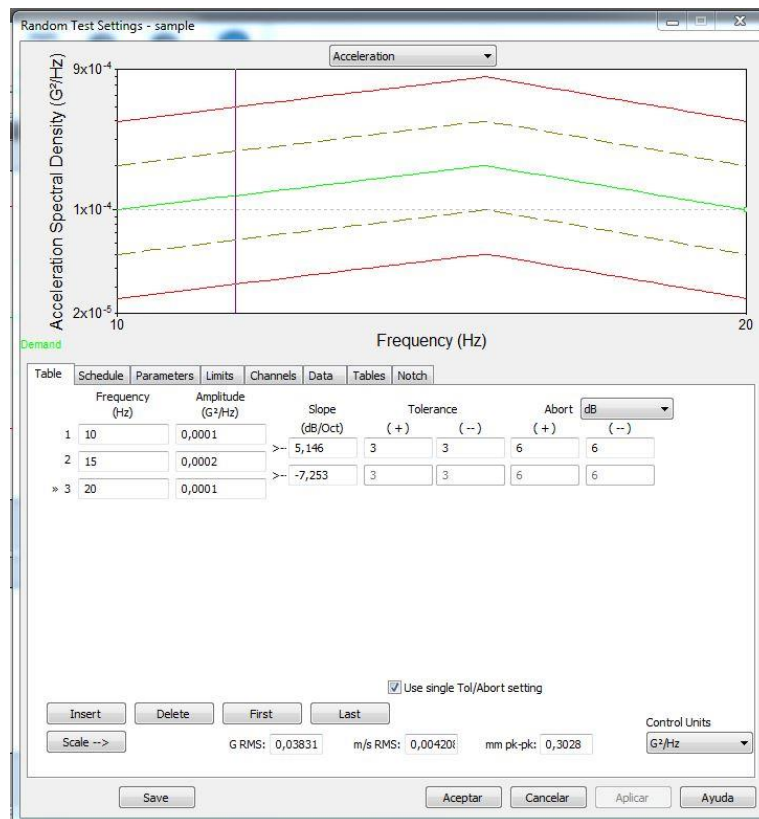
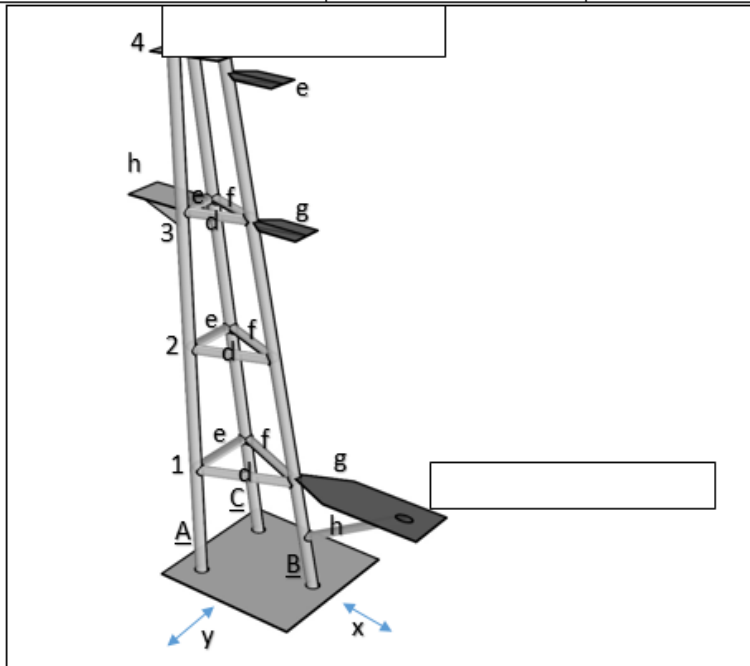


Figura 1.17: Ejemplo de configuración de prueba aleatoria típica

LABORATORIO DE INGENIERÍA NAVAL		ESPOL	
Nombre de la prueba:		Fecha:	Hora:



VR Controller	Prueba RANDOM			Inicio:
Amplitude (G ² /Hz)	Frequency (Hz)	SETUP		Final:
		G RMS:		Time:
		m/s RMS		
		mm pk-pk		

Tarjeta de Adquisición de Datos		Instrumento de medición :			Inicio:
CH0	CH1	Daqview Setup			Final:
		Noise reduction:		Scan rate:	

Instrunet				Inicio:	
CH1	CH3	CH5	CH7	Setup	
				Points per scan:	
				Number of scans:	
				Scan rate:	

Figura 1.18: Hoja de registro para pruebas aleatorias

A continuación, se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos en la lectura de micro deformaciones unitarias y aceleración equivalente en mV.

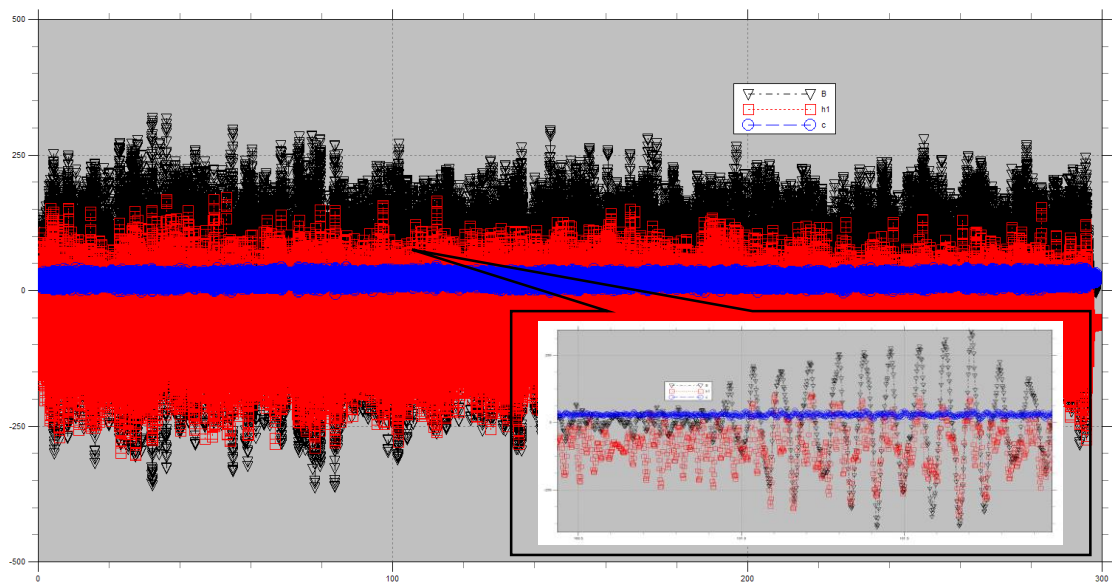


Figura 1.19: Registro de micro-deformaciones unitarias vs tiempo (s)

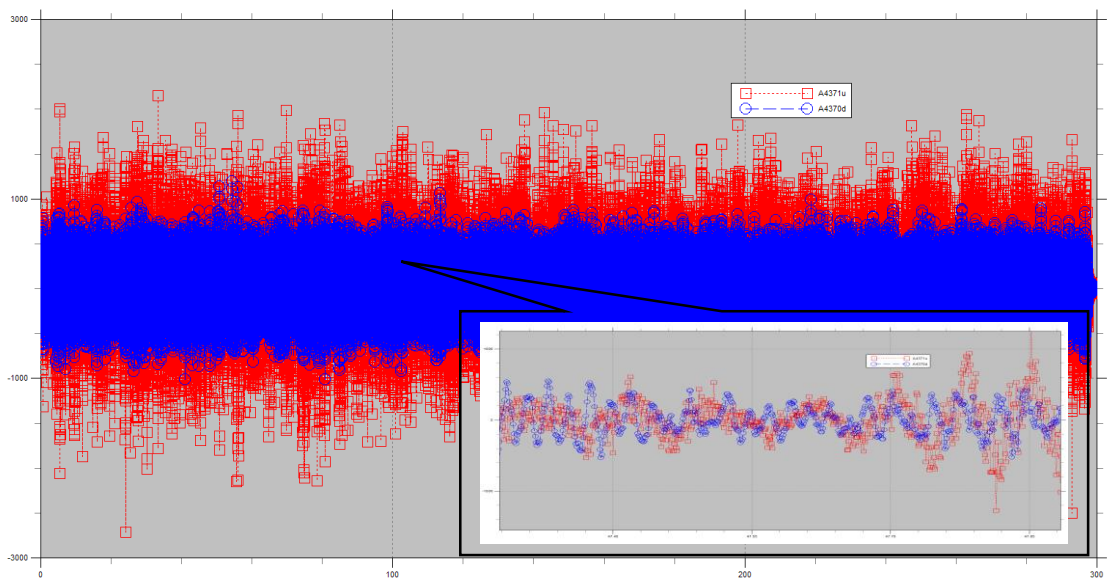


Figura 1.20: Registro de aceleración (mV) vs tiempo (s)

CAPÍTULO 2

2. EXPERIMENTACIÓN CON PRUEBAS SENOIDALES

2.1 Resultados de pruebas senoidales

Dado que la mesa vibratoria sobre la que se instala el modelo del mástil a ser probado se mueve en una dirección, se realizan dos grupos de pruebas, una en cada dirección. De esta forma se simula la respuesta del modelo ante dos condiciones de excitación debida a los movimientos del buque. En cada prueba se registra la respuesta en cinco puntos del modelo, ver figura 2.1: tres de micro-deformaciones unitarias y dos de aceleración equivalente. Para un registro metódico se graban dos archivos con las terminaciones en el nombre *strain.txt y *ace.txt, respectivamente.

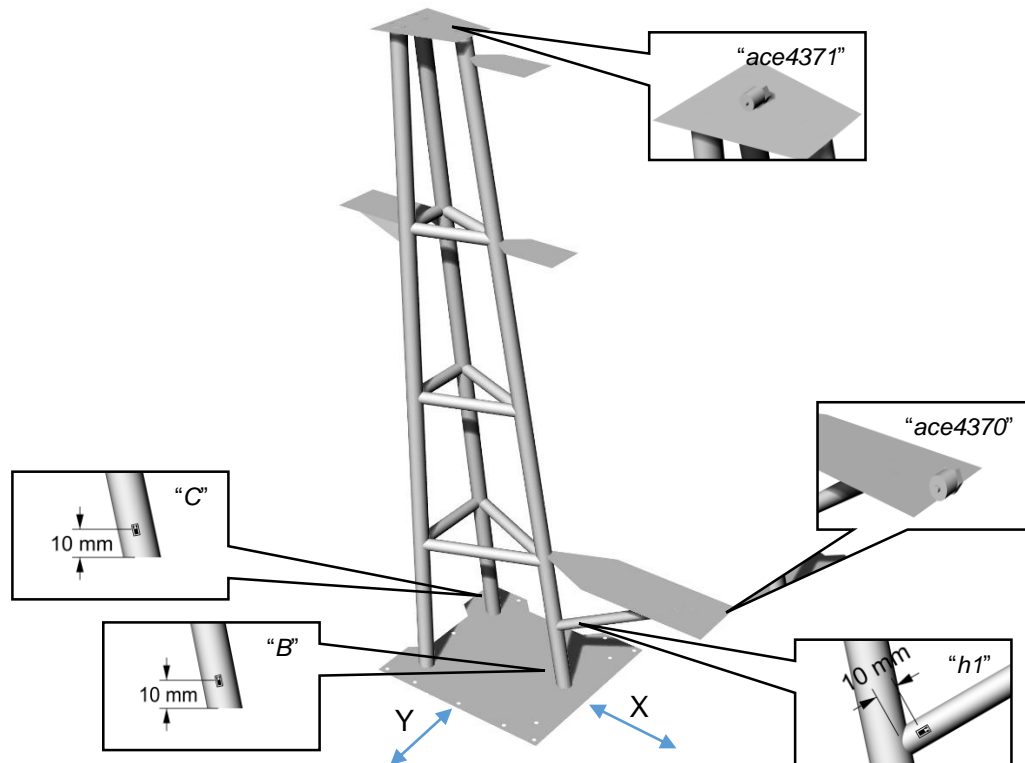


Figura 2.1: Ubicación de dispositivos de medición

Ubicación de los extensómetros en el modelo

La deformación unitaria se registra en puntos cercanos a las uniones soldadas de los tubos verticales con la plancha base del modelo y en la conexión con los soportes para antena. Los extensómetros se instalan a 10 mm a partir del cordón de soldadura, y en dirección paralela al elemento participante como se muestra a continuación:

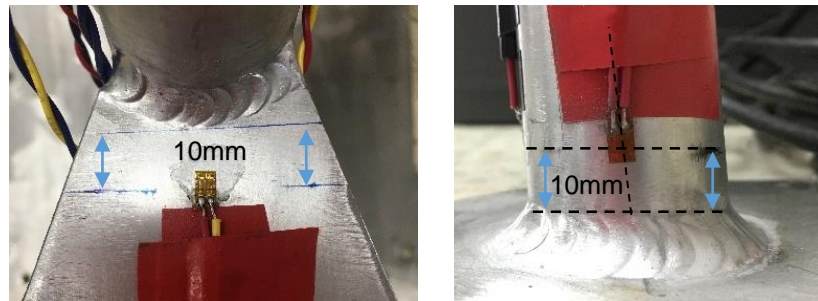


Figura 2.2: Punto de instalación de los extensómetros

Como se planea desarrollar pruebas con frecuencia de hasta 100 Hz, se utilizan razones de registro de 1000 puntos por segundo tanto para microdeformaciones unitarias como para aceleraciones. De esta forma se va a tener 10 registros que pueden definir claramente un ciclo de la vibración con menor período.

Procesamiento de los datos

En el proceso de digitalización de los registros, conforme se incrementa la razón de escaneo, se reduce la promediación que desarrollan los instrumentos de medición. Para alcanzar una cantidad de 1000 registros por segundo en los equipos se utiliza una baja reducción de ruido, que produce un registro de señales generadas comúnmente por ruido electrónico. Además, Las señales de micro deformación unitaria comúnmente tienen un balanceamiento no nulo, que hace que cada señal se grafique con un origen diferente. Por lo mencionado, las señales registradas deben ser filtradas y enceradas, y, para realizarlo en el presente trabajo se emplea el algoritmo de “sliding window” [7].

En la figura 2.3 se muestra la variación en la filtración de una señal utilizando el algoritmo “sliding window” tomando diferente número de puntos alrededor de cada registro. La referencia [7] recomienda escoger una cantidad de puntos simétricamente distribuidos alrededor del punto a reemplazar, y para seleccionar el número de puntos se prueba con diferentes valores como se muestra:

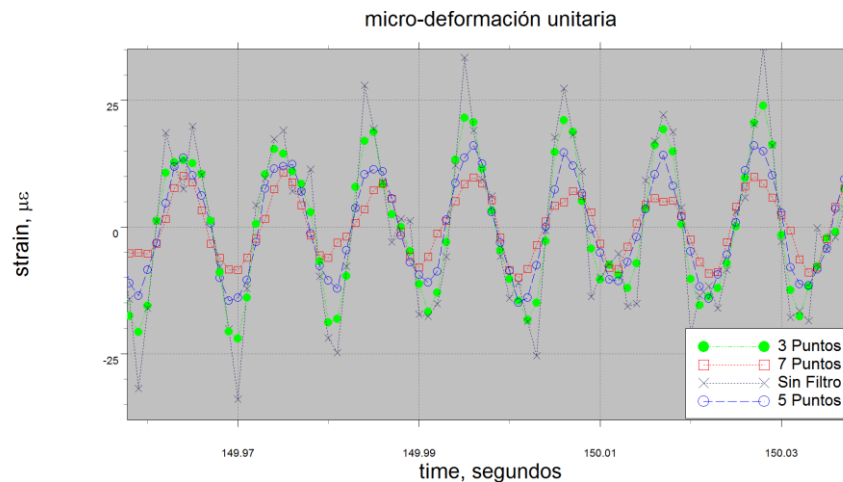


Figura 2.3: Filtración de señal de micro deformación unitaria

Al filtrar una señal se espera eliminar la señal de altas frecuencias producidas por el ruido electrónico, sin embargo, al utilizar muchos puntos para el promedio los valores de la cresta de la señal se reducen significativamente. En este trabajo para el análisis de datos se utilizan 3 puntos para la promediación, que resulta la aproximación más cercana a la curva real. En el caso de señales de baja frecuencia se puede incrementar la cantidad de puntos sin que afecte la señal.

Registro de las pruebas experimentales

Las pruebas con movimiento senoidal del vibrador se configuran en el equipo de control con los valores extremos del rango de frecuencia y la amplitud del movimiento a analizarse. Siguiendo la recomendación de la referencia [2], que sugiere utilizar un espectro de vibración para el caso marino que cubra las frecuencias de 1 a 100 Hz con una densidad espectral de aceleración de $0.001 \text{ g}^2/\text{Hz}$.

Para las pruebas con movimiento senoidal del vibrador se hace un barrido de frecuencias que cubra el rango recomendado por la referencia [2], con un nivel de amplitud que no exceda las limitaciones del vibrador. En este caso se utilizan amplitudes de 0.25 y 0.5 mm, con lo cual, para frecuencias de 100 Hz, el vibrador alcanza una aceleración máxima de $(0.00025 \cdot (100 \cdot 2\pi)^2 / 9.8) = 10.07g$. Las pruebas senoidales se desarrollan con una duración de 5 minutos y cubren un rango de 10 Hz para mayor facilidad en el procesamiento de datos. A continuación, se presenta el registro por fecha de las pruebas realizadas.

Fecha	Archivo	Frec. inicial, Hz	Frec. final, Hz	Amplitud pico-pico, mm	
DIRECCIÓN Y					
16 septiembre 2017	S16091	1	11	0.25	
	S16092	10	21		
	S16093	20	31		
	S16094	30	41		
	S16095	40	51		
18 septiembre 2017	S18091	50	61		
	S18092	60	71		
	S18093	70	81		
	S18094	80	91		
	S18095	90	100		
	S18096	1	11		0.5
	S18097	10	21		
	S18098	20	31		
	S18099	30	41		
	S180910	40	51		
	S180911	50	61		
	S180912	60	71		
	S180913	70	81		
	S180914	80	91		
	S180915	90	100		
DIRECCIÓN X					
20 septiembre 2017	S20091	1	11	0.25	
	S20092	10	21		
	S20093	20	31		

Fecha	Archivo	Frec. inicial, Hz	Frec. final, Hz	Amplitud pico-pico, mm
	S20094	30	41	
	S20095	40	51	
	S20096	50	61	
	S20097	60	71	
	S20098	70	81	
	S20099	80	91	
	S200910	90	100	
20 septiembre 2017	S200911	1	11	0.5
	S200912	10	21	
	S200913	20	31	
	S200914	30	41	
	S200915	40	51	
	S200916	50	61	
	S200917	60	71	
	S200918	70	81	
	S200919	80	91	
	S200920	90	100	

Tabla 2.1: Registro de pruebas senoidales realizadas

Resultados típicos de adquisición de datos

En cada registro correspondiente al rango de frecuencias con excitación senoidal tabla 2.1 se verifica la frecuencia de la respuesta del modelo con la señal de los dispositivos de medición. A continuación, se presenta un acercamiento en un intervalo de alrededor de 150 segundos en el registro de datos, para las pruebas en el rango de 90 a 100 Hz en cada nivel de amplitud, donde es posible estimar la frecuencia contabilizando el desarrollo de ciclos en un intervalo de tiempo.

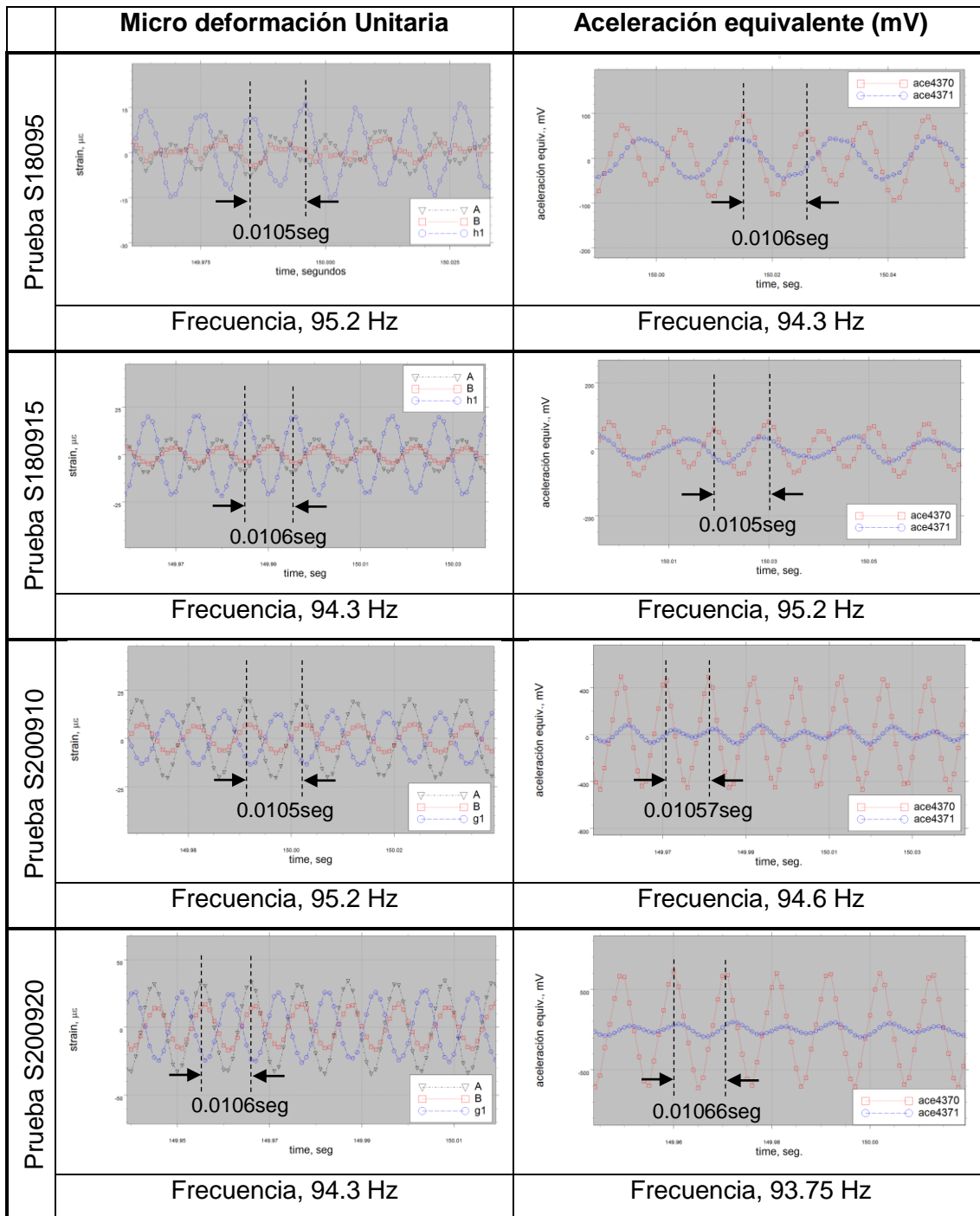


Figura 2.4: Resultados típicos de pruebas experimentales

La presencia de desfases en las señales de respuesta se asocia con la forma de los modos de vibración del sistema. Por ejemplo en la prueba S18095 (Senoidal del 18 de agosto, 5ta prueba) en la figura 2.4, la señal de aceleración equivalente muestra claramente dos registros con longitud de onda diferentes, esto indica movimientos independientes en los acelerómetros ace4371 y ace4370 de la figura 2.1. Sin embargo, esta presunción debe ser consistente con la señal de micro deformación unitaria a la misma frecuencia para tener evidencia clara del modo.

Con la amplitud de la respuesta del modelo se puede identificar las frecuencias naturales del modelo. Al momento de realizar las pruebas se hace una superposición de 1 Hz entre cada rango para garantizar la continuidad en el registro de frecuencias naturales. En la dirección Y se utilizaron los sensores con la siguiente nomenclatura:

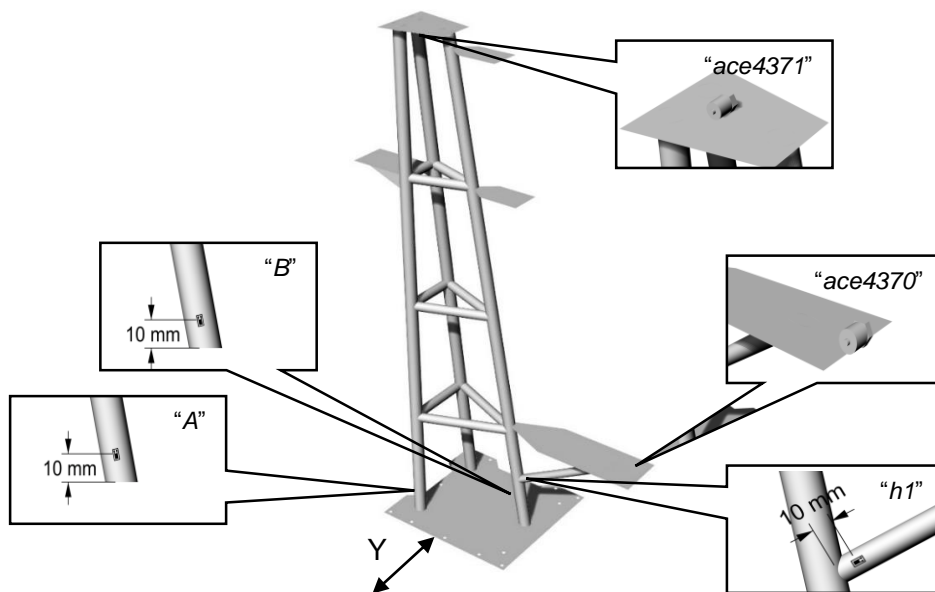


Figura 2.5: Ubicación de dispositivos de sensores en dirección Y

Graficando los archivos de respuesta obtenidos en todas las pruebas se aprecia claramente los incrementos en respuesta del modelo, para aceleración equivalente y deformación unitaria.

