



**UNIVERSIDAD DE CHILE**

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA CIVIL

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CALIBRACIÓN DE UN GENERADOR DE  
VIBRACIONES Y SU APLICACIÓN EN UNA PASARELA PEATONAL**

MEMORIA PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO CIVIL

MANUEL ALEJANDRO RIVERA BRAVO

PROFESOR GUÍA:  
MAURICIO SARRAZIN ARELLANO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
MARÍA OFELIA MORONI YADLIN  
RICARDO HERRERA MARDONES

SANTIAGO DE CHILE  
AGOSTO 2010

## RESUMEN

PARA OPTAR AL TITULO DE  
INGENIERO CIVIL  
POR: MANUEL RIVERA BRAVO

Una estructura que presenta vibraciones excesivas genera en los usuarios la sensación de inseguridad y disconformidad. Las maneras de disminuir estas vibraciones son múltiples y una de las alternativas es el uso de disipadores de vibración de masa sintonizada.

Este trabajo busca solucionar el problema que existe para evaluar la efectividad de un dispositivo disipador de vibraciones, pues las mediciones sin y con dispositivo normalmente corresponden a excitaciones diferentes. Se hace necesario, entonces, contar con un dispositivo excitador para realizar mediciones que sean homologables de un caso a otro.

En este trabajo se diseña y construye un dispositivo que genera vibraciones verticales estandarizadas y replicables en una pasarela peatonal ya existente.

La pasarela donde se instala el generador de pulsos sinusoidales es de hormigón post tensado, se encuentra ubicada en la comuna de San Bernardo, emplazada sobre una vía férrea, y presenta problemas de vibraciones excesivas.

El generador de vibraciones utiliza un mecanismo que convierte el movimiento rotacional de un motor eléctrico en un movimiento vertical que desplaza masas que generan una fuerza periódica en la estructura. Este dispositivo cuenta con un sistema de control de frecuencias que permite adaptarse a las frecuencias propias de la estructura.

Con esto se solicita dinámicamente a la pasarela de forma controlada y reproducible logrando medir la efectividad de un disipador de vibraciones instalado en ella, comprobando que su uso permite reducir vibraciones según la configuración que adopta el disipador.

## AGRADECIMIENTOS

Quiero partir agradeciendo a los profesores de mi comisión: Don Mauricio Sarrazín, quien siempre supo dedicarme el tiempo y la paciencia necesaria, con respuestas claras y oportunas, y cuyo sentido del humor hizo más llevadero mi trabajo. A la Profesora María Ofelia Moroní, por su tiempo y dedicación, quien siempre revisó mis borradores a la velocidad de la luz y por último, al Profesor Ricardo Herrera, quien me ayudó a afinar los detalles de este trabajo.

A mi madre, ya que gracias a su esfuerzo, sacrificio y confianza, me he convertido en la persona que soy. A mi padre, quien me enseñó a disfrutar cada instante de la vida, a valorar a cada persona sin distinción alguna y quien nunca dudó en entregarme todo lo que estuviera a su alcance. Por eso les agradezco a ustedes, por mi educación, cariño y valores.

A mis hermanos, Bastián y José Manuel, quienes fueron parte esencial no sólo en la puesta en marcha del experimento, si no en mi vida.

A mis amigos: Richi del Bronxxx, Tomatón, Jimiberto Chanteli Stallone, Matías (alías Blanquito), Polluela de la Vida, Karlangas y Colombiano (el soldado del carrete), quienes desde el inicio llenaron de alegría, con patadas y escándalos, mi paso por la universidad. Les agradezco todos los buenos momentos.

A Daniela y a Sr. Parrín, con quienes compartí momentos cruciales, difíciles, estresantes, extenuantes y agotadores, pero a la vez gratificantes durante el curso de esta linda carrera, donde logramos cultivar la amistad entre planillas de Excel, ejercicios, informes, laboratorios y tantos otros.

Por último a Catalina, que me ha enseñado a mirar la vida con otros ojos.

A todos ustedes, simplemente gracias.