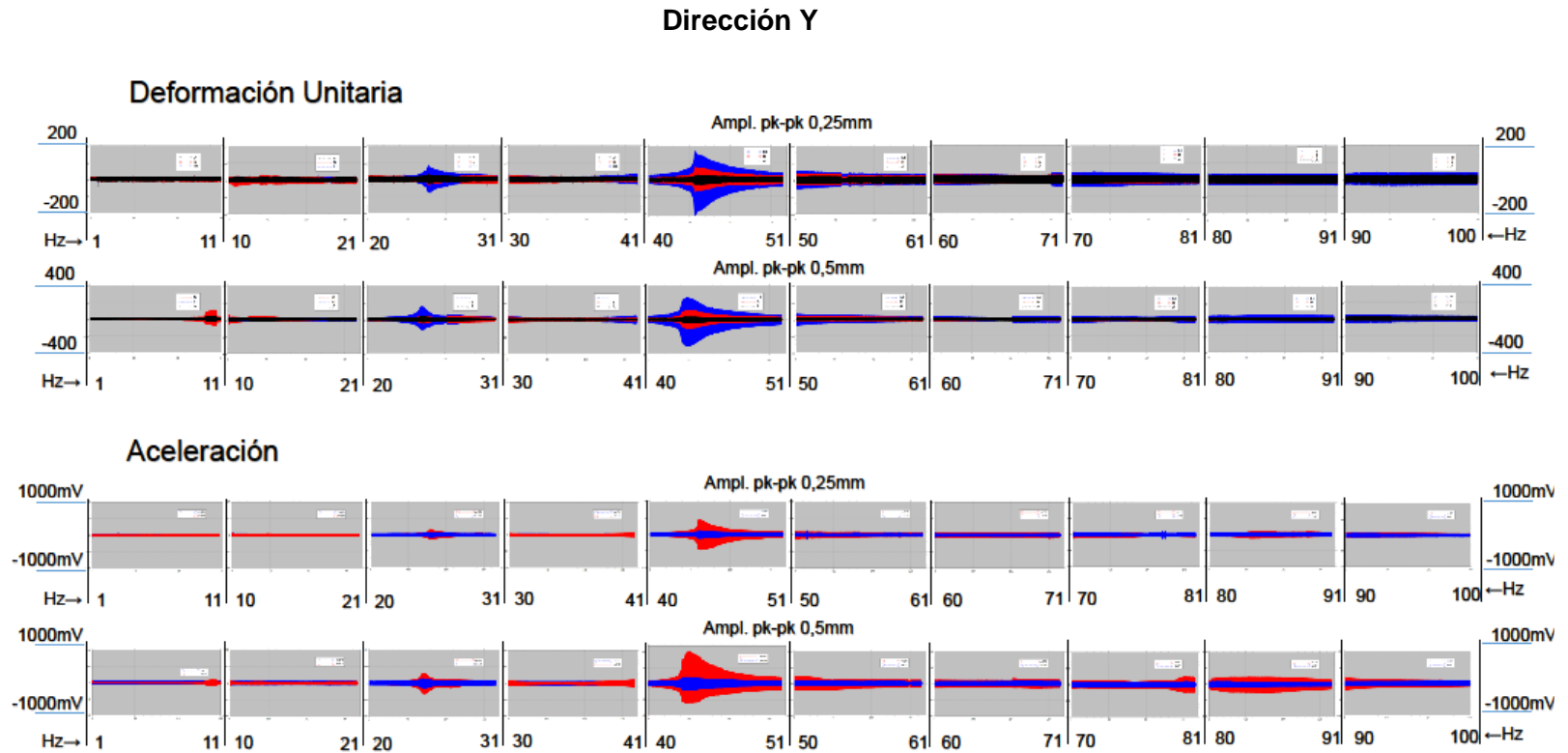


Figura 2.6: Comparación de pruebas experimentales en dirección Y

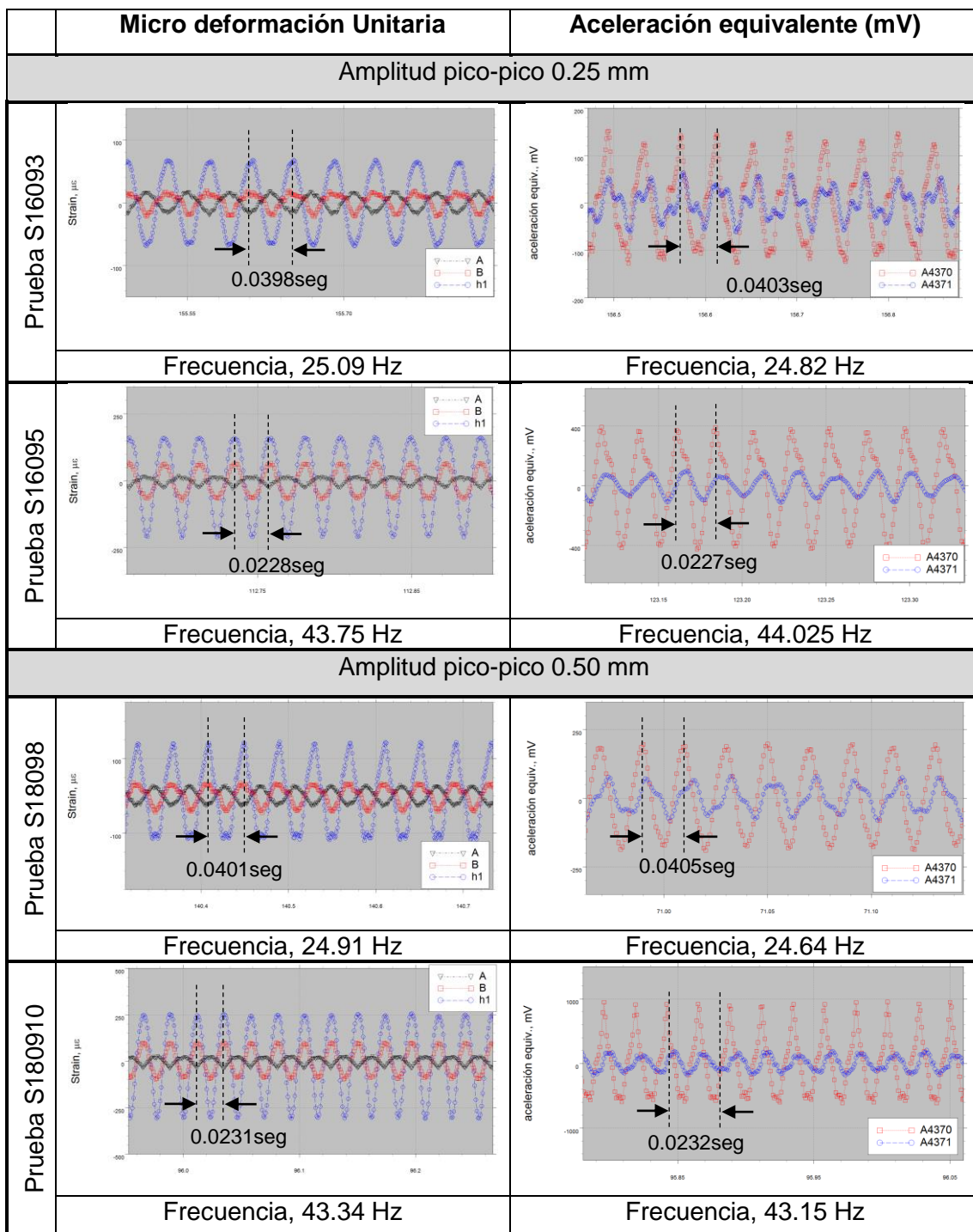


Figura 2.7: Frecuencias Naturales experimentales en dirección Y

Considerando la dirección de aplicación del movimiento de la base del modelo se encuentran dos frecuencias naturales, la primera entre 20 a 31 Hz y la segunda entre 40 a 51 Hz. Estos registros corresponden a las pruebas S16093, S16095, S18098 y S180910, de la tabla 2.1. Para identificar las frecuencias naturales se realiza la verificación de la figura 2.4, estimando el período de los ciclos en los puntos donde se presenta la mayor respuesta vibratoria del modelo.

Luego para el mismo rango de frecuencias (1-100 Hz) se cambia la posición del modelo sobre la mesa de agarre del vibrador y se realiza el mismo procedimiento. Los sensores de deformación unitaria se instalan sobre los elementos para registrar adecuadamente la flexión en los tubos verticales del modelo en dirección X acorde a lo mostrado en la figura 2.2. De igual manera los sensores de aceleración se orientan en dicha dirección.

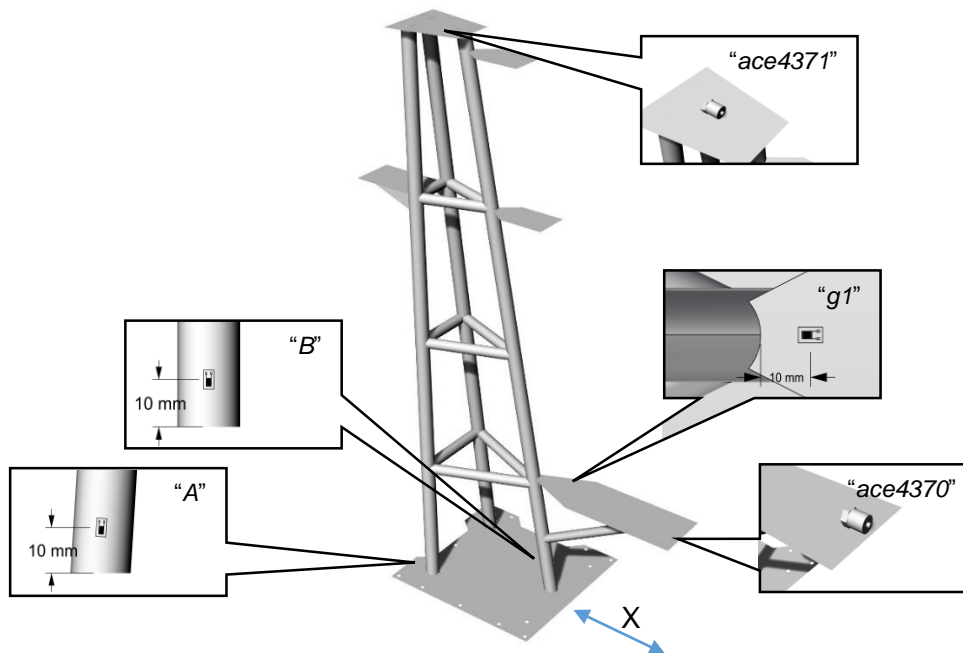


Figura 2.8: Ubicación de dispositivos de sensores en dirección X

Dirección X

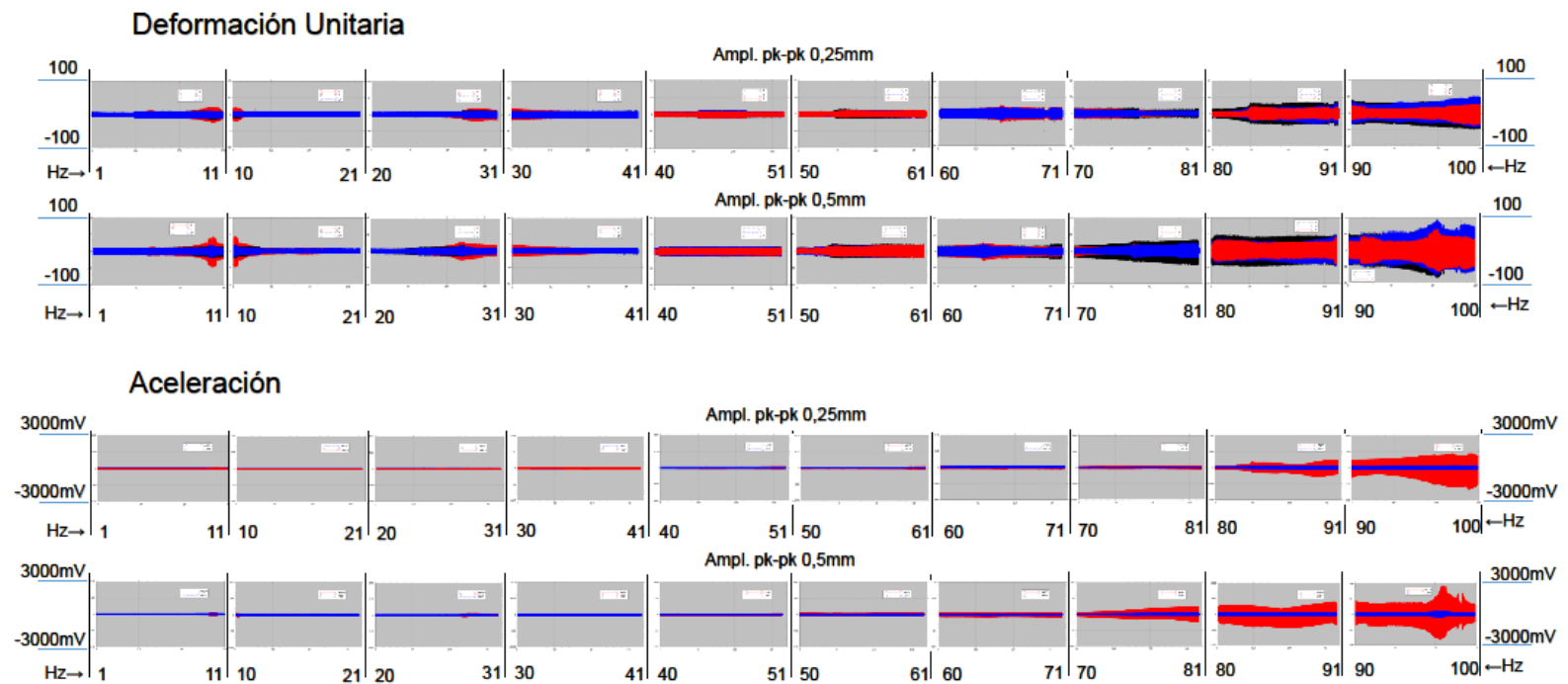


Figura 2.9: Comparación de pruebas experimentales en dirección X

2.2 Resultados Numéricos

Descripción del modelo estructural

En esta parte del proyecto se analiza empleando el Método de Elementos Finitos (M.E.F.) calculando la respuesta del modelo al movimiento armónico de la base. Se empieza con la preparación de un modelo geométrico, generado con RHINOCEROS 5.0 utilizando elementos planos a partir de la herramienta “superficie”. Cada elemento en el modelo geométrico es considerado independiente, por lo que luego se generan conexiones en el modelo estructural y se halla la solución del sistema utilizando el programa ANSYS R17.2.

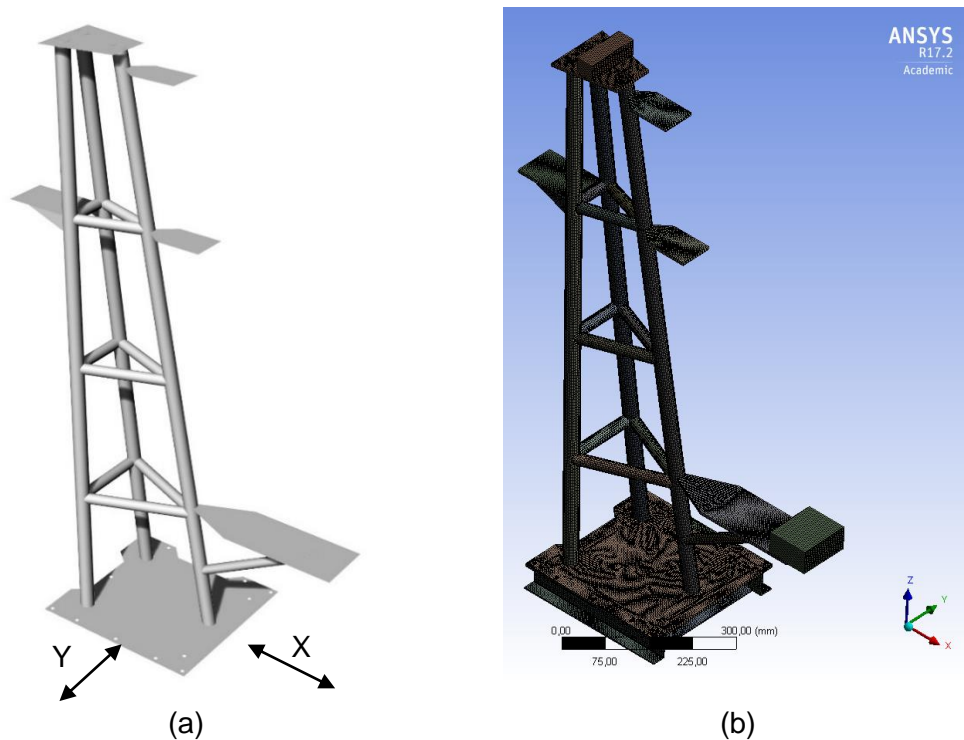


Figura 2.10: Modelo geométrico (a) y Modelo estructural (b)

Para el análisis de la respuesta armónica del modelo geométrico se utiliza el módulo “Harmonic Response” en ANSYS R17.2. El proceso de preparación del modelo es común para los análisis con M.E.F. La geometría se importa con formato *.3dm desde ANSYS R17.2; este formato es el tipo de archivo creado con RHINOCEROS 5.0. El detalle de este proceso se presenta en el Apéndice 1.

Convergencia de los resultados

Es recomendable verificar la convergencia de la solución de un modelo con M.E.F. para garantizar un análisis de resultados aceptable. En este caso mediante discretización con diferente tamaño de los elementos que conforman el modelo se analiza la variación de las frecuencias naturales en oscilación libre.

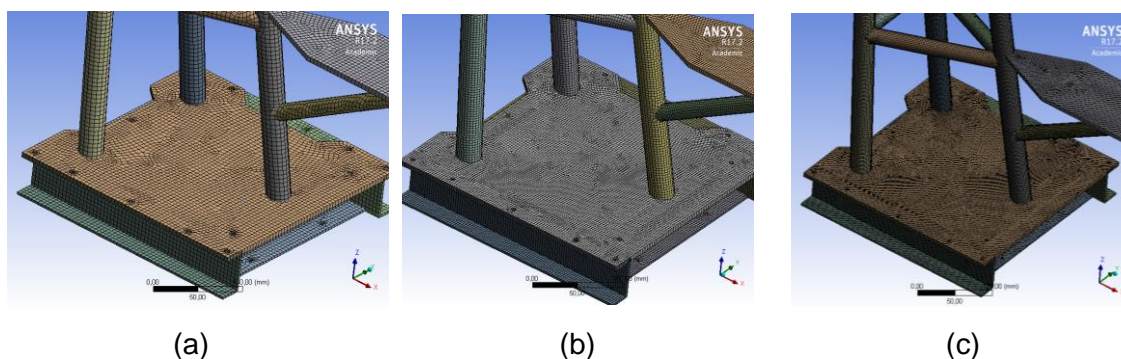


Figura 2.11: Variación en el tamaño de los elementos

Variación en el tamaño de los elementos	(a)	(b)	(C)
Tamaño del elemento	5 mm	3 mm	2 mm
Cantidad de Elementos	25102	68006	151192
Cantidad de Nodos	24800	67594	150579
Calidad promedio de los elementos con el mismo tamaño	91.1%	93.4%	94.4%
Frecuencias naturales [Hz]	$\omega_0=0$ $\omega_1=41.3$ $\omega_2=48.0$	$\omega_0=0$ $\omega_1=39.4$ $\omega_2=47.02$	$\omega_0=0$ $\omega_1=39.8$ $\omega_2=47.08$

Tabla 2.2: Cálculo de frecuencias naturales del modelo

Incrementando el número de elementos y por tanto reduciendo su tamaño se espera convergencia hacia la solución numérica, y la variación en forma porcentual se resume a continuación:

Variación %	5 a 3 mm	3 a 2 mm
ω_2	4,70%	1,08%
ω_3	2,13%	0,13%
ω_4	1,87%	0,85%

Tabla 2.3: Variación porcentual de frecuencias naturales

En el presente caso se utiliza un tamaño de elemento de 3mm por la pequeña diferencia con respecto a los resultados con 2mm. Pese a que la cantidad de elementos se duplica con la malla más pequeña, los resultados varían alrededor de 1%, sin embargo, el incremento en recursos computacionales es notoria para resolver el sistema. Por esta razón se procede con un tamaño de elementos promedio de 3mm para calcular la solución numérica.

Resultados numéricos de la respuesta del modelo

Para las pruebas con movimiento de la base en dirección Y, se imponen condiciones de frontera a la base de agarre de dos tipos. En la primera se no se permite el desplazamiento en dirección X y Z en los puntos de sujeción de la base con las carcasas de aluminio, y, con la segunda se impone el movimiento unidireccional en X en el punto entre la base de agarre y el vibrador.

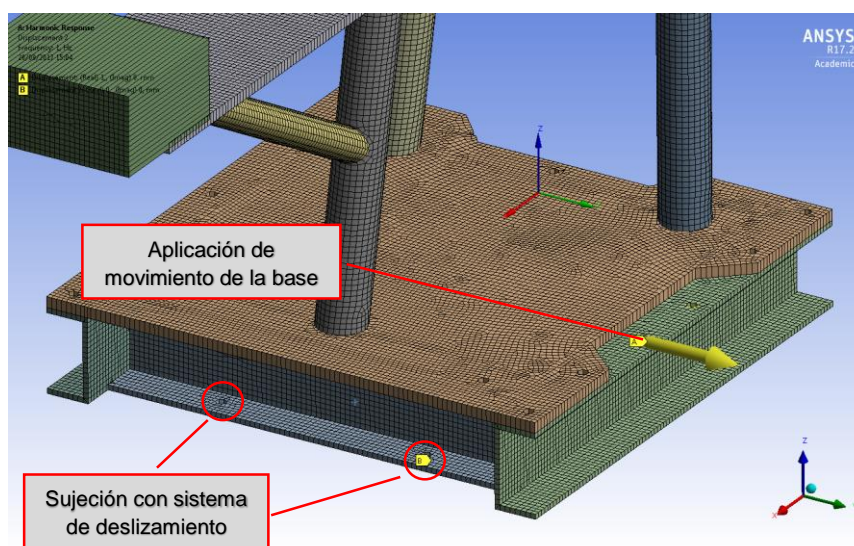


Figura 2.12: Condiciones de frontera del modelo, dirección Y

Los valores extremos de frecuencia se especifican de 1 a 100 Hz con una amplitud pico a pico de 0.25 mm y luego 0.5mm que coinciden con las pruebas experimentales. De la solución del sistema se reportan los valores máximos de deformación unitaria y aceleración en los mismos puntos donde se ubicaron los dispositivos de medición en la parte experimental, ver figura 2.1.

Dirección "Y"
Amplitud pico-pico 0.5 mm

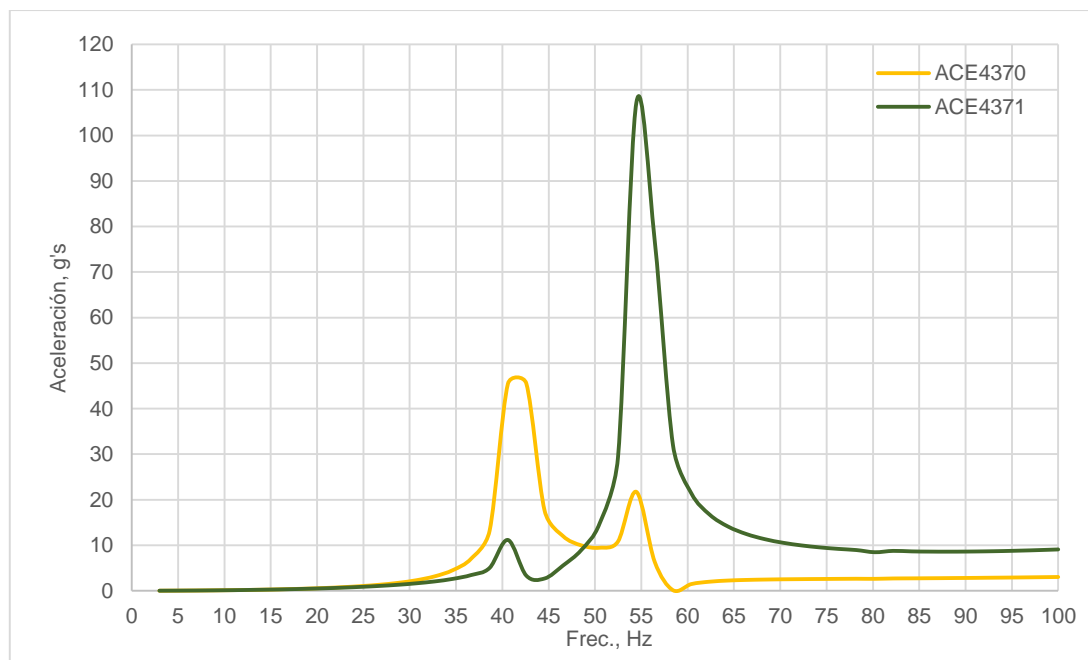
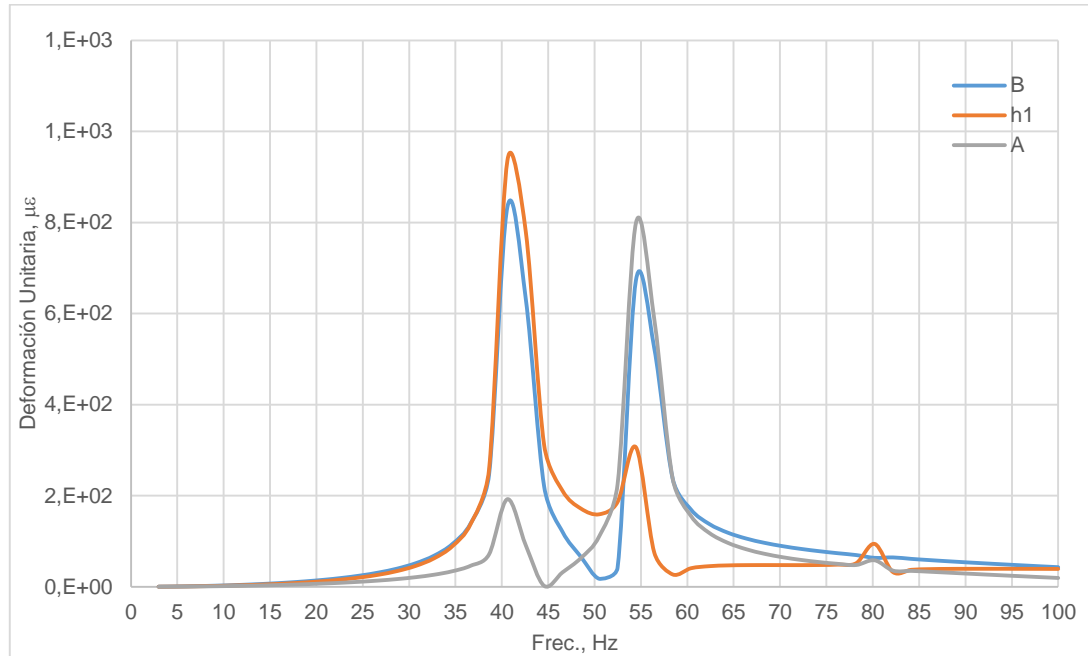


Figura 2.13: Respuesta armónica del modelo de 0 a 100 Hz en Dirección Y

Dirección "X"
Amplitud pico-pico 0.5 mm

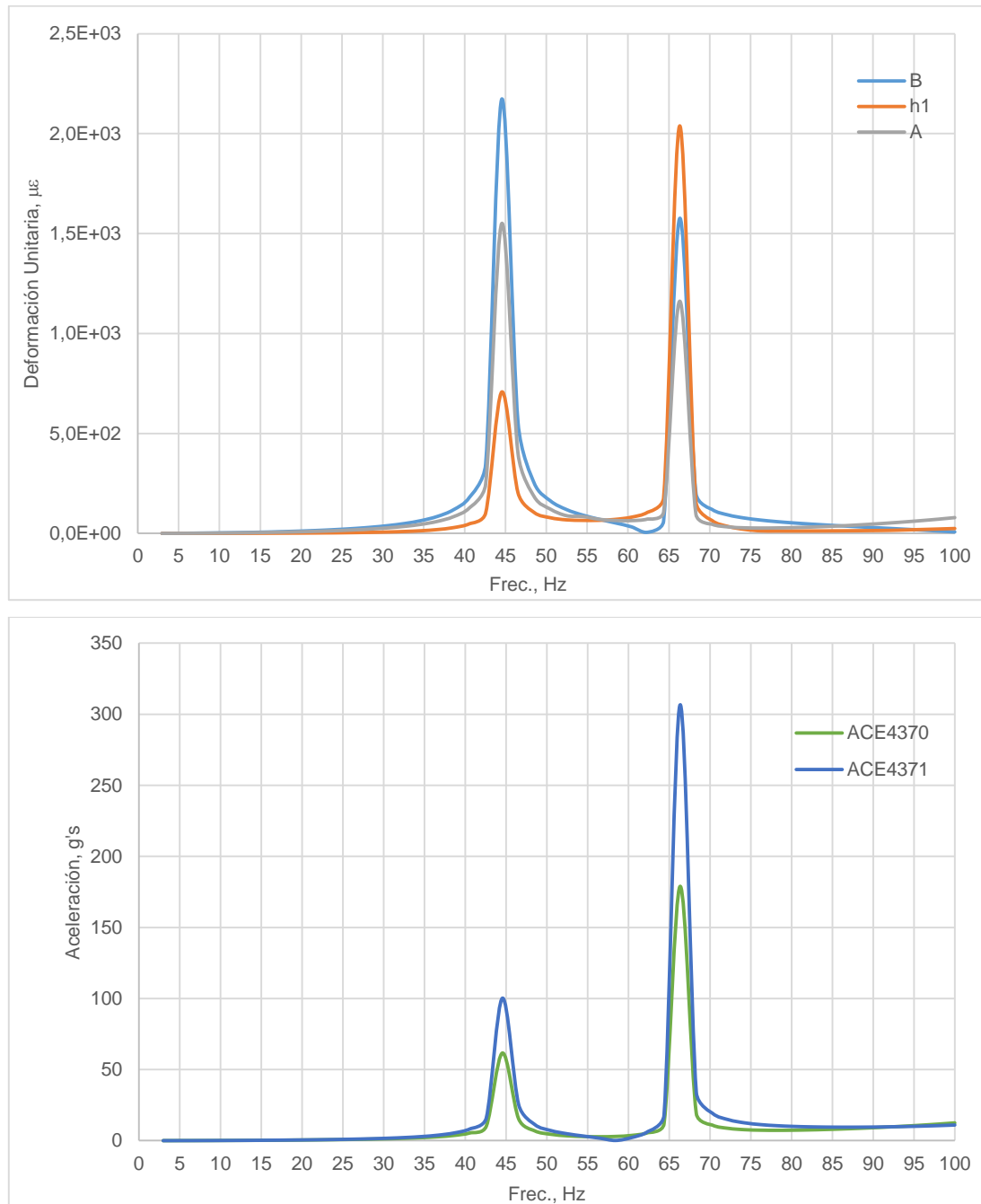


Figura 2.14: Respuesta armónica del modelo de 0 a 100 Hz en Dirección X

Los picos en las curvas de respuesta señalan resonancias en el modelo y corresponden a las frecuencias naturales. Con la variación en las condiciones de excitación del vibrador y la dirección del movimiento de la base del modelo se obtienen dos incrementos en la respuesta armónica. En dirección Y; la primera elevación en respuesta se manifiesta entre 40 y 45 Hz y la segunda alrededor de 50 Hz. Mientras que en dirección X, el primer pico se presenta alrededor de 45 Hz y la segunda entre de 65 y 70 Hz.

2.3 Resumen de Resultados

La amplitud de respuesta del modelo del mástil que responde a una carga senoidal puede resumirse con la función de respuesta o también llamado RAO (del inglés "Response Amplitude Operator") que se calcula como la amplitud de respuesta por unidad de aceleración de la base. Dado que, por la limitación en la capacidad de almacenamiento, se desarrollan las pruebas experimentales con un rango de 11 Hz, cada señal de respuesta del mástil se agrupa de acuerdo para obtener el rango de frecuencia de 1 a 100 Hz. Los archivos se agrupan luego de recortar cierta cantidad de datos tal que coincidan las frecuencias al momento de acoplar los extremos de cada archivo. En esta ocasión se utilizan 3 puntos para la filtración en el procesamiento de datos para todas las señales, como se muestra en la figura 2.3. De esta manera para cada señal se obtiene la amplitud de la respuesta en función de la frecuencia actuante y la amplitud de la respuesta por unidad de aceleración de la base del mástil en función de la frecuencia, denominada RAO.

Señal h1, Dirección Y

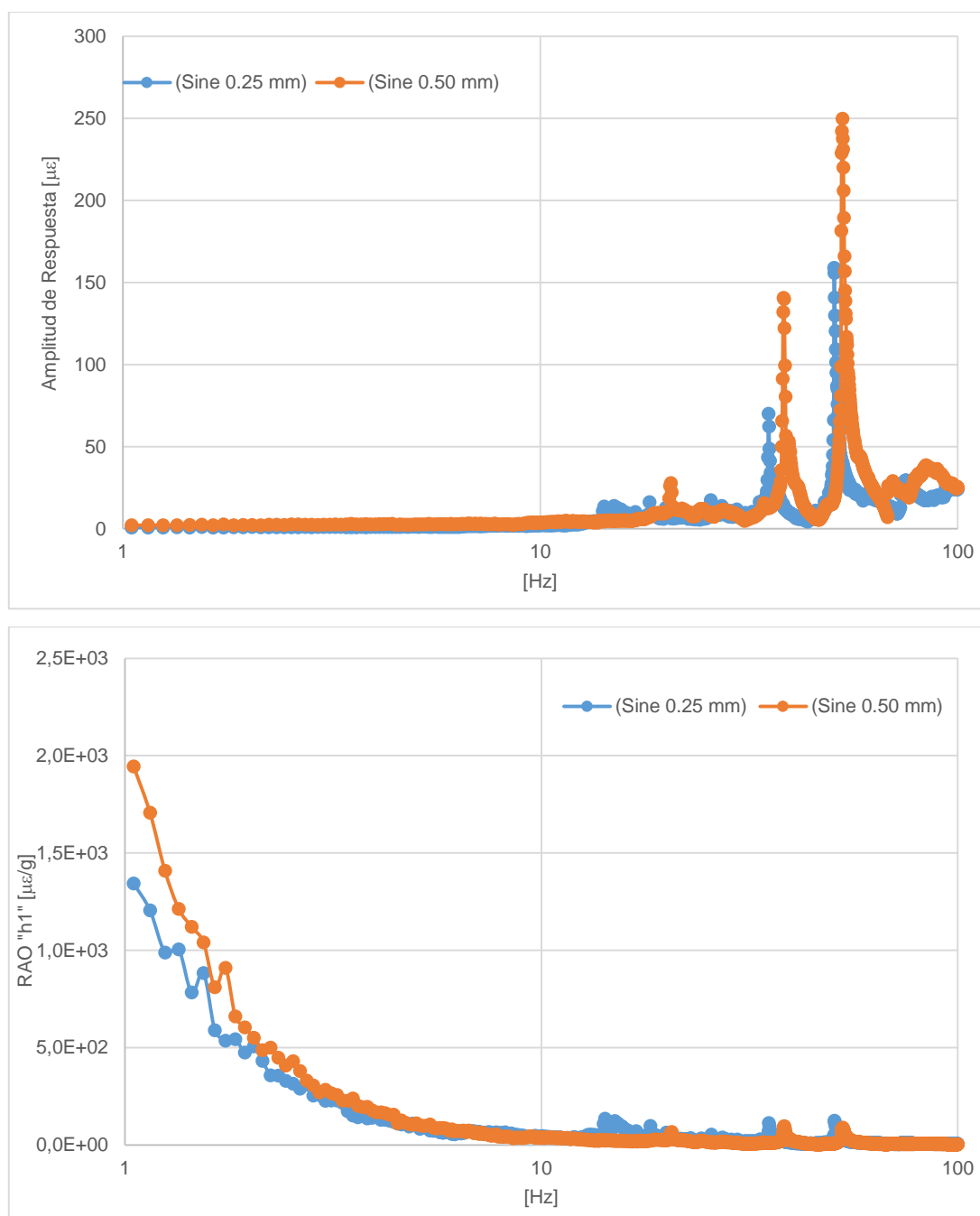


Figura 2.15: Respuesta de micro deformación Unitaria en "h1", dirección Y

Señal B, Dirección Y

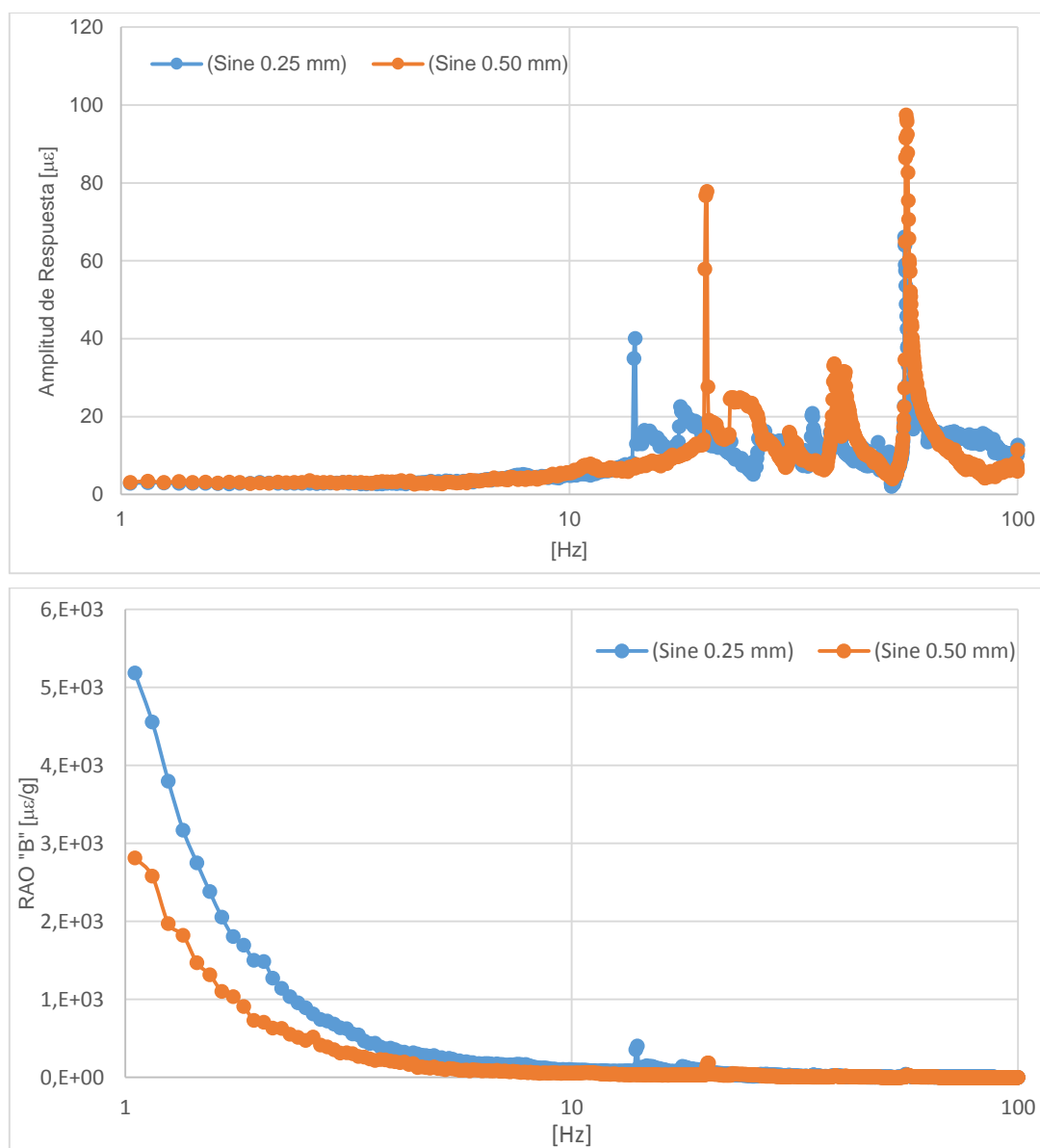
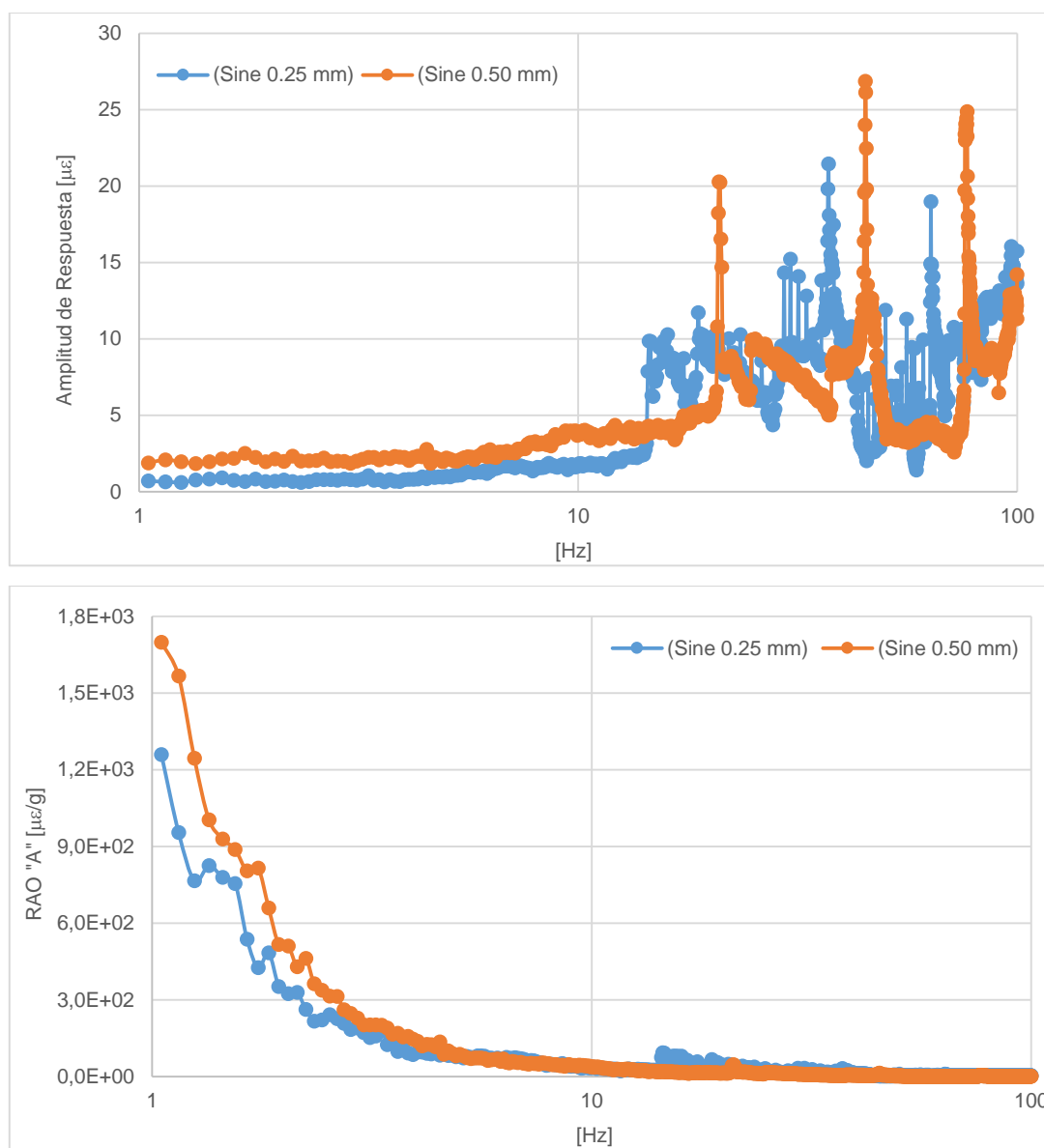
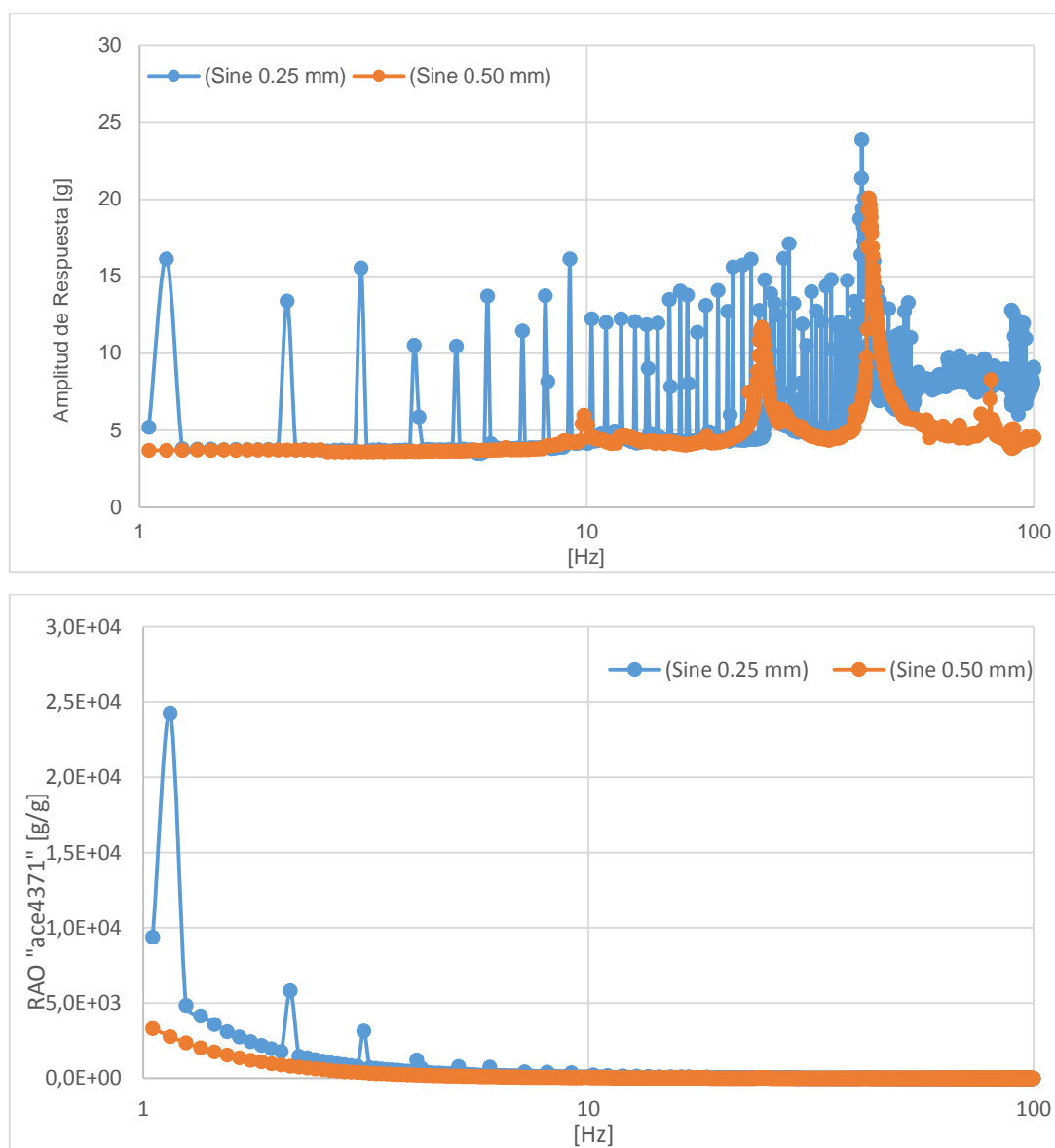
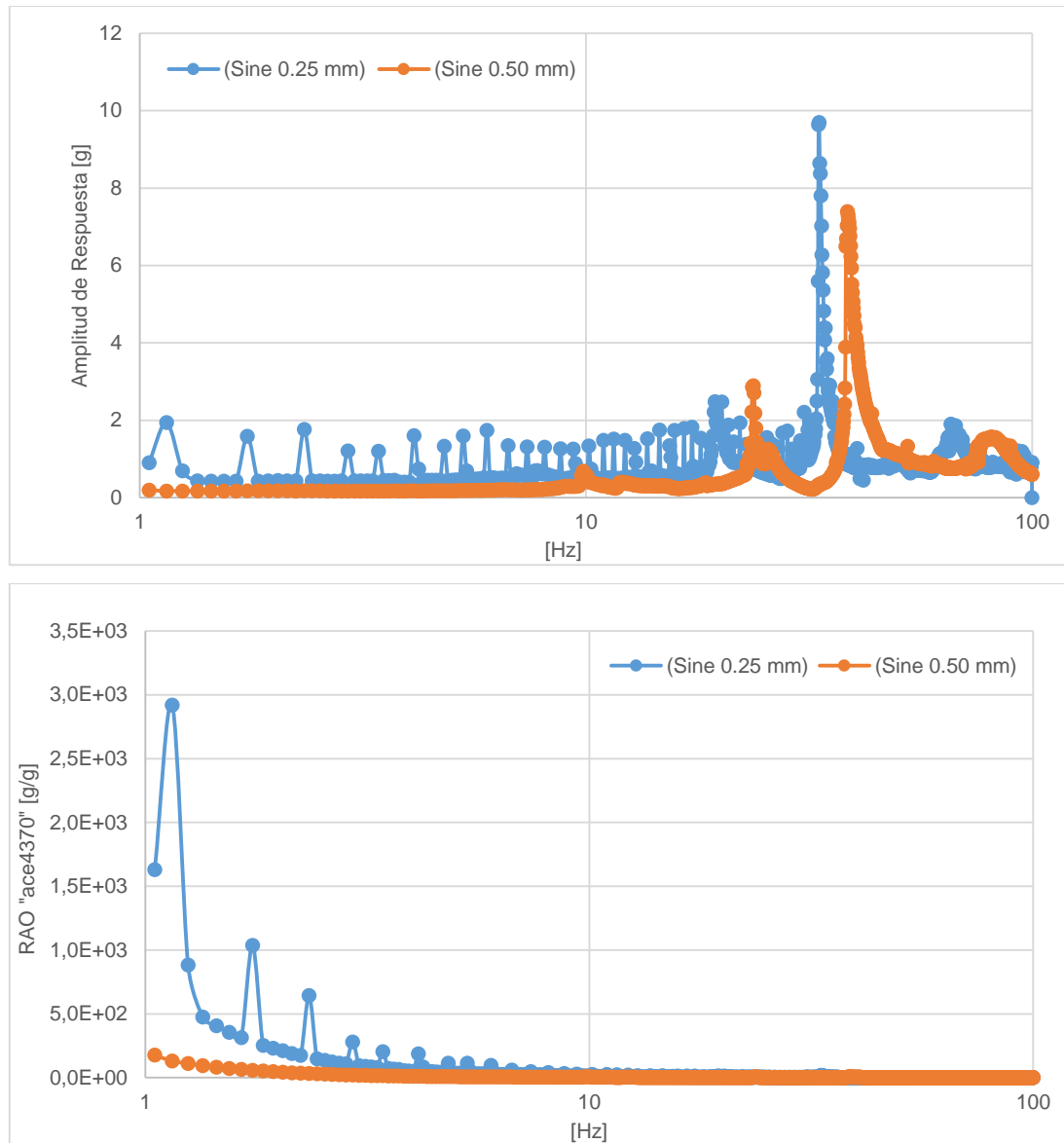
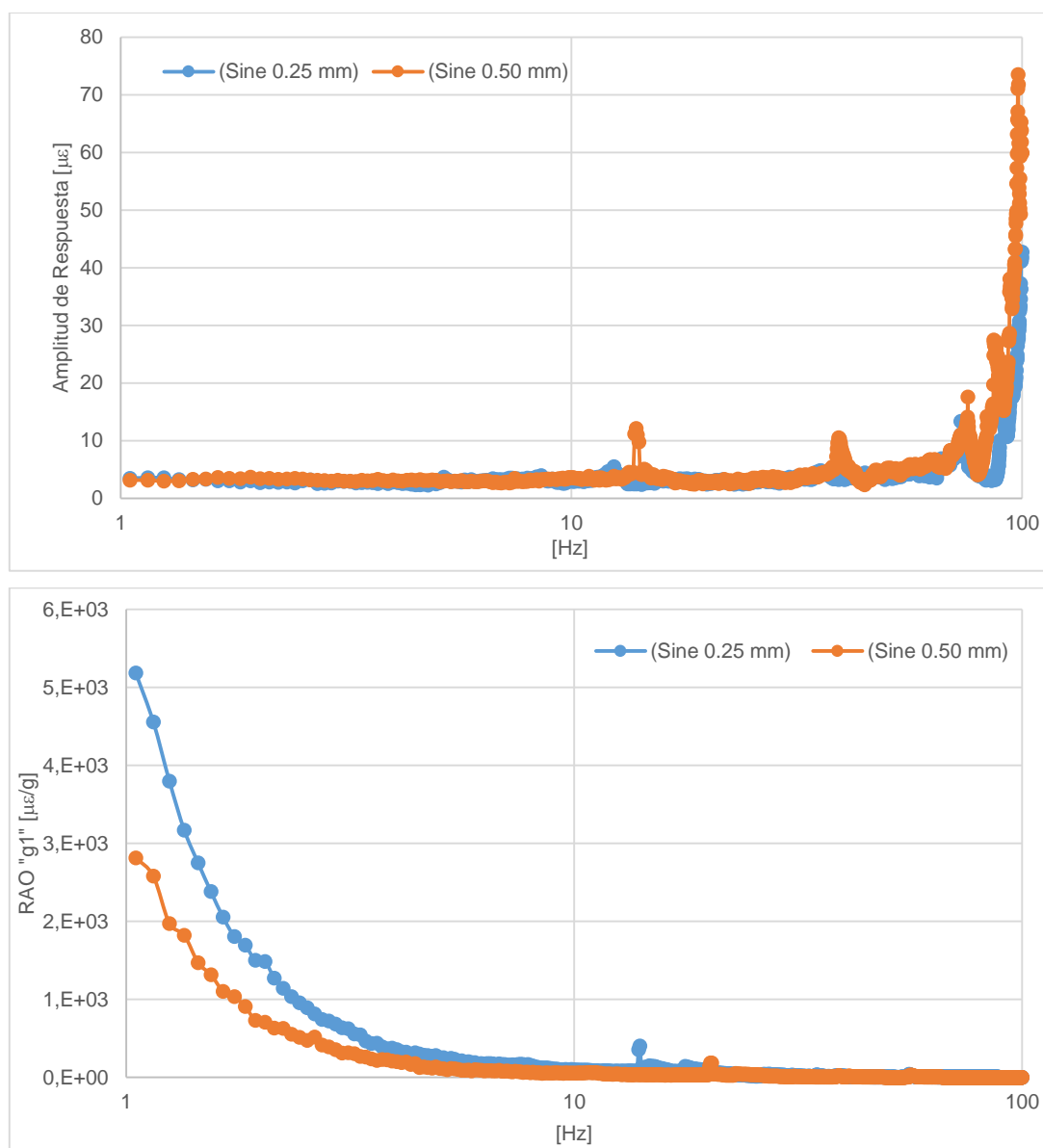