# ÍNDICE

RESUMEN .....	i
AGRADECIMIENTOS .....	ii
ÍNDICE .....	iii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS.....	viii
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN .....	1
1.1    INTRODUCCIÓN .....	1
1.2    OBJETIVOS.....	2
1.2.1    Objetivo General.....	2
1.2.2    Objetivos Específicos.....	2
1.3    ALCANCES.....	3
CAPÍTULO 2: REQUISITOS DEL GENERADOR DE VIBRACIONES .....	4
2.1    INTRODUCCIÓN .....	4
2.2    ANTECEDENTES DE LA PASARELA.....	5
2.2.1    Información Disponible.....	5
2.2.2    Información Dinámica.....	7
2.3    ALTERNATIVAS Y TIPOS DE GENERADORES DE VIBRACIONES .....	8
2.4    CRITERIOS ADOPTADOS.....	10
CAPÍTULO 3: DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL DISPOSITIVO .....	11
3.1    INTRODUCCIÓN .....	11
3.2    ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	11
3.3    INFORMACIÓN DE LA MÁQUINA EXISTENTE .....	12
3.3.1    Sistema generador de movimiento .....	13

3.3.1	Mecanismo de variación del desplazamiento .....	14
3.4	MODIFICACIONES REALIZADAS .....	16
3.4.1	Base de soporte y nivelación .....	16
3.4.2	Sistema de masas y sujeción de éstas.....	17
3.4.3	Motor utilizado y sistema de alimentación de energía eléctrica .....	19
3.4.4	Sistema de control de frecuencia .....	21
CAPÍTULO 4: SISTEMA DE CONTROL DEL VIBRADOR .....		22
4.1	INTRODUCCIÓN .....	22
4.2	CALIBRACIÓN DEL GENERADOR DE VIBRACIONES .....	22
4.2.1	Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación A.....	25
4.2.2	Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación B.....	26
4.2.3	Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación C.....	27
CAPÍTULO 5: DISIPADOR MAGNETO REOLÓGICO.....		29
5.1	INTRODUCCIÓN .....	29
5.2	SISTEMAS DE DISIPACIÓN DE ENERGÍA .....	29
5.2.1	Control Semi-Activo .....	30
5.3	CARACTERÍSTICAS DEL DISIPADOR MAGNETO REOLÓGICO .....	33
5.3.1	Determinación de parámetros del TMD semi-activo.....	35
CAPÍTULO 6: EXPERIMENTACIÓN EN PASARELA PEATONAL.....		39
6.1	INTRODUCCIÓN .....	39
6.2	DESCRIPCIÓN DEL PROCEDIMIENTO .....	39
6.3	ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DE LA PASARELA PEATONAL .....	42
6.3.1	Respuesta de la pasarela sin TMD .....	42
6.3.2	Respuesta de la pasarela con TMD .....	48
6.4	ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DEL GENERADOR DE VIBRACIONES.....	63
CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y COMENTARIOS .....		65

7.1	CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS.....	65
7.2	DISCUSIÓN DE RESULTADOS, PROBLEMAS Y POSIBLES SOLUCIONES.....	66
	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	68
	ANEXO A.....	70
	ANEXO B.....	75
	ANEXO C.....	94

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Fotografía de la pasarela peatonal.....	5
Figura 2: Fotografías de cambios en la pasarela, antes y después de las modificaciones.....	6
Figura 3: Contenido de frecuencias para carga peatonal según Ungar et al. (2004).....	8
Figura 4: Generador de vibraciones, (a) posición inicial, (b) posición y fuerzas en tiempo $t$ .....	9
Figura 5: Vista en elevación del dispositivo existente.....	12
Figura 6: Vista en planta del dispositivo existente.....	12
Figura 7: Mecanismo de riel.....	13
Figura 8: Reductor de velocidad empleado en la máquina.....	14
Figura 9: Variación de amplitud para distintos giros relativos entre discos.....	15
Figura 10: Soporte inicial del dispositivo.....	16
Figura 11: Base de soporte y nivelación del excitador de vibraciones.....	17
Figura 12: Sistema de sujeción de masas.....	18
Figura 13: Esquema del generador de vibraciones.....	19
Figura 14: Esquema del circuito equivalente de un motor de excitación independiente.....	20
Figura 15: Reóstato instalado en el vibrador.....	21
Figura 16: Esquema de combinaciones de masas (vista frontal).....	23
Figura 17: Fotografías del proceso de registros de aceleración.....	24
Figura 18: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. A, en torno a la frecuencia de 2Hz.....	25
Figura 19: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. B, en torno a la frecuencia de 2Hz.....	27
Figura 20: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. C, en torno a la frecuencia de 2Hz.....	28
Figura 21: Esquema de un sistema de 2 GDL que componen un TMD y la estructura.....	31
Figura 22: Piezas de un amortiguador magneto reológico.....	32
Figura 23: Disipador TMD pasivo versus TMD semi-activo.....	32
Figura 24: Fotografías del TMD y amortiguador MR utilizado por Reyes (2006).....	33