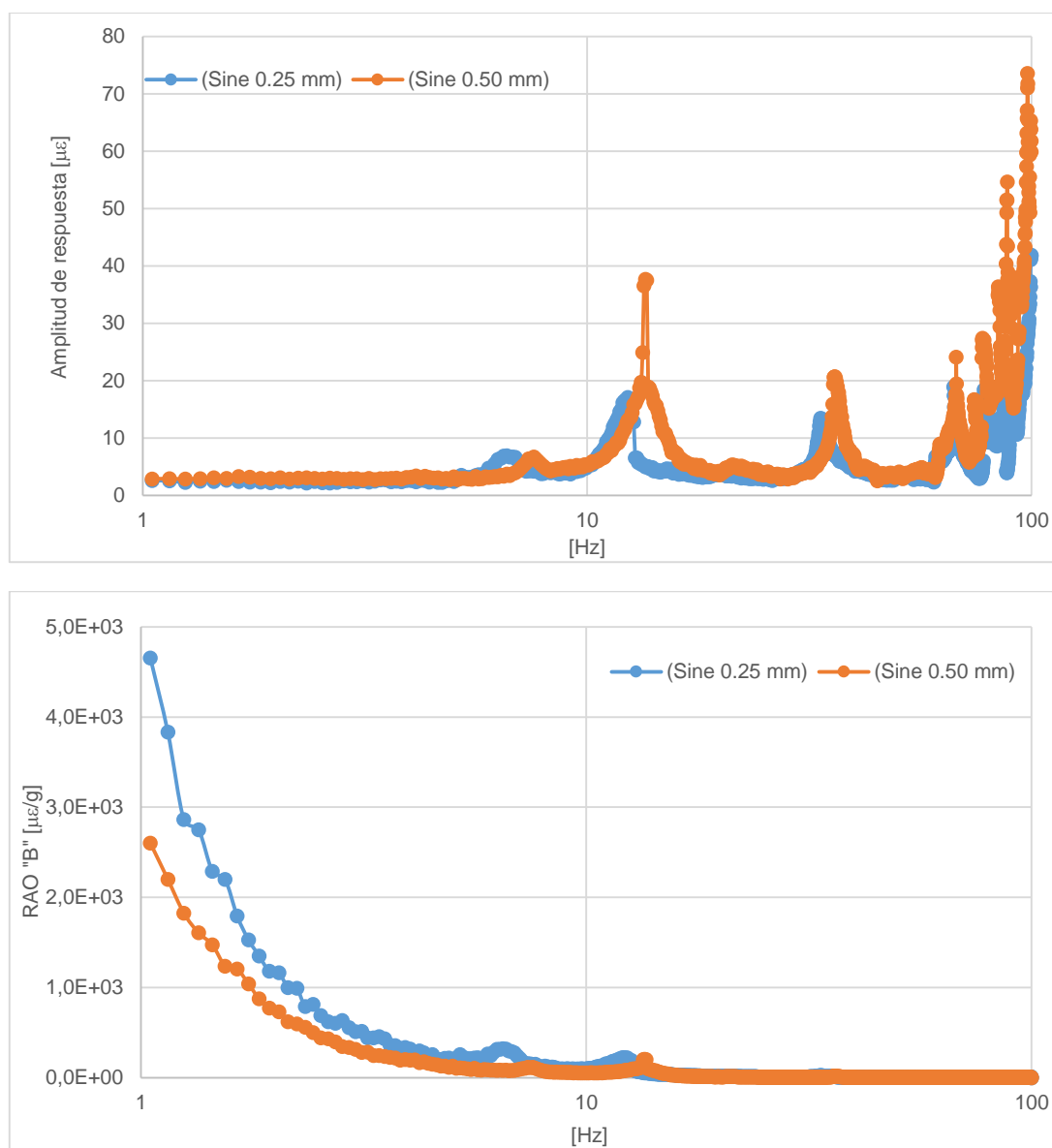
Figura 2.16: Respuesta de micro deformación unitaria en "B", dirección Y

Señal A, Dirección Y**Figura 2.17: Respuesta de micro deformación unitaria en "A", dirección Y**

Señal 4371, Dirección Y**Figura 2.18: Respuesta de aceleración en "4371", dirección Y**

Señal 4370, Dirección Y**Figura 2.19: Respuesta de aceleración en "4370", dirección Y**

Señal g1, Dirección X**Figura 2.20: Respuesta de micro deformación unitaria en "g1", dirección X**

Señal B, Dirección X**Figura 2.21: Respuesta de micro deformación unitaria en "B", dirección X**

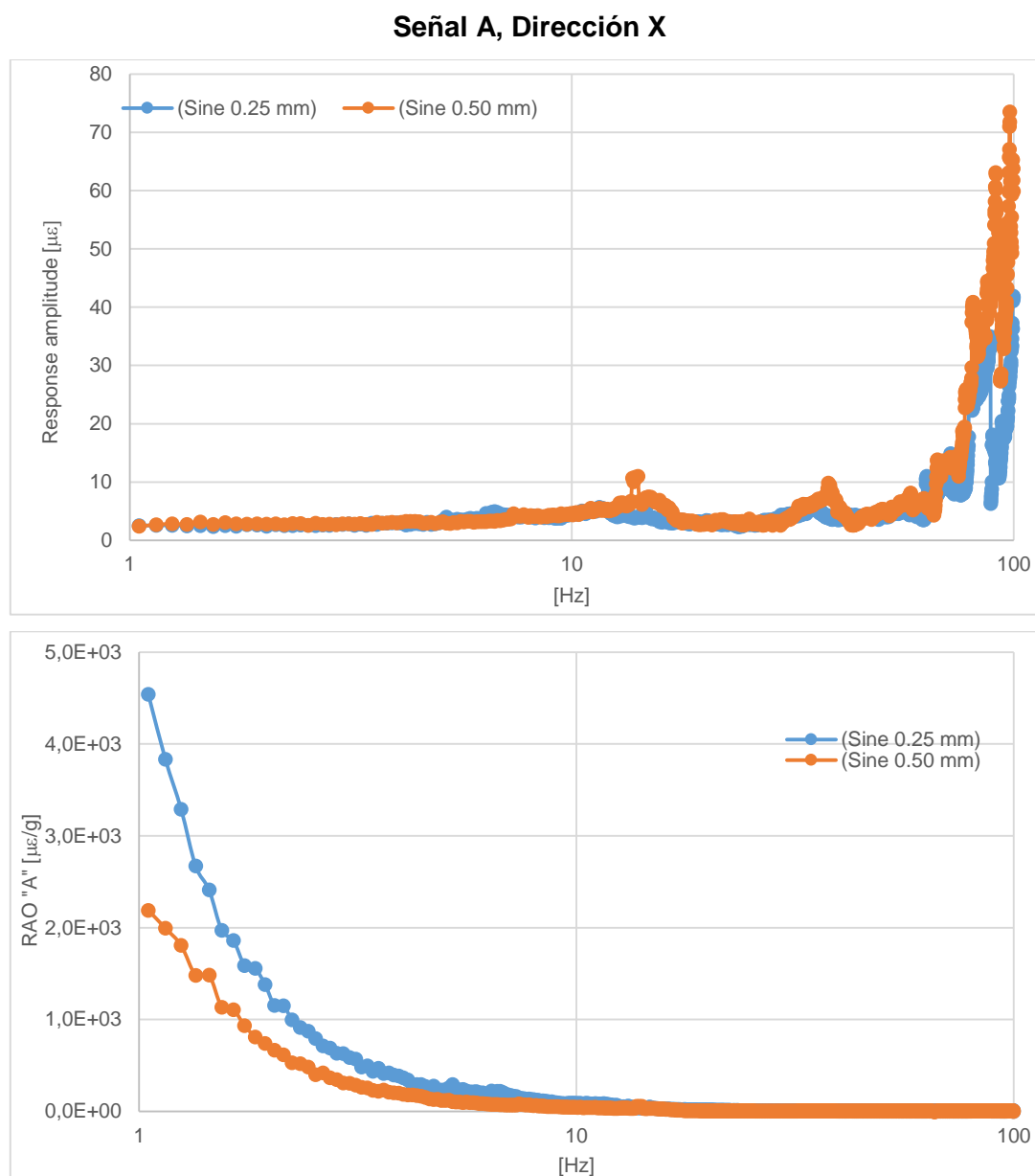


Figura 2.22: Respuesta de micro deformación unitaria en "A", dirección X

Señal 4371, Dirección X

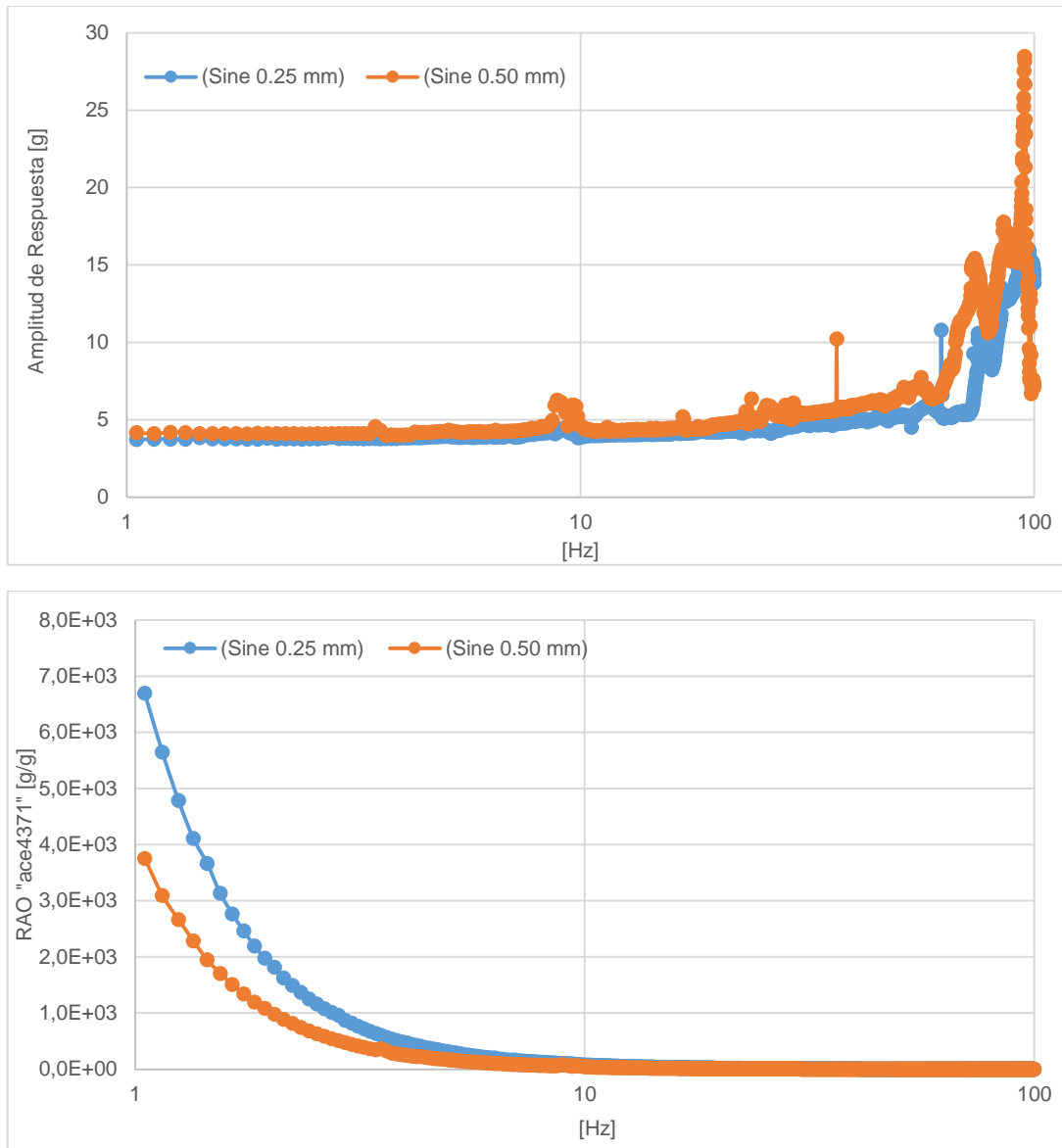
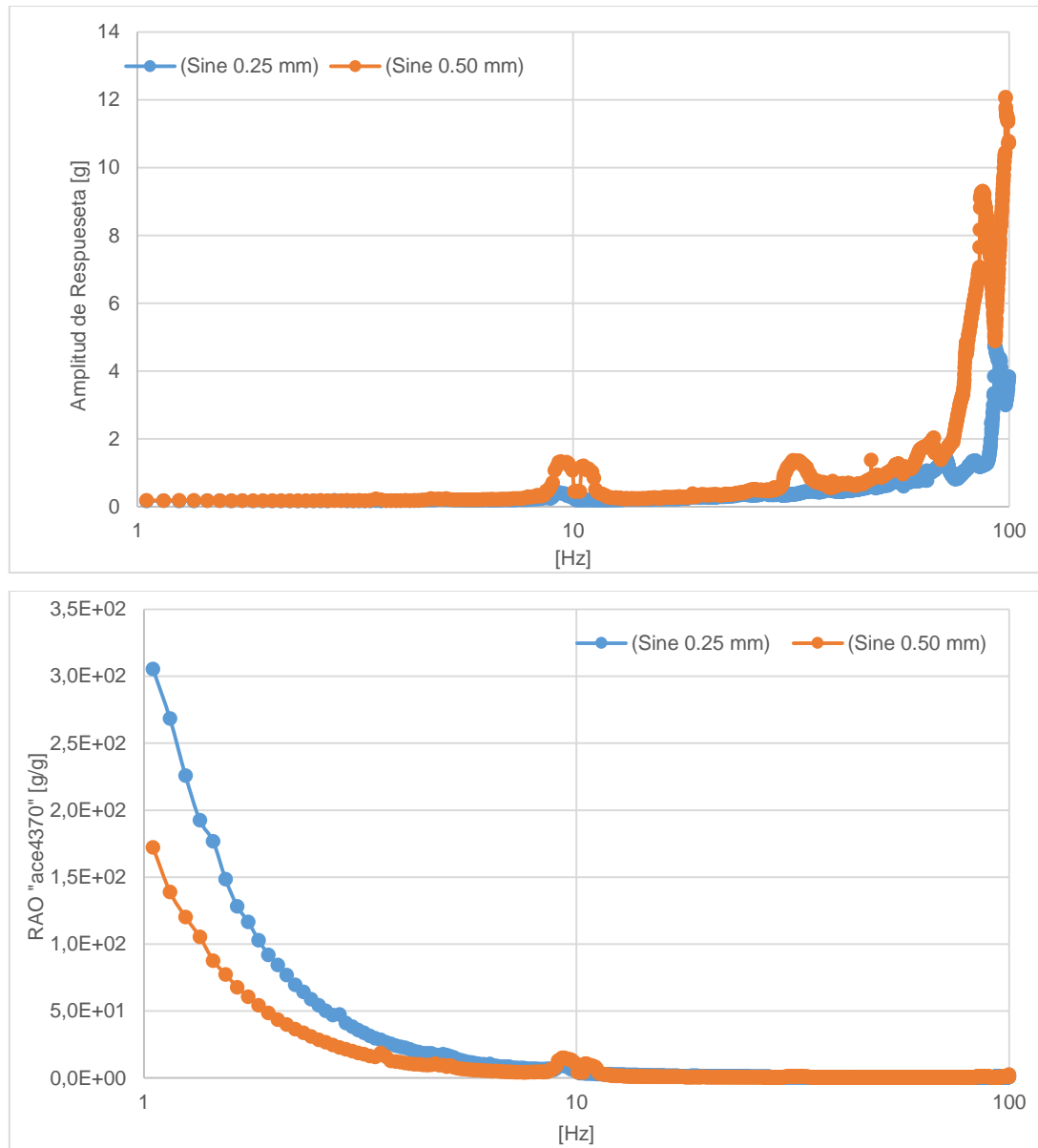


Figura 2.23: Respuesta de aceleración en "4371", dirección X

Señal 4370, Dirección "X"**Figura 2.24: Respuesta de aceleración en "4370", dirección X**

En el presente caso las gráficas de la respuesta se presentan con escala logarítmica en las ordenadas para identificar la respuesta en la zona de bajas frecuencias. En dirección Y las 5 señales de amplitud de respuesta gráficamente presentan al menos dos picos de respuesta con ambos niveles de amplitud de movimiento de la base. La señal que corresponde al elemento que soporta la base para antena "h1" presenta dos picos entre los rangos de 35 a 40 Hz y 50 a 55 Hz. El tubo frontal vertical "B" presenta tres picos en su respuesta: la primera entre 15 y 20 Hz, la segunda entre 35 y 45 Hz, y la tercera claramente entre 55 y 60 Hz. Y por último el tubo posterior vertical "A" presenta tres picos en respuesta con un amplio desfase para los dos movimientos de la base; el primero entre 15 y 25 Hz, el segundo entre 35 y 50 Hz y el último entre 65 y 80 Hz. A continuación, se presenta un resumen de la información obtenida:

Respuesta del elemento	Rango de respuesta	
	[Hz]	[Hz]
"h1"	35 - 40	50 - 55
"B"	15 - 20	35 - 45
"A"	15 - 25	35 - 50

Tabla 2.4: Rangos de picos de respuesta senoidal

La señal de aceleración presenta tres picos de respuesta en ambos sensores para los dos niveles de movimiento de la base. Ambos sensores detectan el primer pico de respuesta y coincide alrededor de 10 Hz, luego presentan un desfase en su respuesta. El acelerómetro instalado en el soporte superior "4371" presenta un segundo pico alrededor de los 25 Hz, y luego una tercera respuesta que se manifiesta entre 40 y 45 Hz. El acelerómetro instalado en el soporte inferior "4370" detecta el segundo máximo en respuesta entre 20 y 25 Hz, mientras que el tercero entre 30 y 40 Hz. Los extensómetros ubicados en los tubos verticales detectan una resonancia de todo el mástil entre 15 y 20 Hz. Luego la vibración de la base de la antena inferior muestra una resonancia local de dicha zona alrededor de 35 a 40 Hz. Hay diferencia entre las señales experimentales y numéricas, así como en la respuesta experimental del modelo en dirección X y Y.

CAPÍTULO 3

3. EXPERIMENTACIÓN CON PRUEBAS ALEATORIAS

3.1 Pruebas experimentales con movimiento aleatorio de la base

Para realizar el análisis de la respuesta del modelo del mástil por movimiento aleatorio de su base, se realizan dos tipos de pruebas con el espécimen ubicado en dirección X y en Y. La respuesta es registrada con sensores de deformaciones unitarias y aceleración ubicados en las posiciones y direcciones tal como se describe en el Capítulo 2. El movimiento del vibrador se configura con un tipo de prueba aleatorio que requiere el ingreso de la densidad espectral de la aceleración, y para especificar esta función se sigue la recomendación de la referencia [2] para ensayos de laboratorio. Éste es un espectro de vibración aplicable a sistemas marinos que incluye componentes aleatorios inducidos por estados de mar, maniobrabilidad, maquinarias, motores, etc.

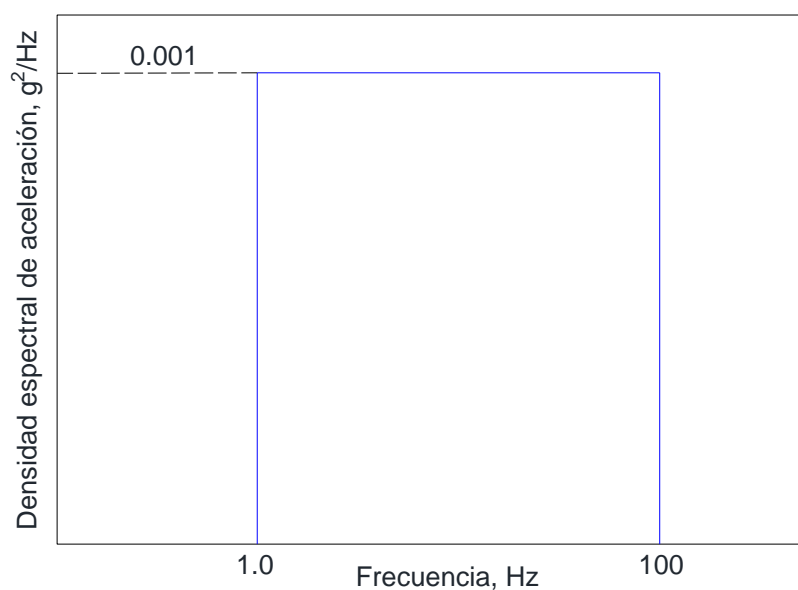


Figura 3.1: Densidad espectral de aceleración teórica [2]

Para alcanzar el valor de 0.001 g²/Hz en el rango de frecuencias de 1 a 100 Hz requerido por la norma [2], el programa de control indica que se requiere una amplitud pico-pico máxima de 38.25 mm que está por encima de la capacidad del equipo

disponible. Por ello se reduce el valor máximo de densidad espectral hasta alcanzar una amplitud pico-pico ligeramente menor a la máxima permitida por el vibrador que es de 25,4 mm. A continuación, se muestran dos niveles de densidad espectral que se consideran para la configuración del programa de control del vibrador que no exceden los límites de operación:

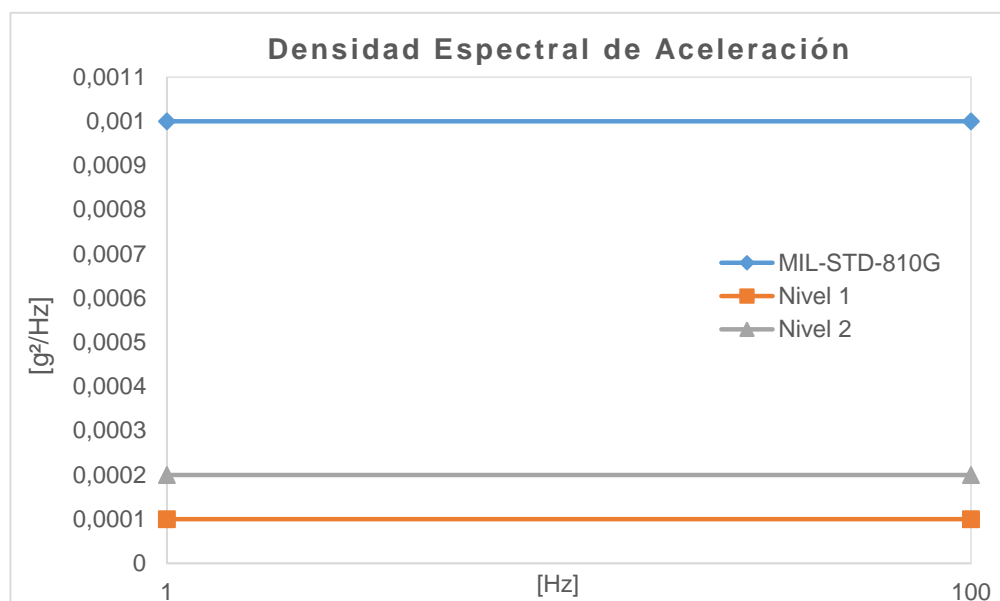


Figura 3.2: Niveles de densidad espectral de aceleración para el movimiento del vibrador [2]

Entonces en las pruebas aleatorias se utilizan dos niveles de densidad espectral de $0,0001$ y $0,0002 g^2/Hz$, para lo que se requieren unas amplitudes máximas pico-pico de 12.1 y 17.1 mm respectivamente en el programa de control del vibrador. Los resultados de las pruebas se registran en archivos cuyos nombres van de acuerdo con la fecha en que se llevan a cabo, manteniendo el mismo esquema que las pruebas senoidales. El registro de datos de deformaciones unitarias y aceleraciones se inicia una vez que el vibrador alcanza el valor de densidad espectral requerido y cada uno tiene una duración de 6 minutos; de tal manera que al realizar 5 pruebas se va a disponer de información en una combinación de 30 minutos continuos de prueba para cada nivel.

En la siguiente tabla se identifican las pruebas experimentales con movimiento aleatorio realizadas en las dos direcciones, X y Y. Cada archivo que se muestra a continuación está conformado con los registros de deformación unitaria y aceleración equivalente [mV] en archivos con formato texto (extensión *.txt). Cada archivo se identifica en su nombre con la fecha seguido por la palabra “strain” ó “ace” respectivamente, por ejemplo: $R_{fecha}strain.txt$ y $R_{fecha}ace.txt$.

Fecha	Archivo	Frec. extrema baja, Hz	Frec. extrema alta, Hz	Nivel de densidad espectral, g^2/Hz
DIRECCIÓN Y				
19 septiembre 2017	R19091	1	100	0.0001
	R19092			
	R19093			
	R19094			
	R19095			
	R19096	1	100	0.0002
	R19097			
	R19098			
	R19099			
	R190910			
DIRECCIÓN X				
20 septiembre 2017	R20091	1	100	0.0001
	R20092			
	R20093			
	R20094			
	R20095			
	R200911	1	100	0.0002
	R200912			
	R200913			
	R200914			
	R200915			

Tabla 3.1: Registro de pruebas aleatorias realizadas

En el caso de estas pruebas con movimiento aleatorio de la base no es posible identificar un período al realizar un acercamiento en los registros de las pruebas ya que el movimiento de la base no es armónico. En la figura 3.3 se tiene un extracto de los resultados obtenidos en la respuesta de los sensores de deformación unitaria y

aceleración equivalente, graficados con un valor común en ordenadas y abscisas utilizando 9 puntos para filtrar la señal.

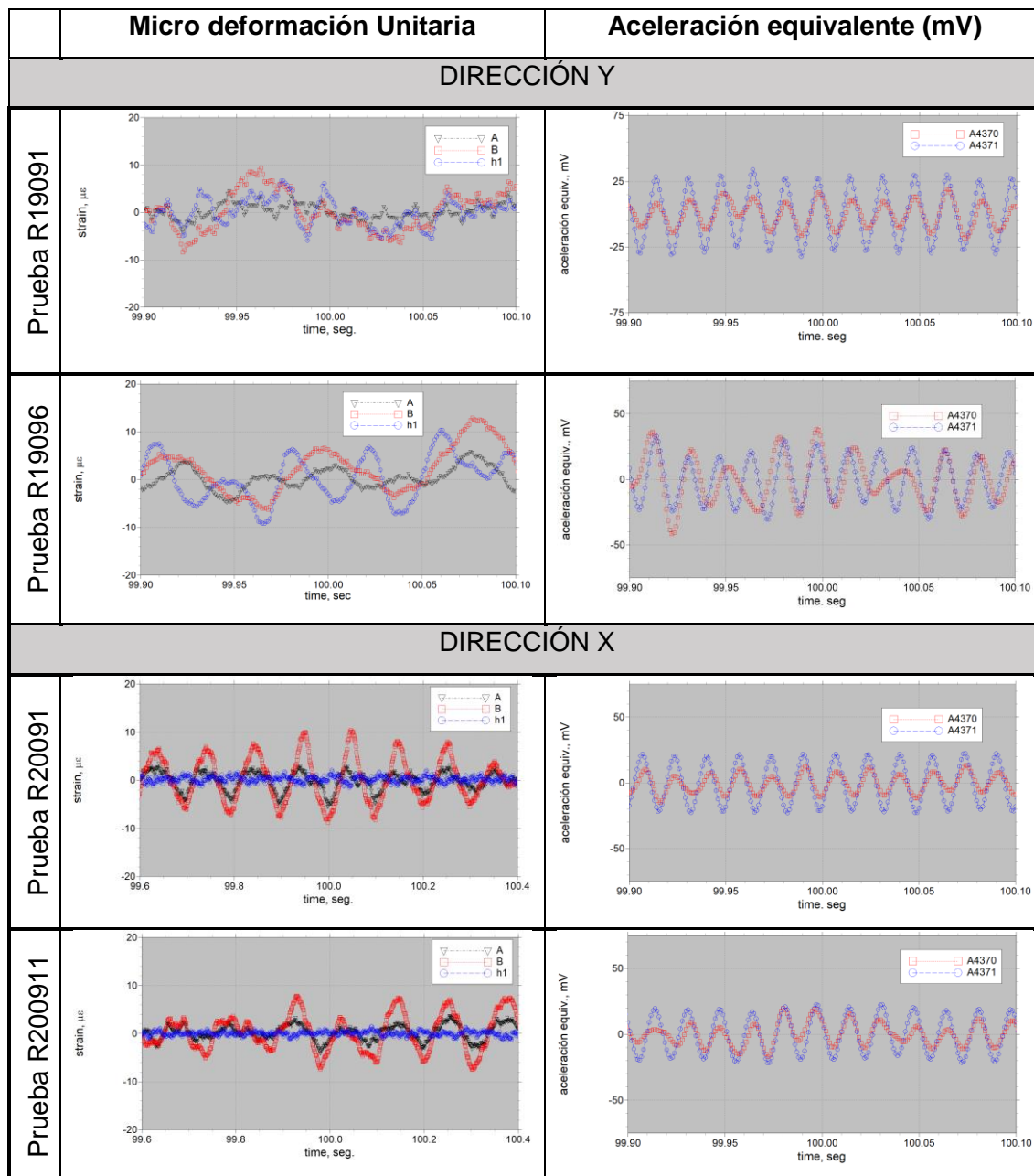


Figura 3.3: Resultados típicos de pruebas experimentales aleatorias

3.2 Distribución de máximos locales

Los valores máximos locales sirven para efectos de diseño y en este trabajo se agrupan por rangos para generar un histograma que presenta la cantidad de máximos locales para deformación unitaria y aceleración. En el procesamiento de datos se incluye además la distribución de Rayleigh para comparar el comportamiento de los datos con este tipo de función; en dicha distribución se emplea la media cuadrada de las señales.

Procesamiento de datos

Primero los archivos de resultados de la tabla 3.1 se acoplan en uno solo para generar una señal completa de registro continuo, agrupados por nivel de densidad espectral del movimiento de la base (0.0001 y 0.0002 g^2/Hz) y dirección del movimiento de la base (X, Y). Para esto cada señal se desplaza al origen de las abscisas debido al balanceamiento no nulo (deformaciones unitarias) y se realiza proceso de filtración en la señal para reducir el ruido presente en el registro de datos. El algoritmo utilizado para el proceso de filtración es el denominado “sliding window” [7] y requiere de un número de puntos simétricamente dispersos alrededor de cada registro para obtener un promedio. A continuación, se presenta la filtración de una señal aleatoria con la variación en la cantidad de puntos seleccionados.

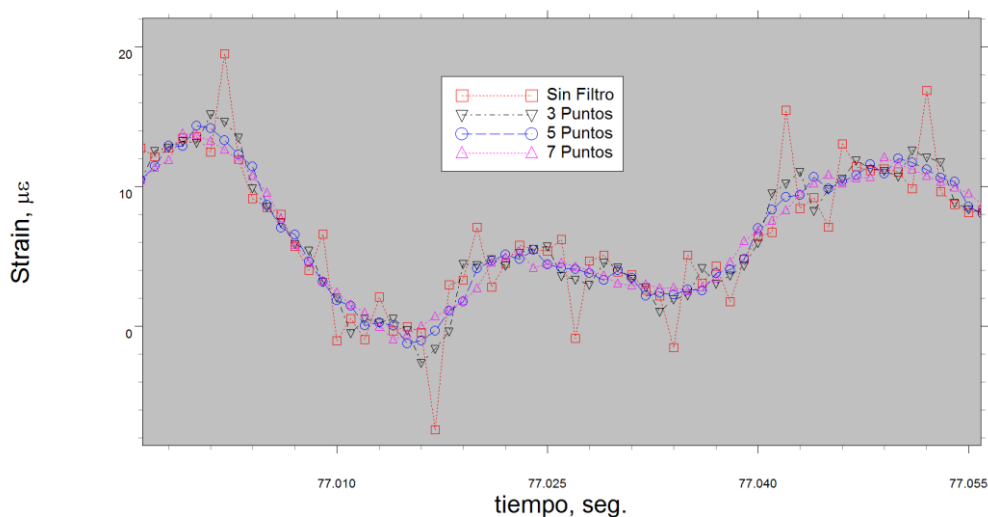


Figura 3.4: Filtración de señal de micro deformación unitaria

La señal de deformación unitaria sin filtro presenta picos que posiblemente no corresponden a la respuesta de la estructura. Al aumentar la cantidad de puntos de la filtración se suaviza la curva original facilitando la identificación posterior de los ciclos correspondientes a la respuesta del modelo del mástil. Sin embargo, a medida que se aumenta la cantidad de puntos se reduce la posibilidad de detectar altas frecuencias que si corresponden a la respuesta del modelo. Por lo tanto, en esta ocasión se utilizan 3 puntos para la filtración de las señales en todos los archivos.

Histograma de máximos locales

Para presentar los resultados obtenidos se prepara un histograma que contiene la cantidad de máximos locales recolectados identificados por rango de esfuerzos máximos locales. Asumiendo que se cumple la ley de Hooke [8] para el aluminio 5083 H111 (Módulo de Young, 71000 N/mm^2), se calcula el esfuerzo máximo con la señal de deformación unitaria máxima obtenida en los ciclos.

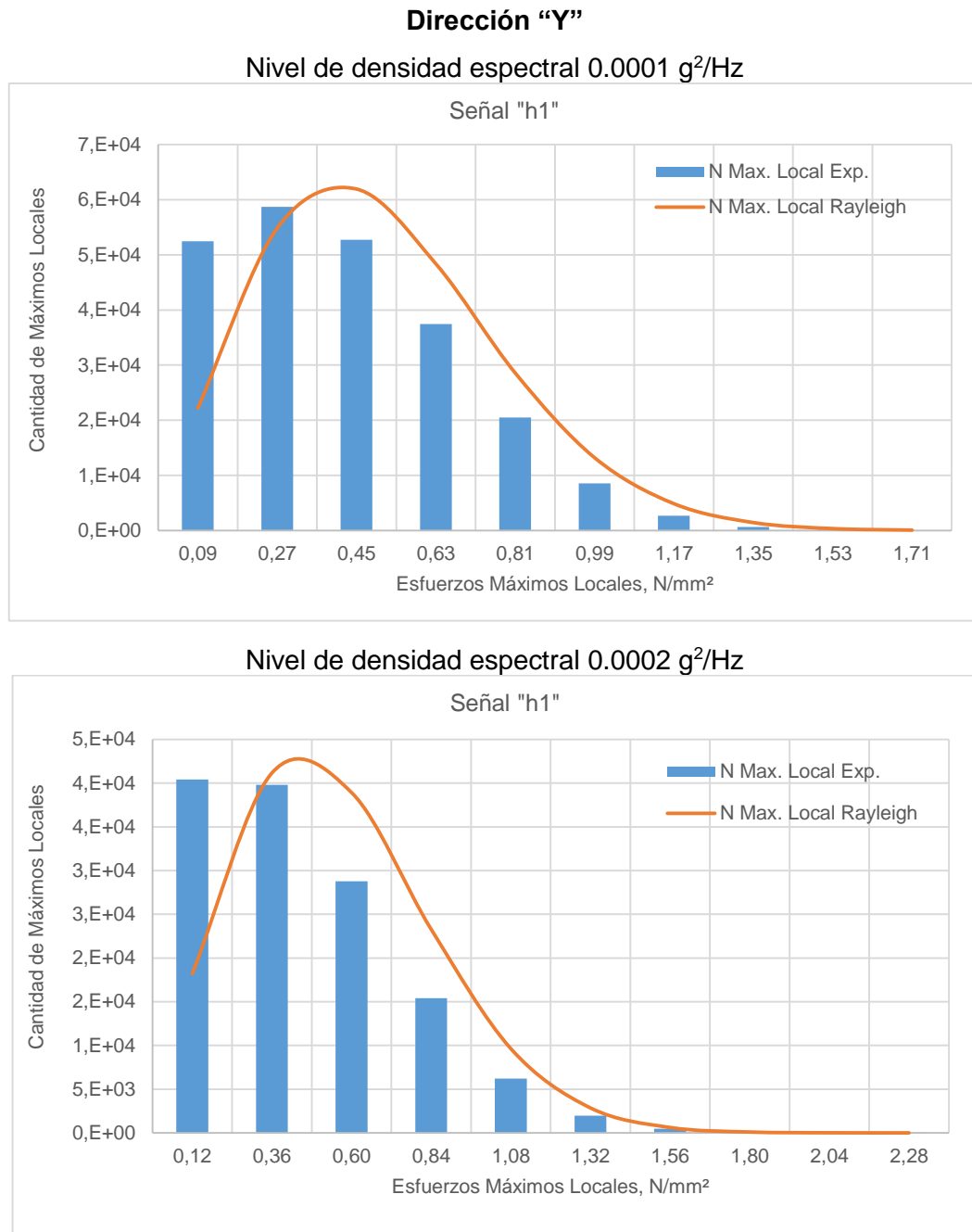


Figura 3.5: Cálculo de máximos locales para la señal "h1", dirección "Y"

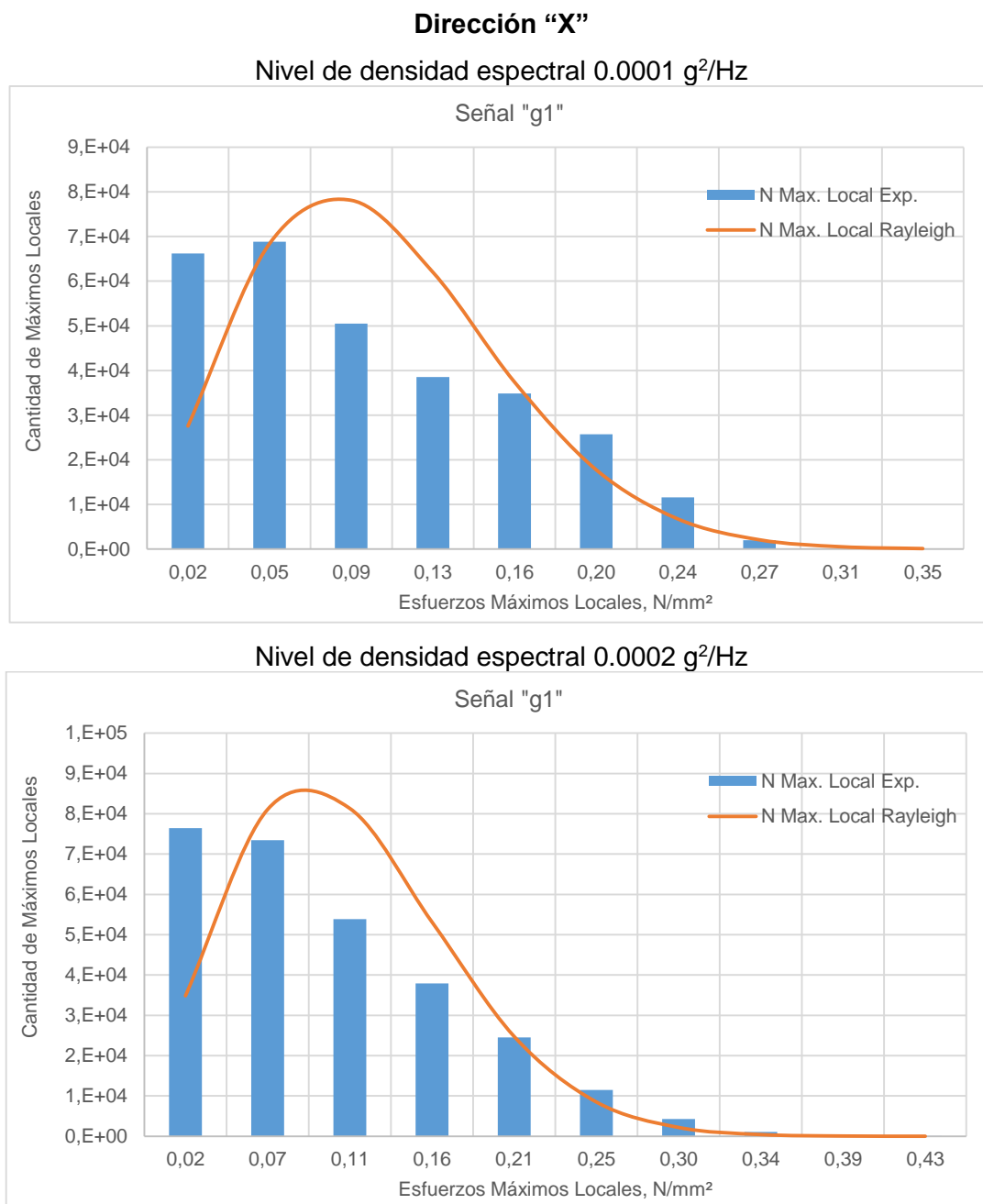


Figura 3.6: Cálculo de máximos locales para la señal "h1", dirección "X"

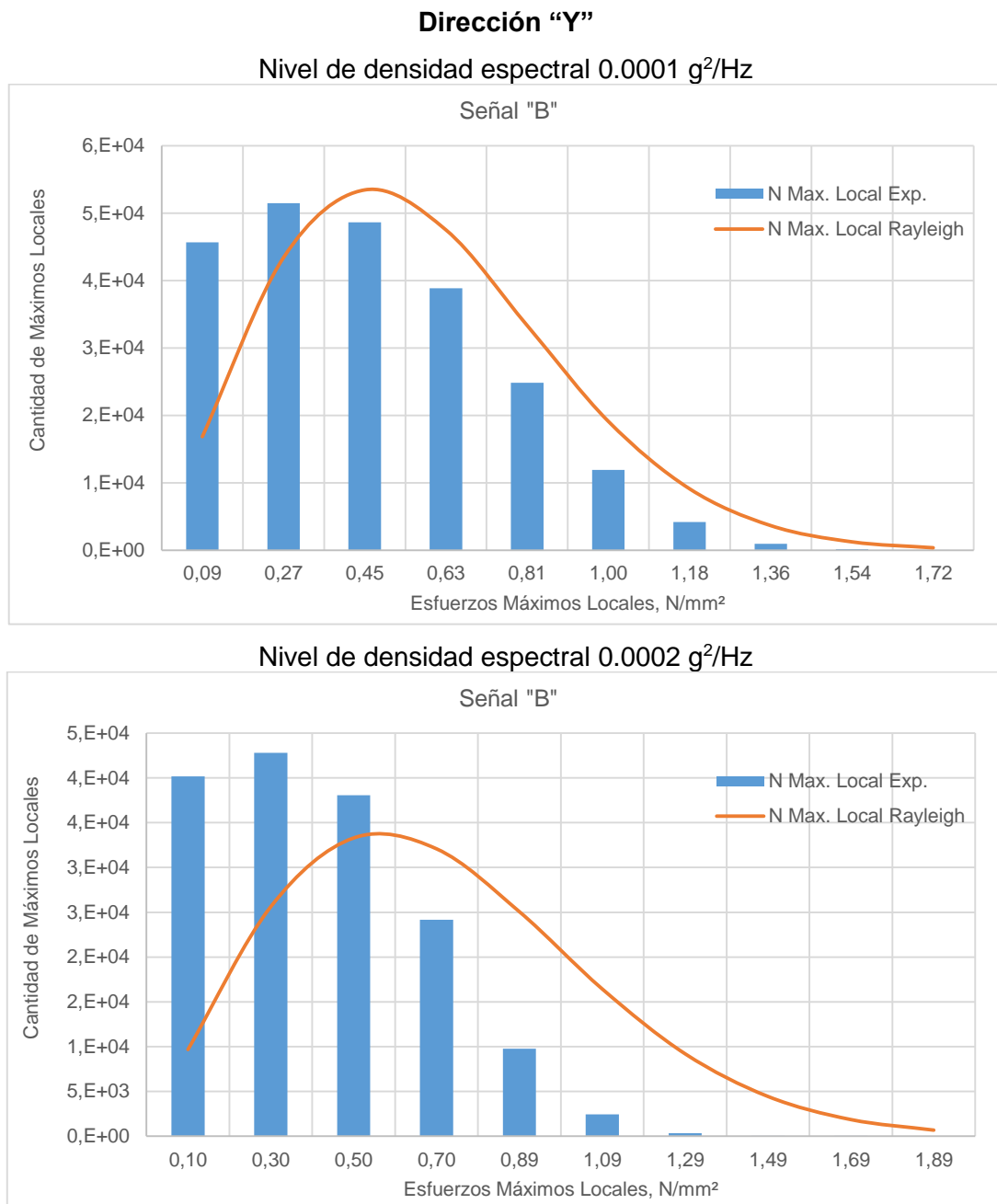


Figura 3.7: Cálculo de máximos locales para la señal "B", dirección "Y"

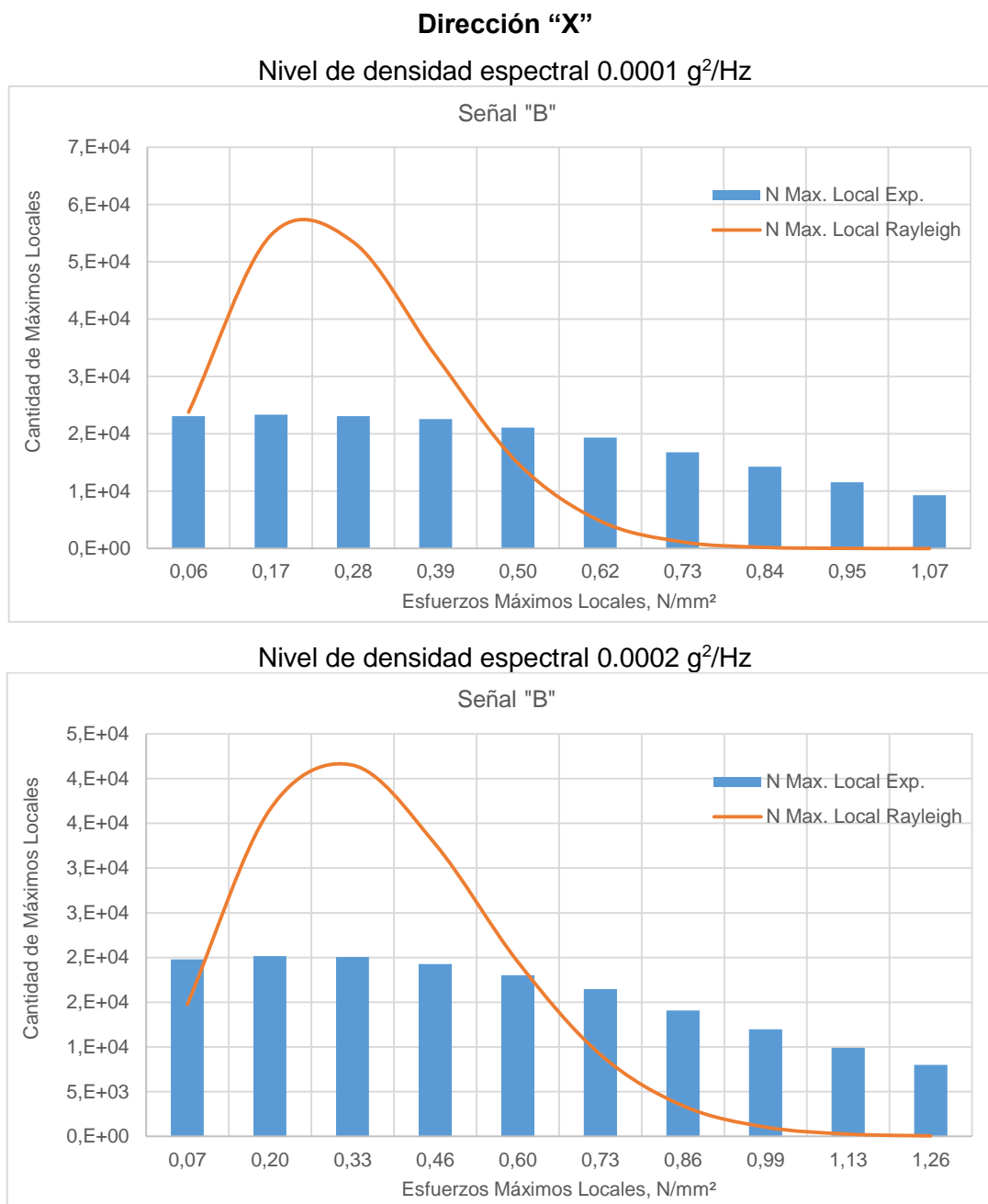


Figura 3.8: Cálculo de máximos locales para la señal "B", dirección "X"



Figura 3.9: Cálculo de máximos locales para la señal "A", dirección "Y"