Figura 25: Dispositivo TMD utilizado .....	34
Figura 26: Fotografías del amortiguador MR modelo RD-1097-01, Lord Corporation y el sistema de sujeción .....	35
Figura 27: Gráfico Fuerza-Desplazamiento de resortes del TMD.....	36
Figura 28: Grafico Razón de amortiguamiento vs Voltaje aplicado al amortiguador MR.....	38
Figura 29: Dispositivos instalados en la pasarela .....	40
Figura 30: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, masa .....	42
Figura 31: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, masa adicional.....	43
Figura 32: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, peatón cruzando .....	43
Figura 33: Aceleración relativa producida por el vibrador con masa móvil de 78kg aprox. ....	44
Figura 34: Aceleración relativa producida por el vibrador con masa móvil adicional .....	44
Figura 35: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro <i>pas10.mat</i> .....	45
Figura 36: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro <i>pas20.mat</i> .....	46
Figura 37: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro <i>pas30.mat</i> .....	46
Figura 38: Comparación de la aceleración vertical de la pasarela – Vibrador combinación C.....	49
Figura 39: Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Vibrador combinación C .....	50
Figura 40: Aceleración registrada en las masas móviles del Vibrador – Vibrador combinación C.....	51
Figura 41: Comparación de aceleraciones de la pasarela – Vibrador comb. C + Masa Adicional .....	53
Figura 42: Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Vibrador comb. C + Masa Adicional .....	54
Figura 43: Aceleración registrada en la masa móvil del Vibrador – Vibrador comb. C + Masa Adicional ..	55
Figura 44: Comparación de aceleraciones de la pasarela – Transeúnte cruzando la pasarela .....	57
Figura 45 Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Transeúnte cruzando la pasarela .....	58
Figura 46: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Vibrador combinación C.....	59
Figura 47: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Vibrador combinación C + Masa Adicional.....	60
Figura 48: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Transeúnte cruzando la pasarela.....	61

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Materiales utilizados en la pasarela según Reyes (2006) .....	5
Tabla 2: Propiedades dinámicas del GDL vertical de la Pasarela.....	7
Tabla 3: Amplitud de movimiento según rotación relativa.....	15
Tabla 4: Valor de las masas .....	18
Tabla 5: Combinaciones de masas utilizadas .....	23
Tabla 6: Combinaciones de usos del vibrador.....	23
Tabla 7: Datos de Voltaje y Frecuencia, combinación A .....	25
Tabla 8: Datos de Voltaje y frecuencia combinación B.....	26
Tabla 9: Datos de Voltaje y frecuencia combinación C.....	28
Tabla 10: Características nominales del amortiguador MR modelo RD-1097-01 .....	34
Tabla 11: Fuerza vs Desplazamiento resortes del TMD .....	36
Tabla 12: Voltaje aplicado al amortiguador MR vs $\beta$ calculado.....	38
Tabla 13: Información contenida en los archivos registrados en los ensayos .....	41
Tabla 14: Información registrada en cada canal.....	41
Tabla 15: Aceleraciones máximas y RMS de la pasarela sin uso de TMD para las 3 excitaciones .....	45
Tabla 16: Valores de aceleración máxima y RMS en la pasarela, para cada caso .....	62
Tabla 17: Frecuencias de funcionamiento del Generador de Vibraciones de las pruebas .....	63
Tabla 18: Medias y Desv. estándar de las frecuencias de operación del vibrador en ambos ensayos.....	63
Tabla 19: Aceleraciones máximas y RMS del vibrador para los casos 1 y 2.....	64
Tabla 20: Media y desviación estándar de las aceleraciones máximas y RMS para caso 1 y 2.....	64

# CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

## 1.1 INTRODUCCIÓN

Una estructura sometida a cargas presenta deformaciones en sus elementos, cuyo valor dependerá de las características de sus componentes. Si las cargas son dinámicas las deformaciones dependerán del tiempo, denominándose vibraciones. Si las vibraciones son excesivas, éstas generan en los usuarios sensación de inseguridad y disconformidad. En general, las vibraciones excesivas son una característica no deseada en las estructuras.

Actualmente se construyen elementos estructurales esbeltos con el fin de optimizar el costo, generando por ende elementos flexibles. Esta práctica trae como consecuencia que las vibraciones se vean acentuadas ante sollicitaciones dinámicas.

Una de las soluciones propuestas a este problema es la incorporación de disipadores de vibraciones, los cuales tienen como fin eliminarlas o reducirlas a límites aceptables. En Chile, a la fecha, la incorporación de disipadores a las estructuras no es una alternativa que se haya explotado de forma masiva dado el poco conocimiento que existe y sus altos costos de implementación.

El hecho que exista un disipador de vibraciones en una estructura no implica de por sí que éstas se reduzcan, pues el dispositivo requiere ajustarse a la estructura. Por lo anterior, y con el fin de otorgar objetividad a las percepciones subjetivas de los usuarios es que se hace necesario evaluar el correcto funcionamiento de los disipadores introduciendo una excitación estandarizada y replicable en la estructura para que sea anulada o disminuida por el disipador en cuestión.