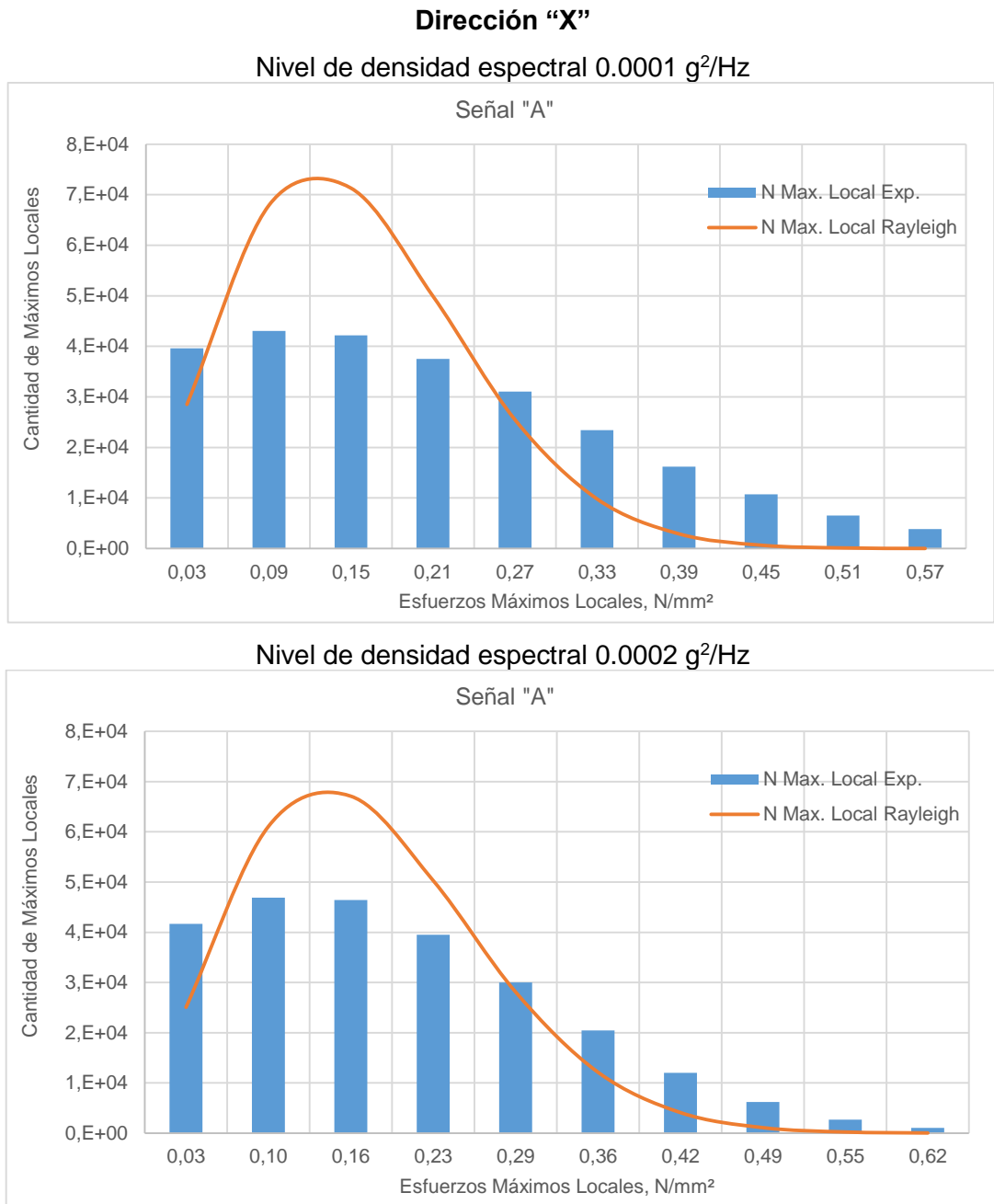


Figura 3.10: Cálculo de máximos locales para la señal "A", dirección "X"

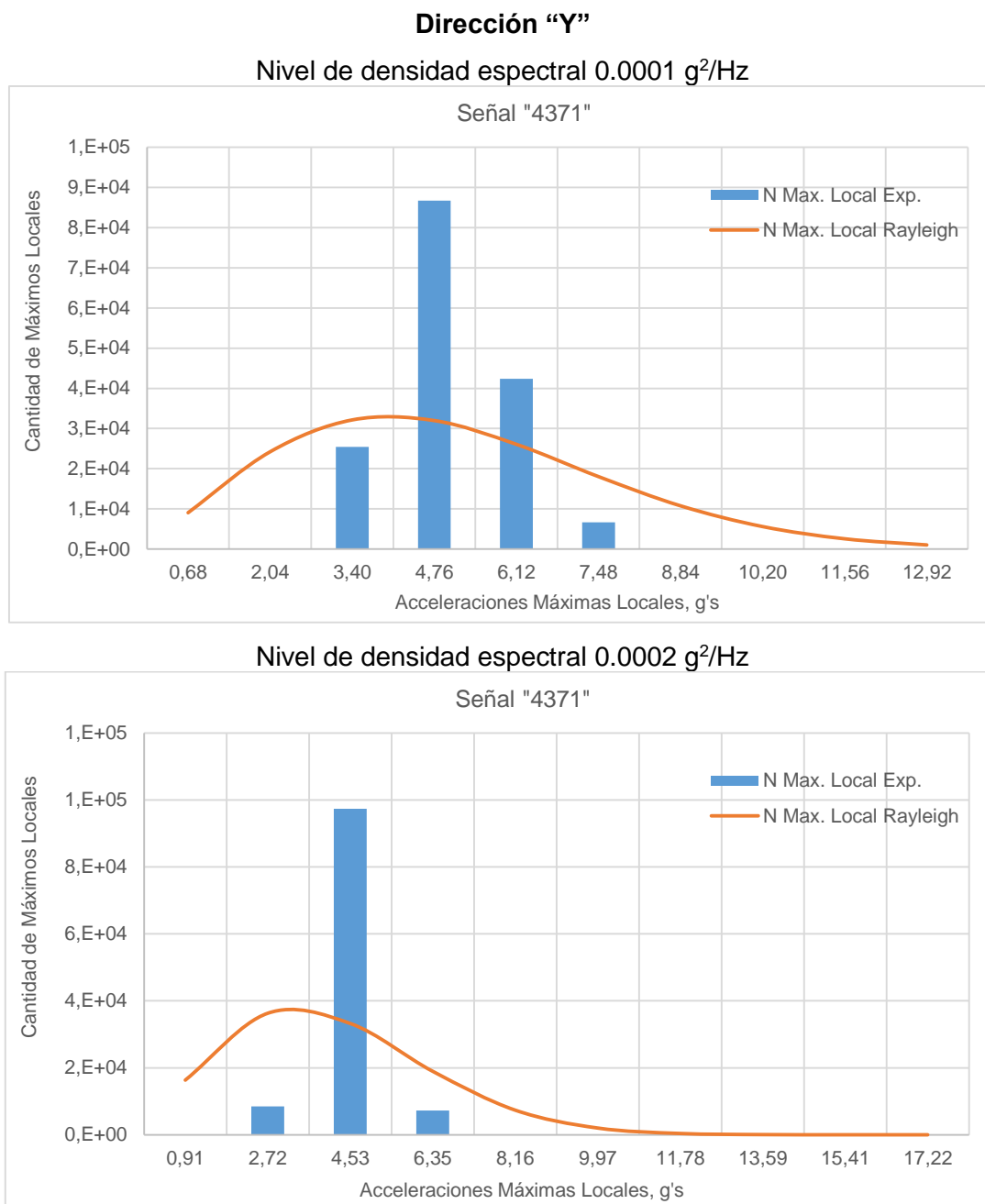


Figura 3.11: Cálculo de máximos locales para la señal "4371", dirección "Y"

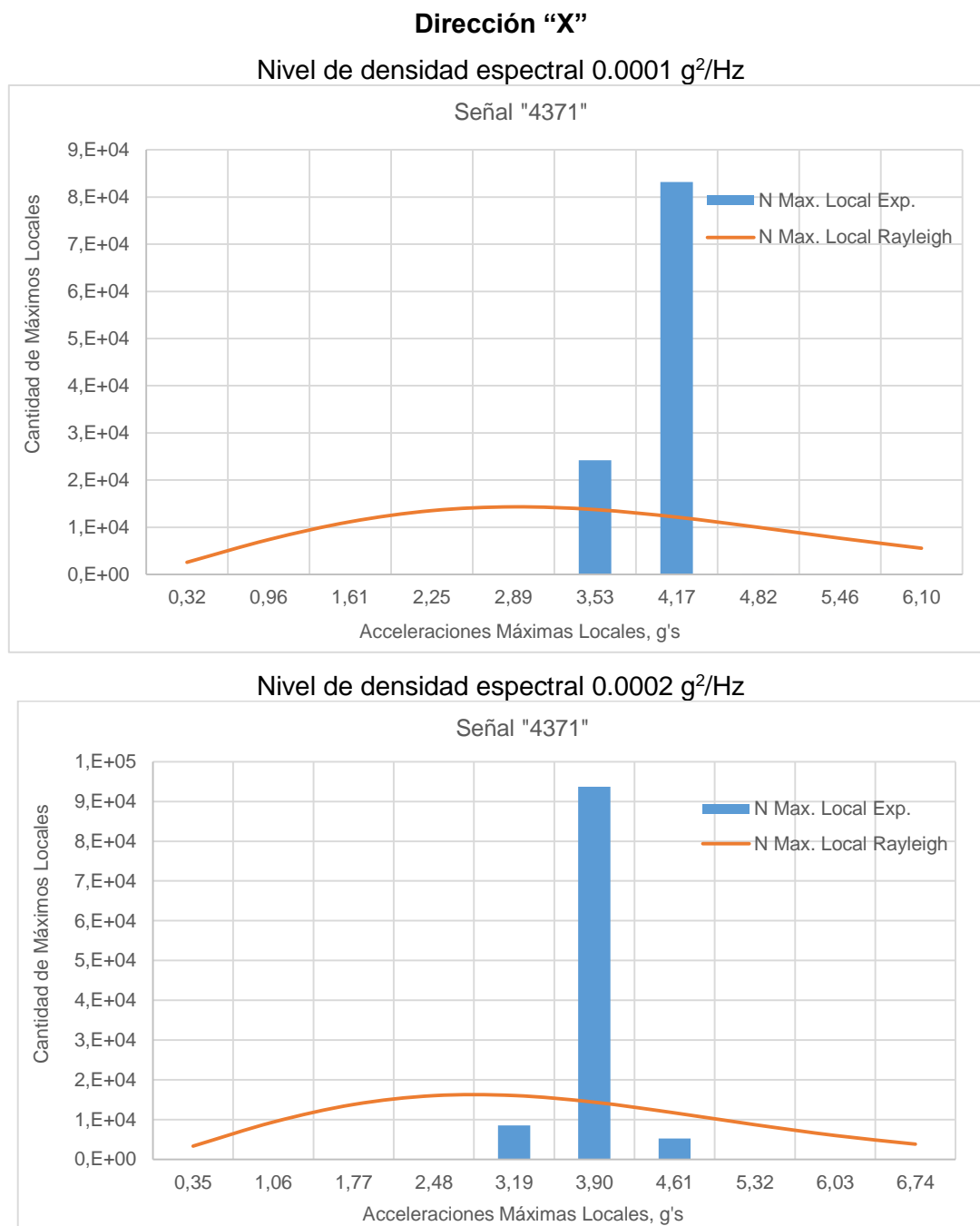


Figura 3.12: Cálculo de máximos locales para la señal "4371", dirección "X"

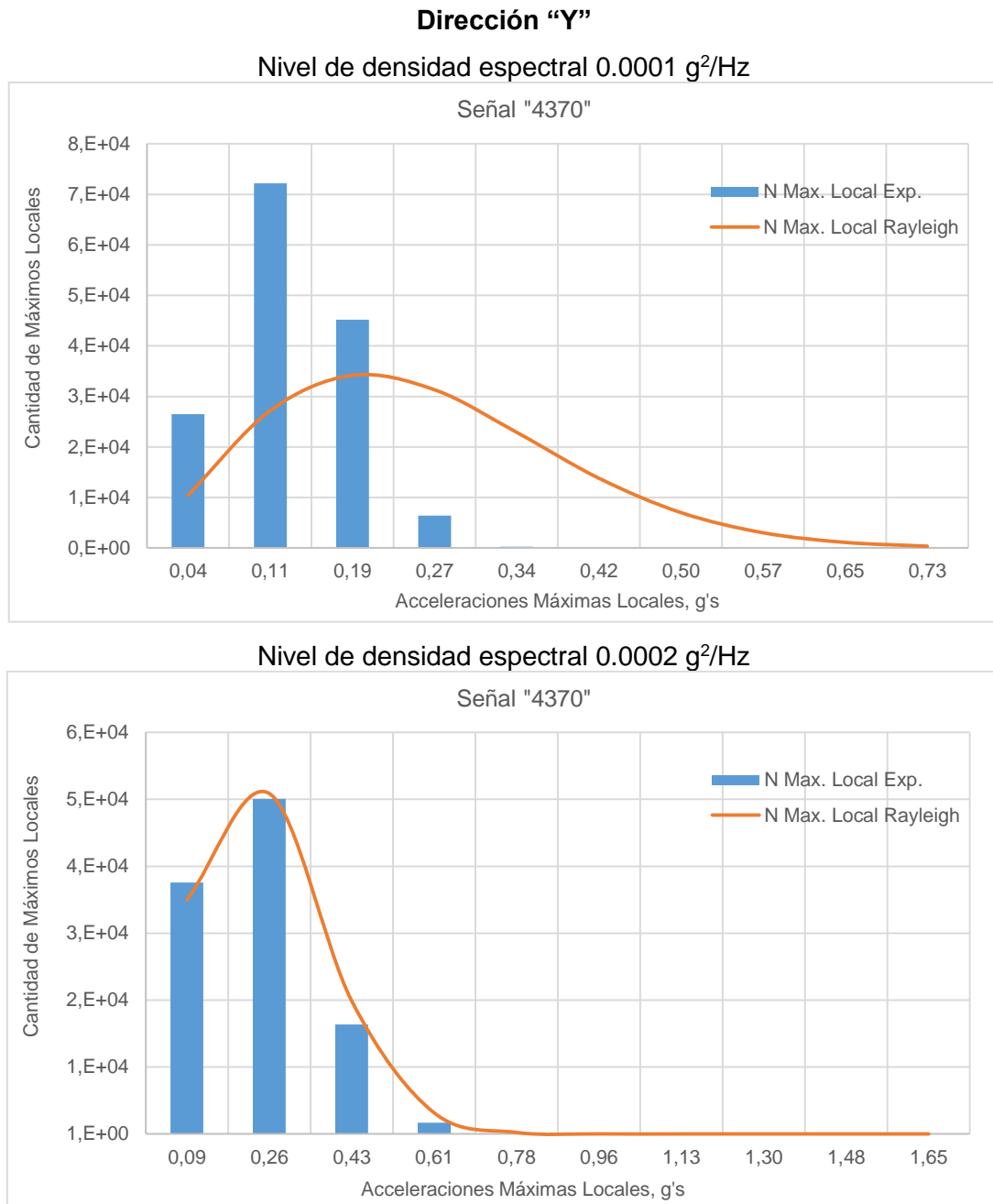


Figura 3.13: Cálculo de máximos locales para la señal "4370", dirección "Y"

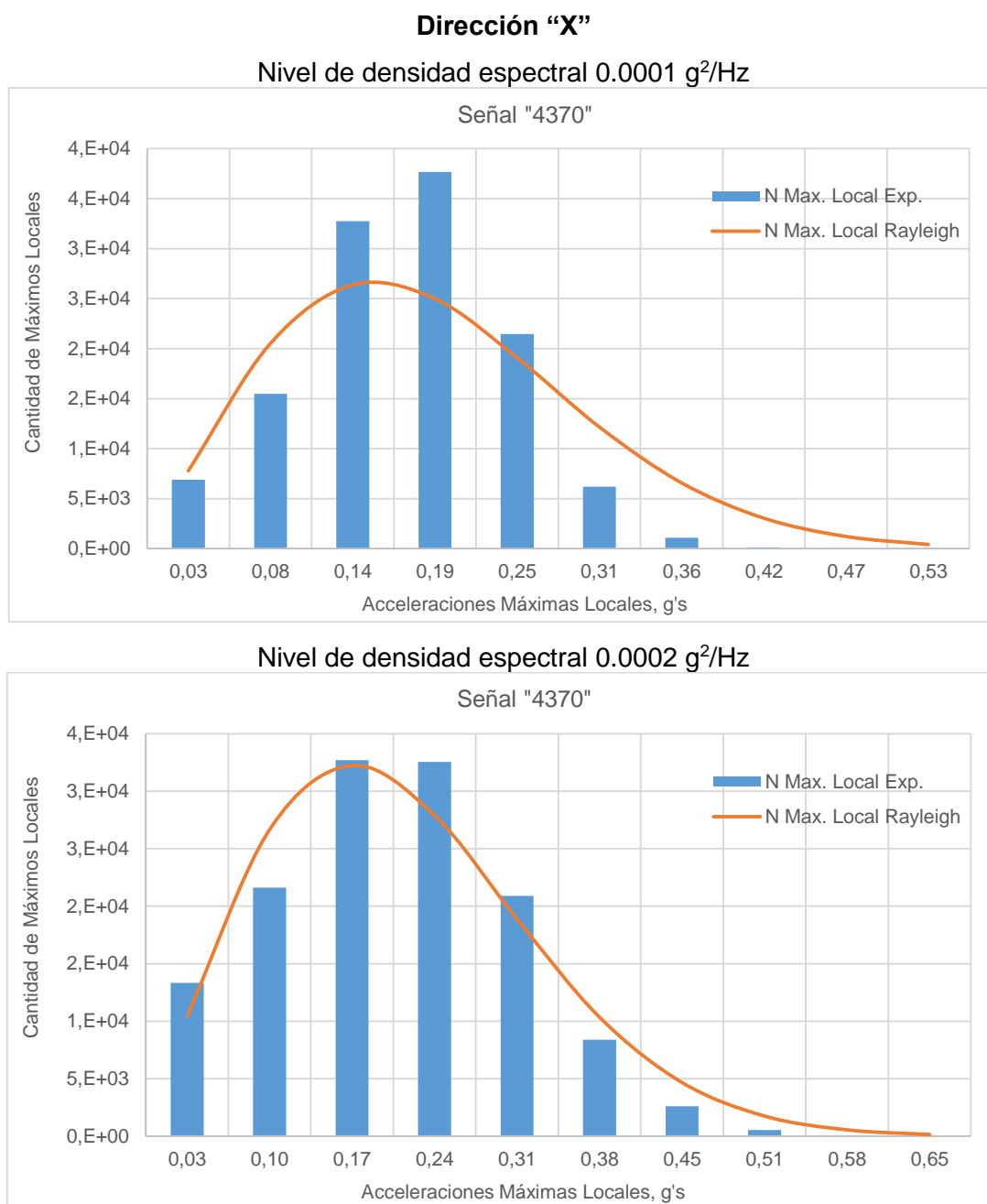


Figura 3.14: Cálculo de máximos locales para la señal "4370", dirección "X"

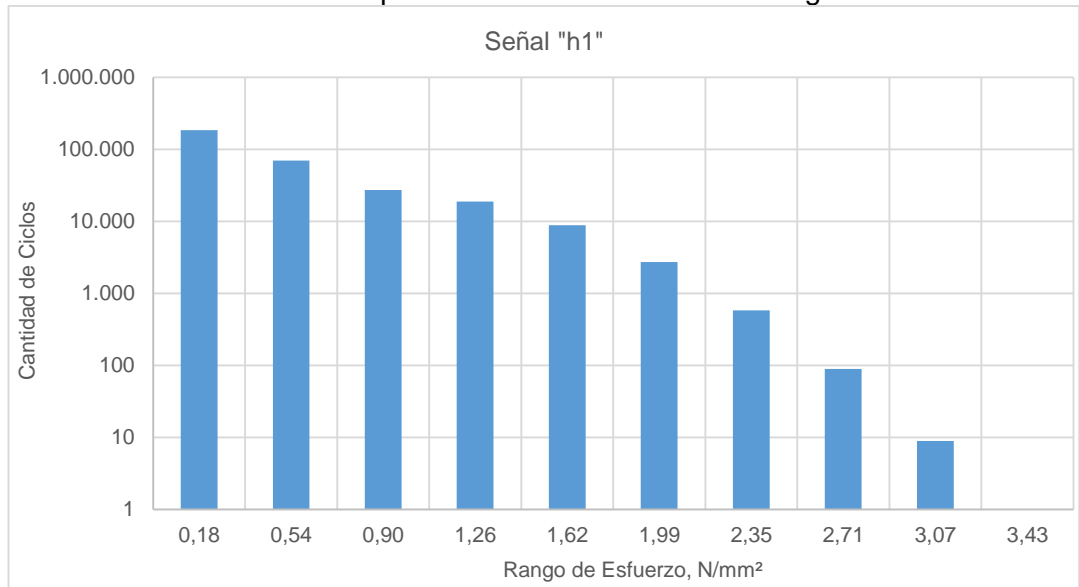
Los niveles de esfuerzo que se alcanzan en la estructura del modelo del mástil son relativamente bajos, debido principalmente a que no fue posible representar el espesor de los tubos a escala. Las pruebas realizadas en dirección Y presentan las mayores respuestas de esfuerzo y aceleraciones locales, esto ocurre en ambos casos para el nivel de densidad espectral más bajo de $0.0001 \text{ g}^2/\text{Hz}$. En la figura 3.9 se alcanza el mayor nivel de esfuerzo promedio de 1.04 N/mm^2 con una cantidad de 43400 máximos locales aproximadamente. Para el caso de las aceleraciones la mayor concentración de máximos locales de 86700 se obtiene con un valor de 4.76 g, como es muestra en la figura 3.11. La distribución de Rayleigh presenta un mejor comportamiento en la predicción de resultados para las señales de deformación unitaria respecto de las señales de aceleración. Sin embargo, el acelerómetro 4370 en el punto más cercano a la base del mástil, presenta comportamiento más cercano a la distribución de Rayleigh.

3.3 Distribución de ciclos

Para un futuro análisis de fatiga del modelo se requiere de la contabilización de ciclos con los niveles de esfuerzo que deterioran la vida útil del material. El conteo de los ciclos se realiza siguiendo el algoritmo “Simple Rainflow Counting” de la referencia [9]. Este procedimiento define a cada ciclo como “lazos de histéresis cerrados de esfuerzo/deformación”. Para graficar los resultados, se contabilizan los ciclos obtenidos en un determinado rango de esfuerzos y se utiliza el valor medio, como se muestra a continuación:

Dirección "Y"

Densidad Espectral de la aceleración 0.0001 g²/Hz



Densidad Espectral de la aceleración 0.0002 g²/Hz

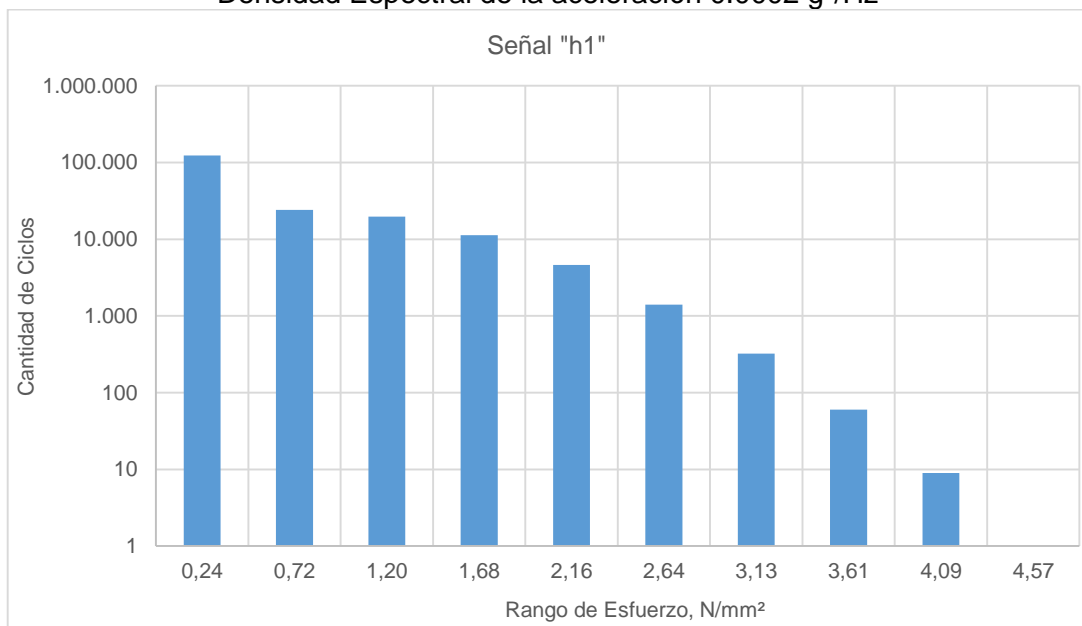


Figura 3.15: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "h1", dirección "Y"

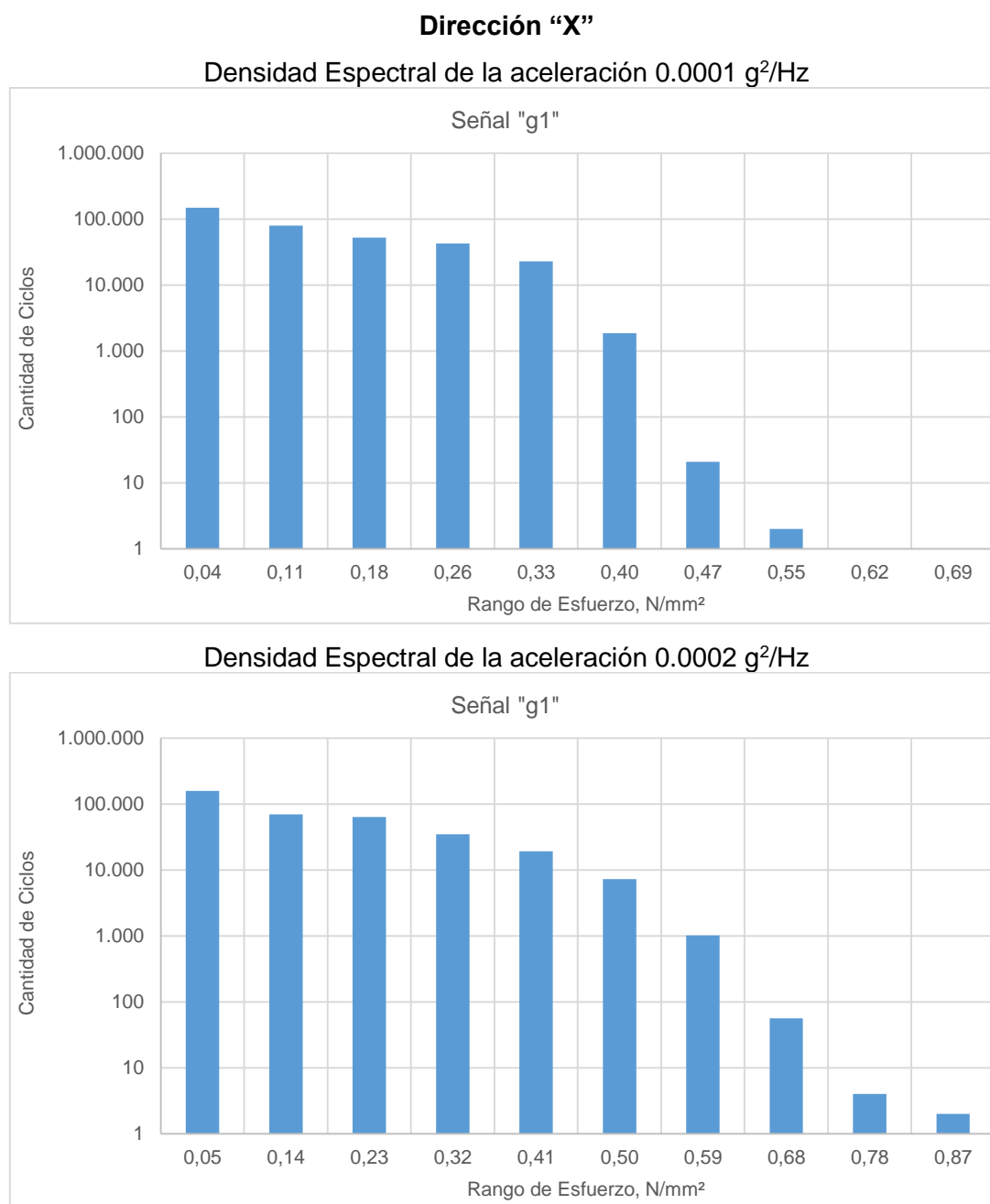


Figura 3.16: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "g1", dirección "X"

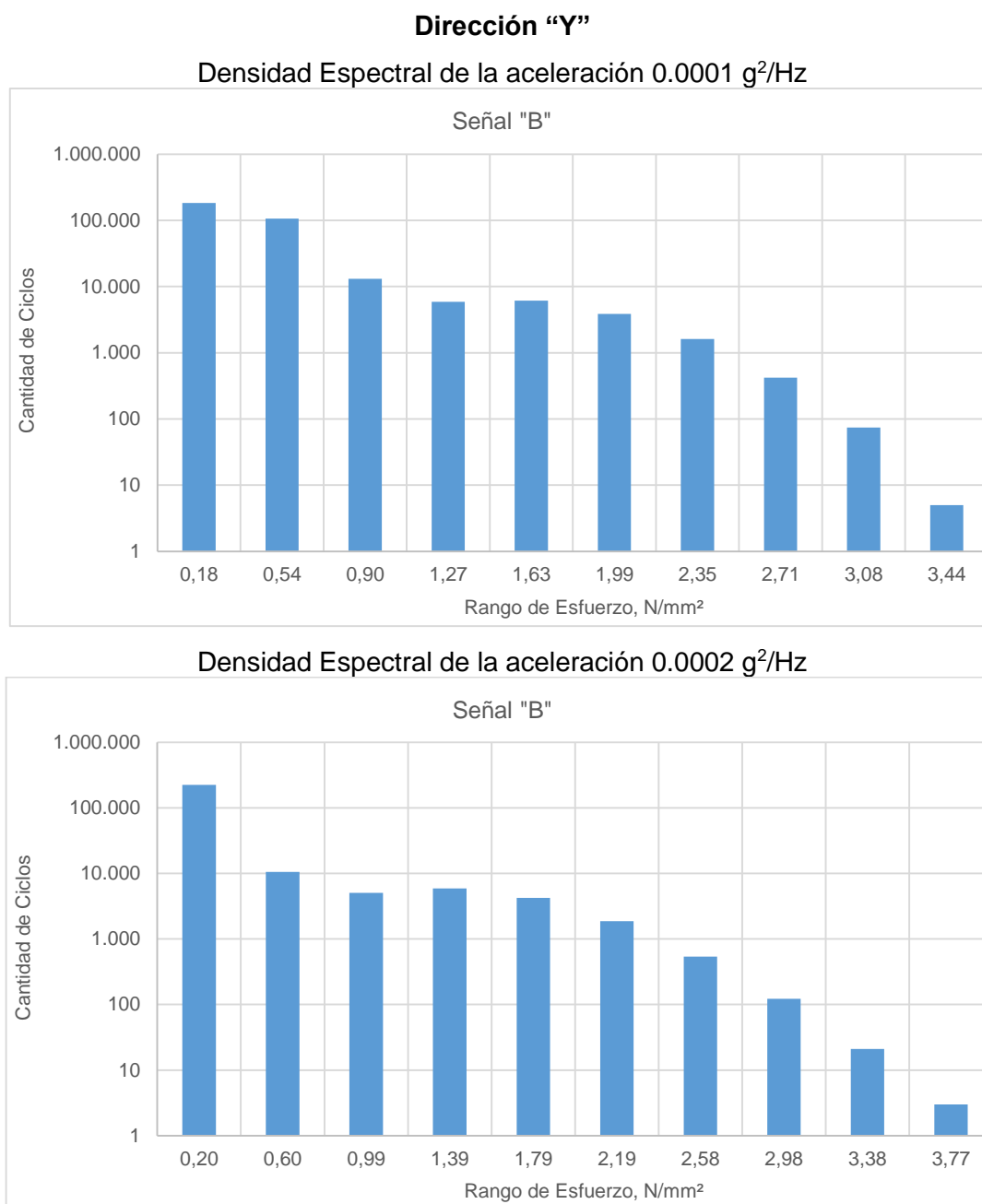


Figura 3.17: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "B", dirección "Y"

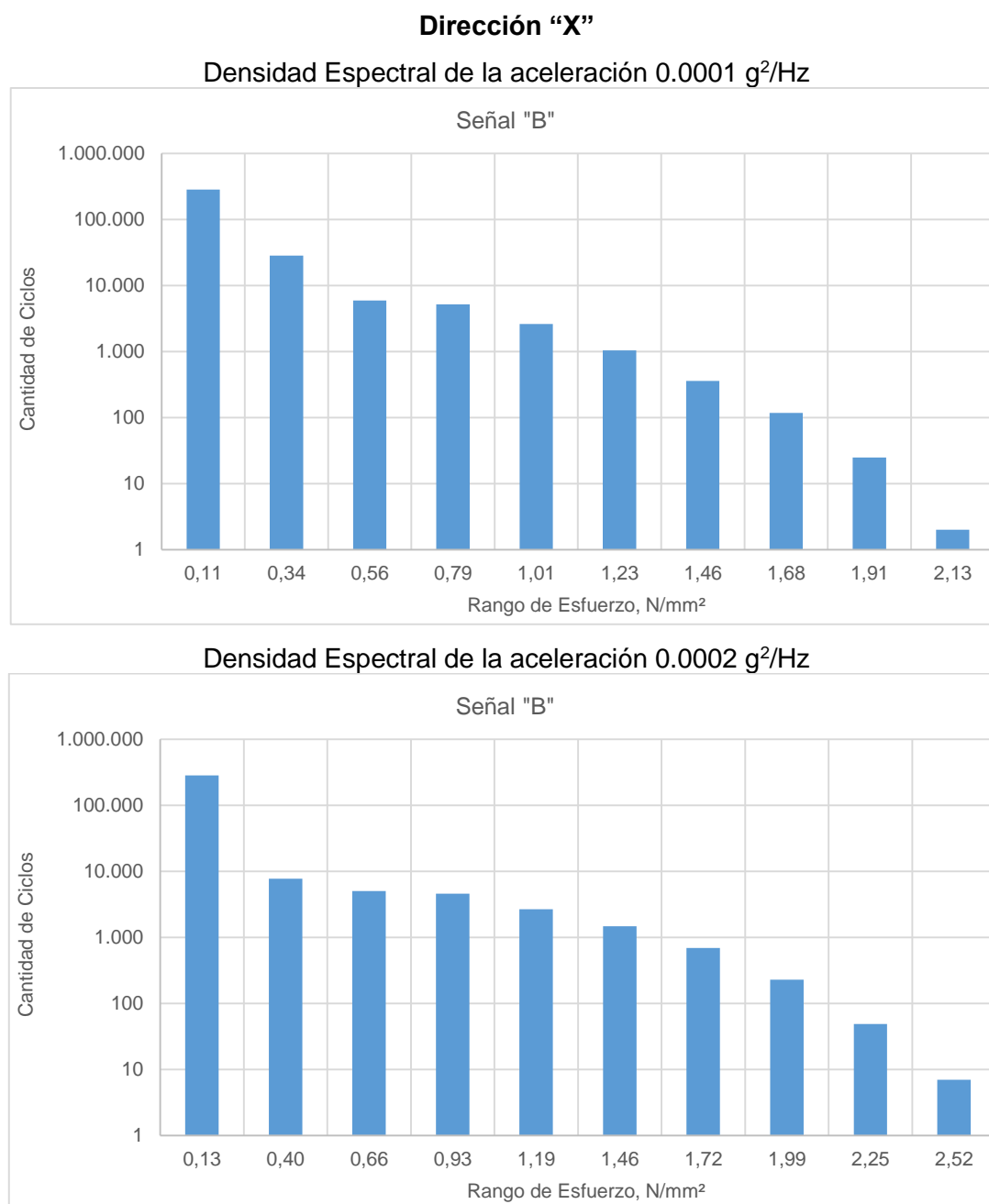


Figura 3.18: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "B", dirección "X"

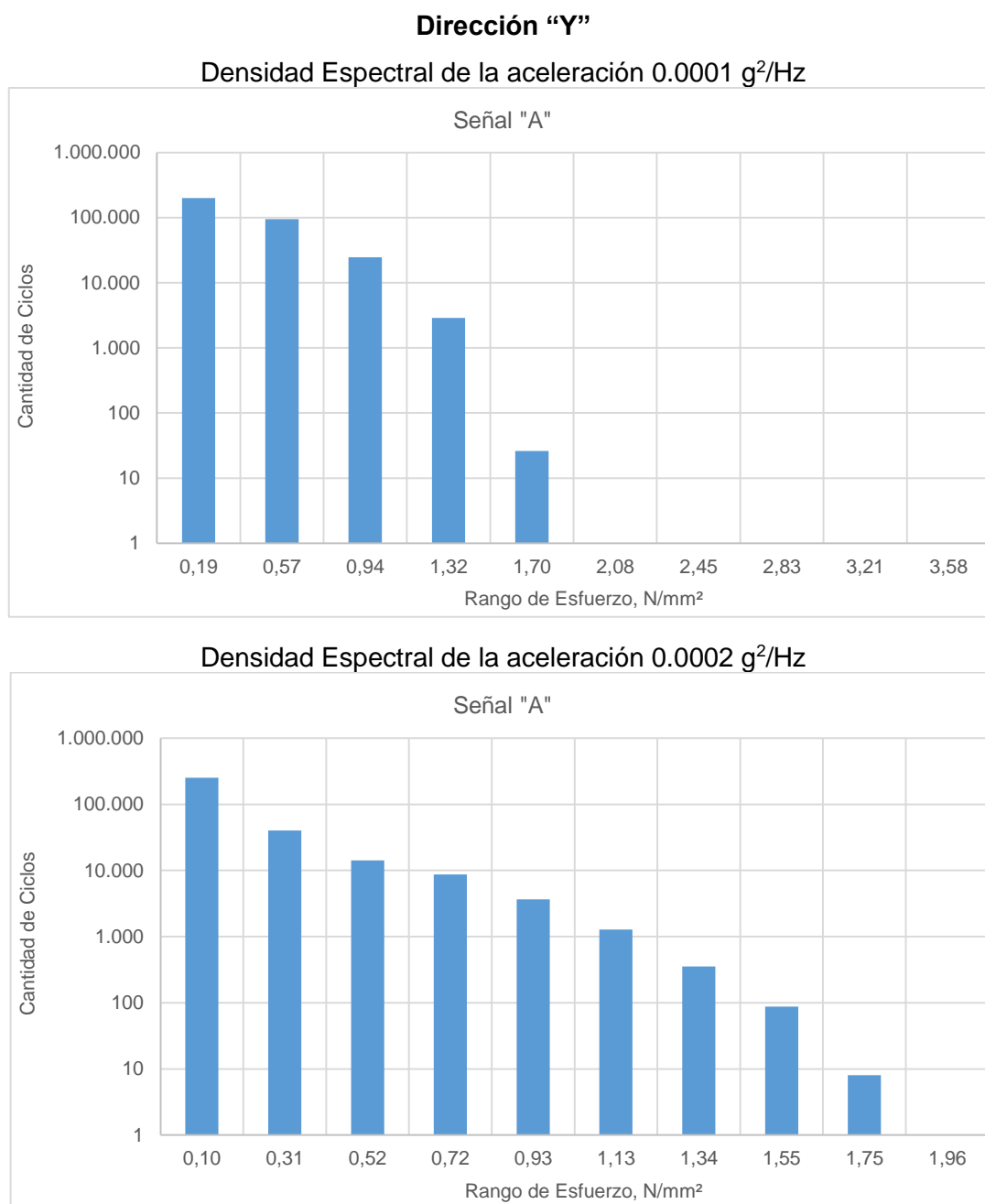


Figura 3.19: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "A", dirección "Y"

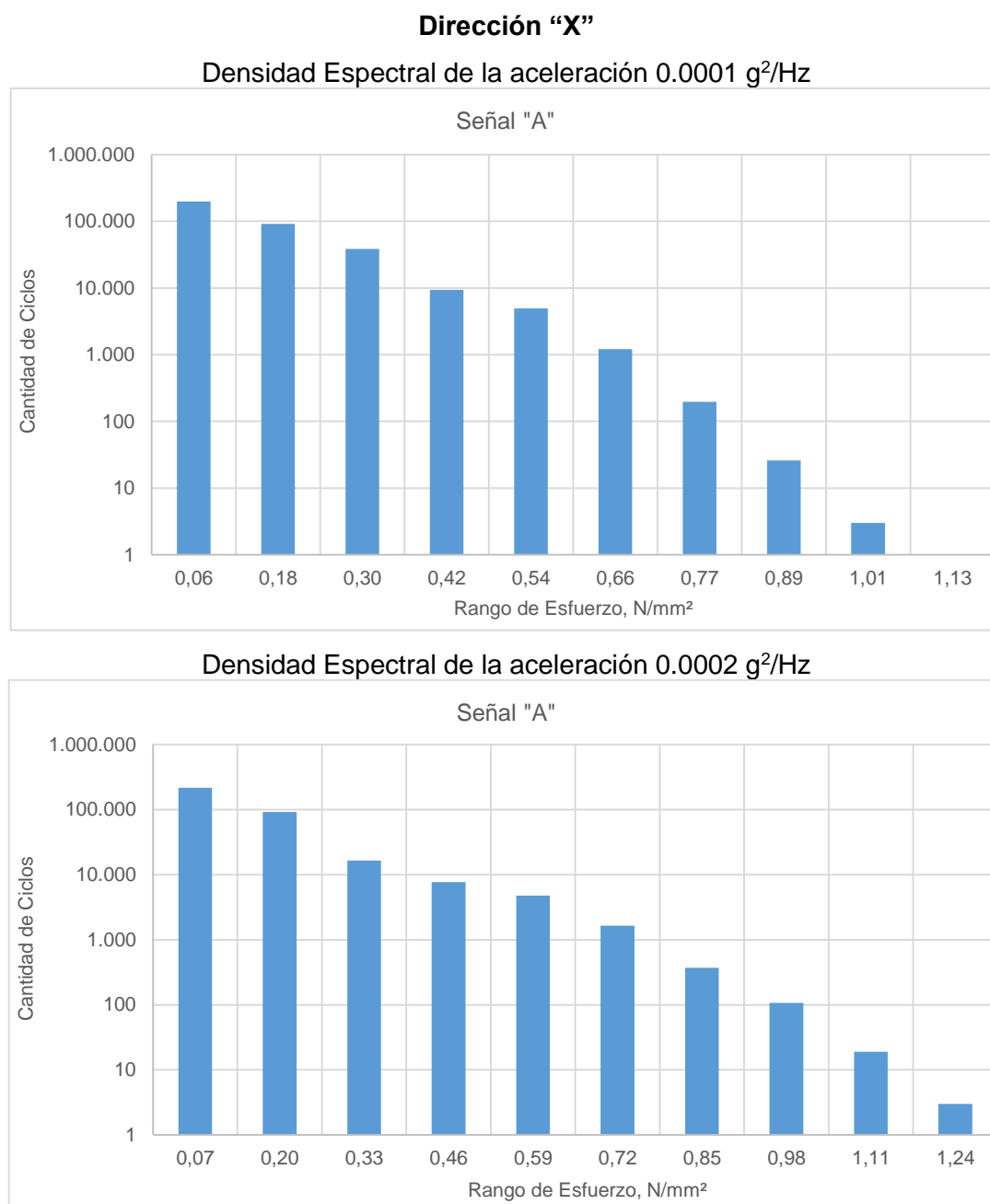


Figura 3.20: Cálculo de cantidad de ciclos para la señal "A", dirección "X"

Los mayores niveles de esfuerzo se dan en el elemento que sirve de soporte para la antena (g1, B), tanto en dirección X como en dirección Y. Al incrementar el nivel de densidad espectral de la aceleración se aprecia un ligero incremento en los valores de esfuerzo y un aumento en la manifestación de ciclos con mayor nivel esfuerzo, esto se aprecia claramente en la figura 3.19.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha analizado la respuesta por vibración armónica y aleatoria del movimiento de la base, del modelo de un mástil instalado en una embarcación rápida de construcción local. También se analizó la respuesta en forma numérica empleando el método de Elementos Finitos. Luego de la comparación entre estos resultados, se puede concluir:

1. Las pruebas con movimiento armónico permitieron identificar las frecuencias naturales del modelo que se muestran con un incremento en la amplitud de respuesta. Algunos de estos modos de vibración corresponden a vibración local de segmentos del sistema. Tal es el caso del soporte inferior para antena que vibra independiente del movimiento del mástil.
2. La forma de la dirección del movimiento de la base incide en la amplitud de respuesta del modelo. Ciertos modos se manifiestan de acuerdo con la dirección del movimiento de la base y corresponden al de una viga empotrada en un extremo. Las frecuencias obtenidas en las dos direcciones no corresponden exactamente debido a que la inercia del conjunto cambia con el sentido de la excitación.
3. Los resultados numéricos y experimentales coinciden en la cantidad de frecuencias naturales y modos de vibración identificadas sobre el sistema. Se obtuvieron dos frecuencias naturales con una amplitud de respuesta mayor para diferentes rangos de frecuencias. Esto se debe principalmente a la estimación del amortiguamiento del modelo real para determinar el modelo numérico.
4. Con los histogramas de los máximos locales de la respuesta aleatoria de la estructura se obtuvo una distribución de esfuerzos máximos locales que asemeja notablemente a la densidad de probabilidad de Rayleigh.
5. Los histogramas de los ciclos de la respuesta con excitación aleatoria de la base muestran que el rango de esfuerzo con menor valor de amplitud tiene una mayor participación en la cantidad de ciclos. A medida que se incrementa el esfuerzo, los rangos tienden a disminuir la cantidad de ciclos que se presentan en la prueba.

RECOMENDACIONES

1. Completar el análisis de fatiga utilizando los niveles de esfuerzo máximos considerando al menos dos direcciones de deformación unitaria y estimar el nivel de esfuerzo de referencia dentro de la soldadura que considera la concentración de esfuerzos. De esta manera se completa el conteo de ciclos con los valores máximos de esfuerzo asociados al movimiento de la base del modelo del mástil.
2. Estimar el espectro de la aceleración de la base, utilizando diferentes estados de mar sobre la embarcación. De esta manera se puede comparar estos resultados con los recomendados en la norma MIL-STD-810G, y así verificar el espectro de la aceleración al cual está sometida una estructura propensa problemas de vibración, para realizar ensayos de laboratorio.

BIBLIOGRAFIA

- [1] W. T. Thomson, *Theory of Vibration with Applications*, Hong Kong: Pearson Education Asia Limited and Tsinghua University Press, 2005.
- [2] U. DoD, MIL-STD-810G - Environmental Engineering Considerations And Laboratory Tests, U.S.A., Department Of Defense, 2008.
- [3] M. A. M. Cardenas, «Análisis teórico experimental de las vibraciones del mástil de la corbeta (Clase Esmeraldas) de la Armada Nacional,» *Tesis de Grado ESPOL*, vol. I, nº 1, p. 94, 1997.
- [4] R. Kendre, «Random Vibration Analysis for Starter Motor of Three Wheeler,» de *12th International Conference on Vibration Problems, ICOVP 2015*, India, 2015.
- [5] D. CO., «Aluminium Alloy 5083 - H111 Sheet,» DINCO, Sharjah, UAE.
- [6] T. I. The Modal Shop, «Horizontal Table for 75 LBF and 110 LBF Electrodynamic Exciter,» The Modal Shop, Ohio, U.S.A., 2014.
- [7] P. Steven W. Smith, «Moving Average Filters,» de *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing*, San Diego, CA 92150-2407, California Technical Publishing, 1999, p. 8.
- [8] E. P. Popov, *Introducción a la Mecánica de Sólidos*, México: LIMUSA, S.A., 1992.
- [9] S. D. D. a. D. F. Socie, «Simple Rainflow Counting Algorithms,» *International Journal of Fatigue*, p. 10, 1982.

ANEXOS

ANEXO 1

1. ANALISIS DEL MODELO DEL MÁSTIL UTILIZANDO EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En esta sección se detalla el proceso que se utiliza para calcular la respuesta numérica del modelo del mástil utilizando el módulo “Harmonic Response” del programa ANSYS R17.2 que emplea el Método de Elementos Finitos (MEF). El proceso incluye: primero elaborar el modelo geométrico en RHINOCEROS 5.0, que representa a los elementos del mástil como superficies sin espesor. A partir del modelo geométrico se genera el modelo estructural desde ANSYS R17.2 y se seleccionan los resultados a reportar.

1.1 Elaboración del modelo geométrico

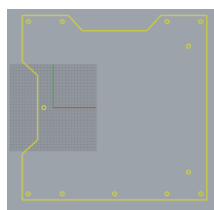
Los elementos que conforman el modelo geométrico del mástil son preparados utilizando las herramientas de superficie en el programa RHINOCEROS 5.0. Para elaborar el mástil se utilizan dos tipos de superficies; las superficies planas para representar planchas, y, el tipo superficie generada con la “extrusión de curvas planas” para representar los tubos verticales y horizontales. A continuación, se muestra un ejemplo de cada una:

Superficie Plana

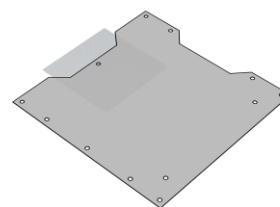
Una superficie plana en el programa RHINOCEROS 5.0 se genera a partir de una curva dibujada en un plano. En el presente caso utilizando segmentos rectos se dibuja sobre el plano (X, Y) el contorno de la base del mástil, incluyendo los orificios para los pernos que sujetan a la base de agarre que se dibujan utilizando la herramienta “círculo: desde centro y radio”. Luego se seleccionan las curvas figura 1 (a), y, se genera una superficie plana a partir del siguiente comando en la cinta de opciones:

Archivo Edición Vista Curva Superficie Sólido Malla Acotación Transformar Herramientas Análisis Renderizado Paneles Ayuda

Superficie ► Curvas Planas



(a) Contorno de la superficie en el plano



(b) Base del mástil como superficie plana

Figura 1. Elaboración de Planchas

Así se genera una malla, denominada superficie plana que incluye los orificios para los pernos figura 1 (b).

Extrusión de curva plana

Una curva plana puede ser extruida en forma recta o siguiendo una curva guía para generar una superficie. En el presente caso se dibuja el diámetro exterior del tubo (1" SCH 40, $D_{ext}=33.4\text{mm}$) sobre el plano de la base del mástil. Luego a partir del centro del tubo se dibuja una línea recta con la inclinación respecto de la vertical, hasta la altura que alcanzará la extrusión. Finalmente se ejecuta el siguiente comando, siguiendo las instrucciones en la ventana de comandos:

Superficie ► Extrusión de curva ► A lo largo de la curva

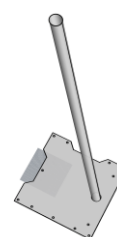
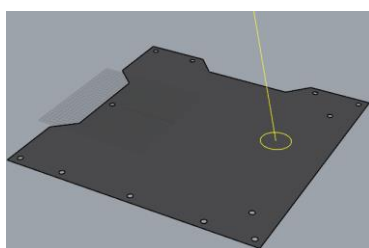


Figura 2. Elaboración de tubos verticales

Los tubos transversales se dibujan en el plano (X, Z) siguiendo el mismo proceso de extrusión de curva plana. Se dibuja el diámetro exterior de un tubo ($\frac{3}{4}$ " SCH 40 $D_{ext}=26.7\text{mm}$) en dirección de un tubo vertical hacia otro. A partir del centro del tubo se dibuja una línea recta que vaya de un tubo vertical hacia otro a la misma altura. Para dibujar la superficie se ejecuta el comando previo, siguiendo las instrucciones en la ventana de comandos

Superficie ► Extrusión de curva ► A lo largo de la curva



Figura 3. Extrusión de superficies cilíndricas tipo tubos

Los tubos transversales deben conectarse con los tubos verticales en el mástil. En el modelo geométrico cada elemento es considerado independiente, y debe ser dibujado a tope de las superficies que se conectan. Para dibujar los tubos transversales a tope de los verticales se recortan siguiendo las instrucciones en la ventana de comandos.

Edición ► Partir

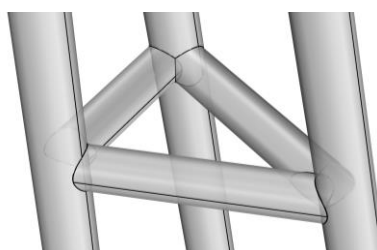


Figura 4. Unión de tubos transversales

Con los comandos mencionados se puede completar el modelo del mástil incluyendo la base de agarre y los soportes de antena. Los pesos de las antenas se modelan y

son representados con superficies planas ubicadas en los puntos establecidos de la experimentación. Finalmente se obtiene el modelo geométrico que se muestra a continuación:

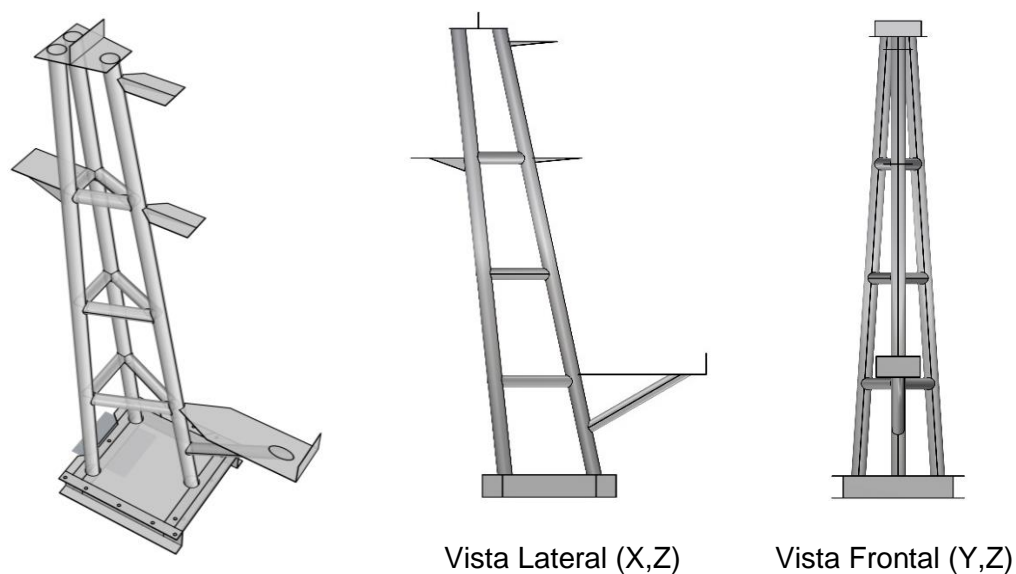


Figura 5. Modelo geométrico

1.2 Generación del modelo estructural

El modelo geométrico grabado con el formato de archivo *.3dm se importa desde ANSYS R17.2 para desarrollar el modelo estructural que será analizado con el MEF. En esta ocasión se utiliza el módulo “Harmonic Response” para calcular la respuesta especificando un movimiento armónico de la base del mástil.

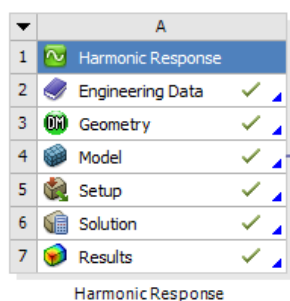


Figura 6. Módulo para calcular respuesta armónica

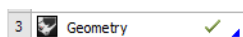
Definición de materiales

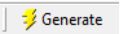
En la opción 2 de la figura 6 “Engineering Data” se ingresan las propiedades físicas y mecánicas de los materiales para definir el modelo estructural. En este caso se utilizan dos materiales para definir el modelo estructural del mástil: aluminio 5083 H111 para tubos y planchas, y, acero para la base de agarre y los pesos locales. La librería de materiales del programa ANSYS R17.2 incluye las propiedades comunes para acero estructural. Por lo tanto, en este caso se ingresa como un “nuevo material” las propiedades del aluminio 5083 H111.

Importación de la geometría

ANSYS R17.2 que emplea el MEF reconoce el formato de archivos *.3dm como una geometría válida para ser importada. Entonces para definir la geometría de trabajo se debe importar en la opción 3 de la figura 6 “Geometry” siguiendo el proceso:

Click derecho ► Importar geometría ► Seleccionar archivo*.3dm



Finalmente se genera la geometría con “Design Modeler” dando click derecho sobre “Geometry” y se selecciona la opción “Generate” .

Preparación del modelo estructural

En esta sección se convierte el modelo geométrico en un modelo estructural, es decir, que puede ser analizado como una estructura. Para llevar a cabo este proceso, se deben cumplir con tres niveles; primero asignar propiedades a cada elemento del modelo geométrico, luego preparar una malla que conecte los elementos estructurales y finalmente asignar condiciones de frontera¹. Todo esto se realiza al ingresar en la opción 4 de la figura 6 “Model” y se resume en la siguiente figura.

¹ En caso de desarrollar un análisis estático será necesario también ingresar las cargas a aplicarse.

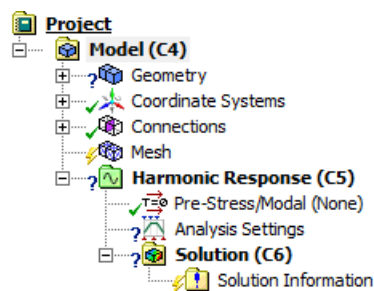


Figura 7. Proceso para preparar el modelo estructural

Al desplegar la opción “Geometry” de la figura 7 se muestra cada parte del modelo geométrico como una superficie independiente que requiere de un valor de espesor (6.35 mm) y propiedad de material (Aluminio 5083 H111 o Acero estructural). El modelo del mástil está conformado por 29 partes en total.

Details of "Part.1"	
Graphics Properties	
Definition	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Thickness	0, mm
Thickness Mode	Refresh on Update
Offset Type	Middle
Behavior	None
Material	
Assignment	Structural Steel
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Properties	
Statistics	

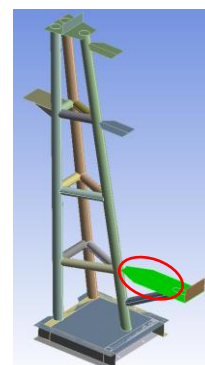


Figura 8. Asignación de espesor y propiedad del elemento “Parte 1”

Es importante recordar que cada elemento se dibuja a tope en su intersección (figura 4), y, al asignar espesor a una superficie, por defecto esta se extruye dejando a la superficie en la mitad de la extrusión. Es posible controlar la orientación de la extrusión de los elementos con la opción “Offset Type” de la figura 8 y es útil para extruir los tubos con el espesor hacia la parte interna, de esta manera se evitar que los espesores se superpongan.

Una vez terminada la asignación de espesores y materiales a todas las partes se genera la malla para el modelo estructural, con la selección de “Mesh”, figura 7. En esta ocasión se utiliza una malla con tipo de “función uniforme” con elementos de tamaño mínimo y máximo de 3mm. Se deshabilita la opción “Automatic Mesh Based Defeaturing” para evitar eliminación de elementos en la malla, y se genera la malla.

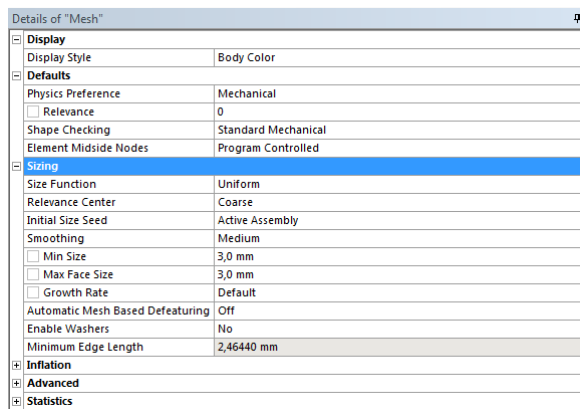


Figura 9. Menú para configurar el enmallado de los elementos

Cada elemento estructural continúa siendo independiente, por lo tanto, se deben crear conexiones entre los nodos de cada elemento. Para esto se crea un grupo de conexión de malla en la opción "Mesh Edit" con el siguiente proceso:



Mesh Edit ► Mesh Connection Group

Al hacerlo se crea un submenú con el nombre "Mesh Connection Group" sobre el cual se puede dar click derecho y autodetectar las conexiones recomendadas entre los elementos. En esta ocasión se requirieron de 26 conexiones y a continuación se muestra una de estas que conecta los tubos verticales con la base del mástil.

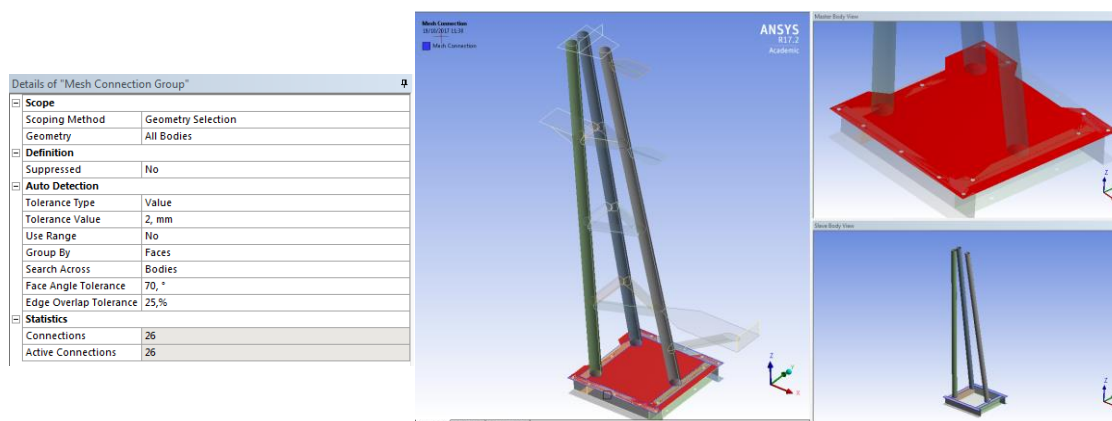


Figura 10. Conexión entre los tubos verticales y plancha de fondo.

Adicionalmente el programa requiere un valor de tolerancia para conectar los elementos por medio de la malla. Se recomienda que este valor sea menor al tamaño de los elementos que conforman la malla (3mm). Por lo tanto, se utiliza un valor de 2 mm y luego se vuelve a generala para incluir las conexiones.

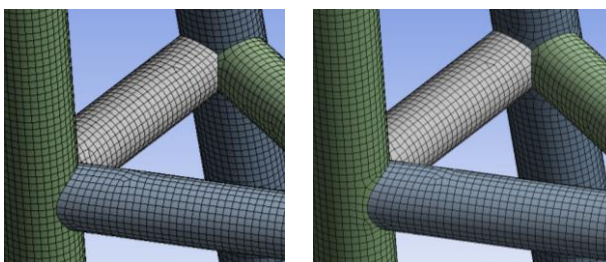


Figura 11. Comparación de los elementos conectados por medio de malla

Para tener una idea de la calidad de la malla resultante, se recomienda verificar que los elementos que cumplen los requerimientos sean mayor al 90%. En la figura 9 en la opción “Statistics” se presenta el porcentaje de elementos promedio que cumplen con las dimensiones (3x3mm). En esta ocasión se obtuvo un promedio de 93.36% de calidad de elemento.

Se imponen dos restricciones de movimiento a la base de agarre del modelo. La primera restringe el desplazamiento en dirección (X, Z) en los puntos de sujeción de la base con las carcasas de aluminio. En la segunda restricción se impone el movimiento unidireccional en X en el punto entre la base de agarre y el vibrador, con una amplitud conocida (0.125 ó 0.25 mm)

Para especificar estas restricciones se ingresa con click derecho sobre “Harmonic Response (A5)” de la figura 7 y se insertan las condiciones de frontera.

Harmonic Response ► Insert ► Displacement

En el uso particular del módulo “Harmonic Response” se debe especificar el intervalo de frecuencias del movimiento senoidal y además los intervalos de solución que el usuario desea como respuesta. Estos valores se ingresan al seleccionar la opción “Analysis Settings” en la figura 7 y se despliega el menú que es muestra a continuación:

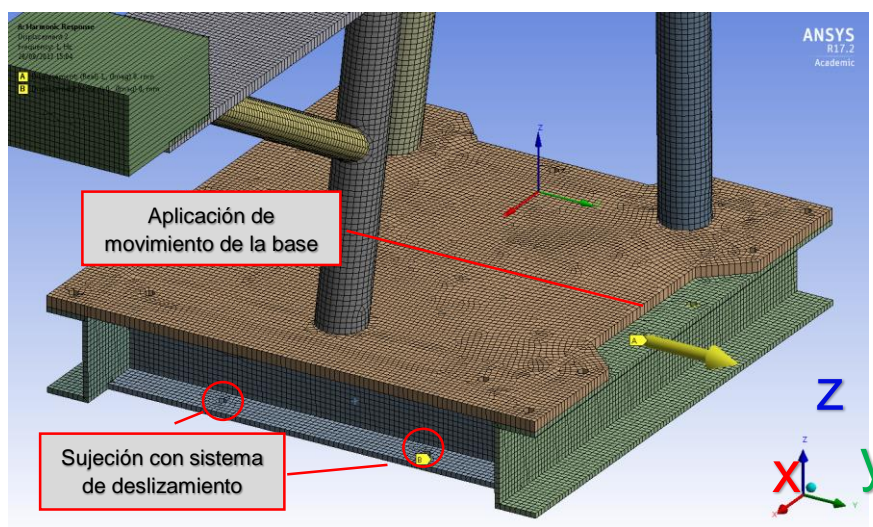


Figura 12: Condiciones de frontera del modelo

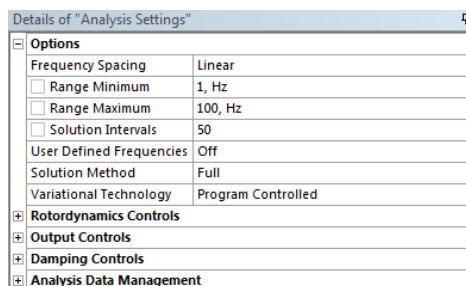


Figura 13: Definición del movimiento senoidal

1.3 Presentación de resultados

El programa ANSYS requiere que se especifique los parámetros de la solución que se desea reportar. Para esto se utiliza la opción "Frequency Response". Supongamos que se desea seleccionar los valores máximos de aceleración y deformación unitaria en cada intervalo de solución especificado en la figura 13. Para obtener estos resultados se ingresa con el siguiente proceso empezando con click derecho sobre la opción "Solution (A6)" de la figura 7:

Solution (A6) ► Insert ► Frequency Response ► Strain / Acceleration

Para especificar los puntos de donde se desea reportar la información de la respuesta del mástil se utilizan los nodos de la malla. Es posible seleccionar estos nodos como la geometría que solicita ANSYS R17.2 para mostrar resultados, figura 14. En el presente caso para especificar la respuesta de deformación unitaria en función de la frecuencia, se selecciona un nodo cercano al punto de instalación de los extensómetros en la experimentación.

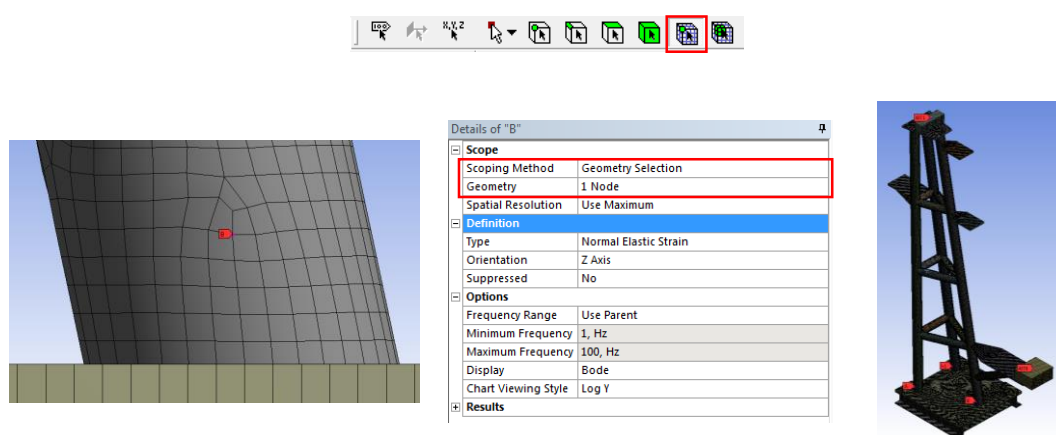


Figura 14: Selección de los nodos de solución

Es importante verificar el sistema de coordenadas local para especificar la dirección en la que el usuario desea almacenar los valores máximos. En esta ocasión se requieren 3 valores de respuesta de deformación unitaria y 2 valores de aceleración. A finalmente se procede a la solución del sistema.

En el caso analizado, el programa ANSYS R17.2 entrega la amplitud de la respuesta máxima en función de la frecuencia de excitación de 1 a 100 Hz para cada punto como se muestra a continuación.

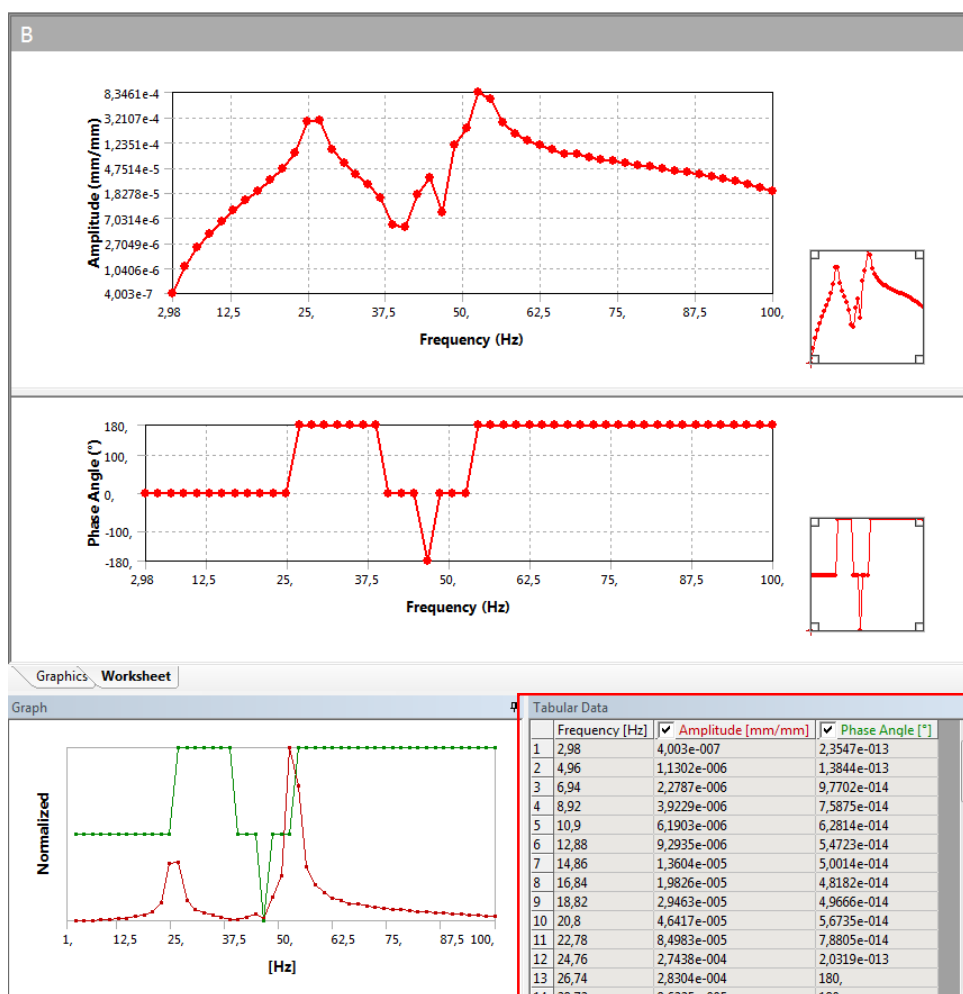


Figura 15: Solución del sistema en un punto de deformación unitaria

En el caso de las deformaciones unitarias estos resultados se presentan en una gráfica Amplitud de respuesta [mm/mm] vs Frecuencia [Hz] y para la aceleración las ordenadas en unidades de mm/s^2 . Los datos pueden ser exportarse de manera tabular y se incluye información del ángulo de fase de la respuesta, figura 15. A continuación se presentan los resultados de las 5 respuestas de deformación unitaria y aceleración del modelo del mástil.

Dirección "Y"

Amplitud pico-pico 0.25 mm

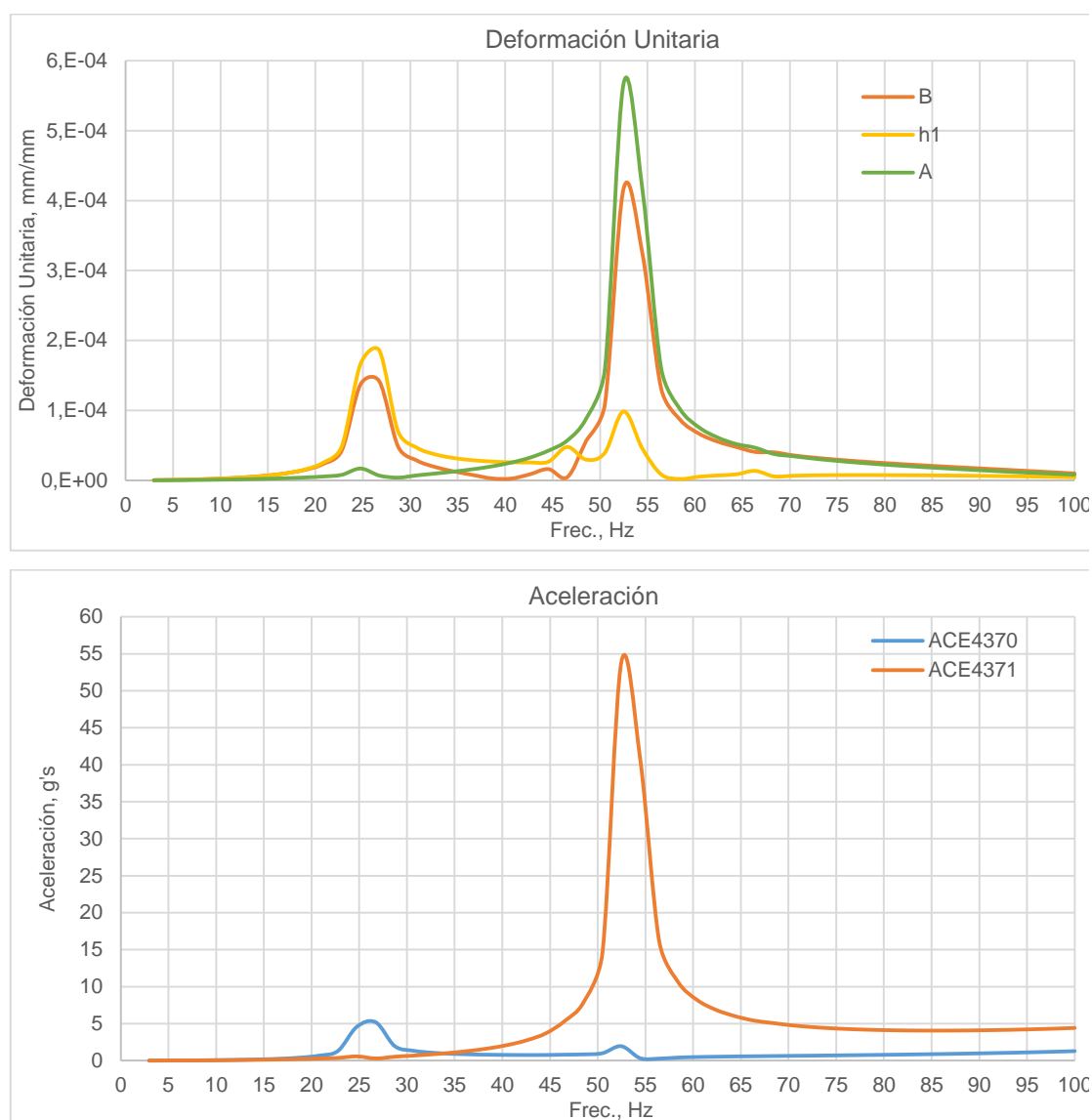


Figura 16: Respuesta armónica del mástil en dirección Y

Dirección "X"
Amplitud pico-pico 0.25 mm

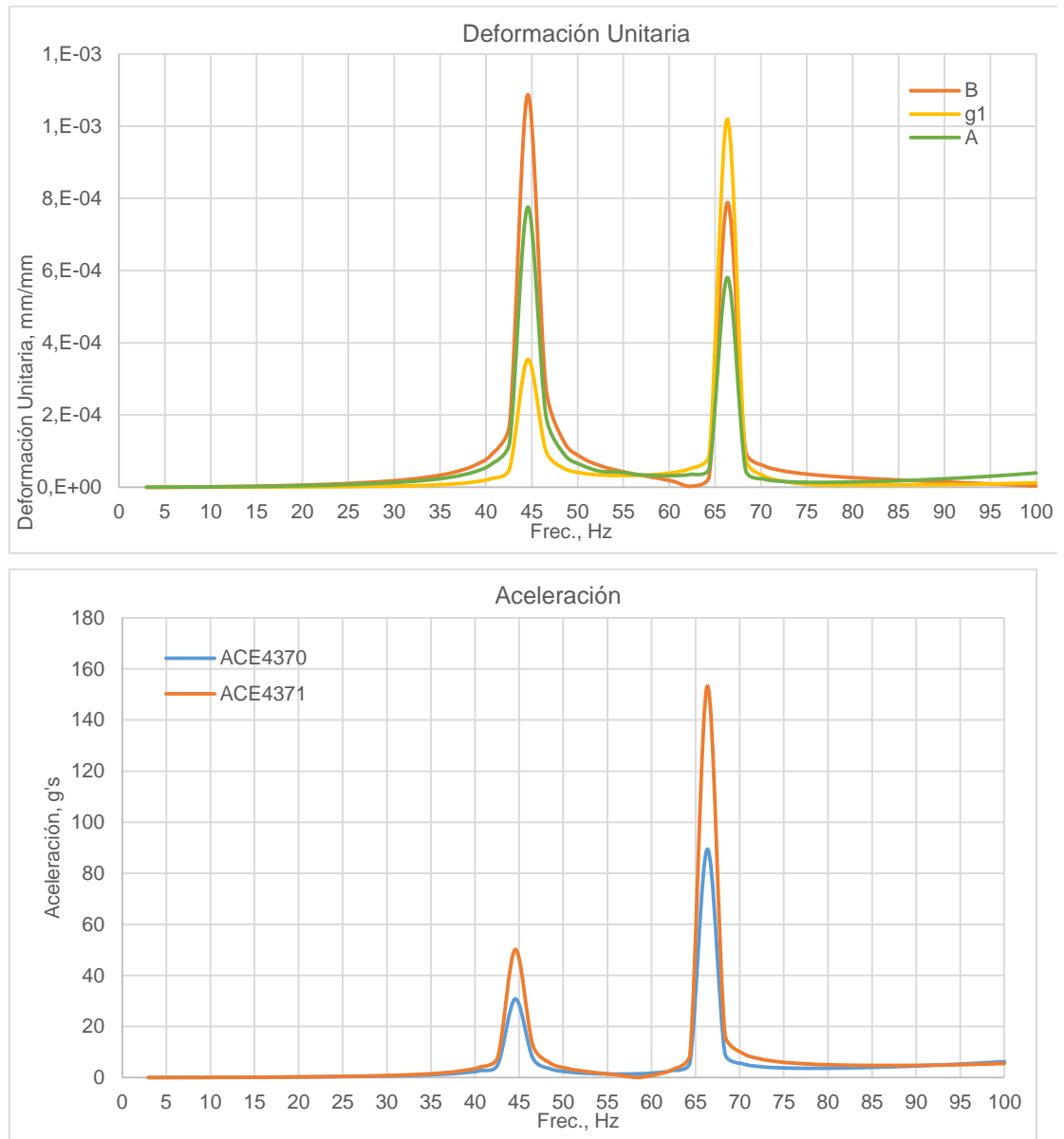


Figura 17: Respuesta armónica del mástil en dirección X