Este trabajo busca crear condiciones estandarizadas y repetibles sobre una pasarela de hormigón post tensado existente con el fin de evaluar la efectividad de un disipador de masa sintonizada para disminuir las vibraciones de la pasarela.

El principal objetivo es diseñar y construir un dispositivo que genere vibraciones verticales controladas, con el fin de situarlo sobre la pasarela de hormigón post tensado para crear las condiciones que puedan ser reproducidas en distintos tiempos y así evaluar la efectividad de cualquier disipador sobre esta estructura.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo General

Diseñar un generador de vibraciones verticales para estructuras, para ser usado en una pasarela de peatones de hormigón post-tensado. El objetivo de la construcción de este excitador es estandarizar las pruebas sobre una pasarela y estudiar el efecto de los dispositivos de masa sintonizada y amortiguamiento magneto reológico sobre la respuesta dinámica de la pasarela.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar un dispositivo que genere vibraciones verticales sobre una pasarela existente de hormigón post tensado, cuya frecuencia de trabajo pueda variar en torno a la frecuencia del primer modo de la pasarela.
- Materializar el diseño y corregir eventuales problemas no contemplados.
- Instalarlo en la pasarela de hormigón post tensado existente y calibrarlo.
- Verificar con este excitador la efectividad en la reducción de vibraciones de un disipador de masa sintonizada existente, que cuenta con un disipador magneto reológico.

### 1.3 ALCANCES

Este trabajo busca solucionar el problema que existe para evaluar la efectividad de un dispositivo amortiguador que disipa las vibraciones, ya que mediciones de éstas con y sin disipador deben ser comparadas sólo si las cargas que las generaron fueron las mismas.

Para lograr lo anterior se ha diseñado y construido un dispositivo que genere vibraciones verticales con el fin de obtener resultados estandarizados y replicables en una pasarela peatonal ya existente, considerando diferentes escenarios que permitan variar la magnitud de la masa, la amplitud de la fuerza y la frecuencia de la excitación.

Este dispositivo cuenta con un sistema de control desarrollado y explicado en esta memoria. Con este sistema de control se permite regular la frecuencia de trabajo del excitador y adaptarse a las frecuencias propias de la estructura sólo variando el voltaje del motor eléctrico, considerando los distintos escenarios adoptados en el diseño.

Con esto puede solicitar dinámicamente a la pasarela de forma controlada y reproducible, permitiendo medir la efectividad de un disipador de vibraciones instalado en la estructura.

El disipador corresponde a un dispositivo magneto reológico diseñado por Reyes (2006) que cuenta con un sistema de control desarrollado por Barra (2007), cuyas características se detallan más adelante.

## **CAPÍTULO 2: REQUISITOS DEL GENERADOR DE VIBRACIONES**

### **2.1 INTRODUCCIÓN**

Las vibraciones en las estructuras se explican como una respuesta ante sollicitaciones que varían en el tiempo; estas respuestas dependen directamente de la naturaleza de la sollicitación y de los parámetros dinámicos característicos de la estructura, como son la masa, rigidez y amortiguación; es así como diferentes estructuras pueden responder de forma distinta ante una misma sollicitación.

Cualquier máquina que a través de mecanismos genere movimientos con algún motor, puede excitar a una estructura, generando vibraciones en ésta. A lo largo de la historia se ha desarrollado diferentes tipos de excitadores de vibraciones, entre los que destacan los de masas excéntricas, por su simplicidad y por el hecho de generar vibraciones en un eje.

Para que un dispositivo generador de vibraciones trabaje correctamente debe ser capaz de operar en un rango que cumpla con requisitos de seguridad y satisfaga las distintas exigencias impuestas en el diseño.

Este capítulo se centra en detallar los criterios utilizados para el diseño del generador de vibraciones con el fin de excitar la pasarela peatonal en el centro de la luz de su viga principal.

## 2.2 ANTECEDENTES DE LA PASARELA

### 2.2.1 Información Disponible

La pasarela para la cual se diseña el excitador, es una estructura emplazada en la estación de trenes de San Bernardo, ubicada en la comuna de San Bernardo, Santiago, Chile.

Esta estructura cuenta con 13 columnas de hormigón armado de altura variable según su ubicación, sobre las que se apoyan vigas de hormigón armado post-tensado. La viga del vano central es la que presenta mayores problemas de serviciabilidad debido a las vibraciones. Tiene una luz de 26,2 metros y está ubicada a una altura promedio de 8,1 metros.



**Figura 1: Fotografía de la pasarela peatonal**

Los materiales usados en la construcción de esta pasarela se muestran a continuación:

Hormigón	
H35	Vigas postensadas
H30	Columnas
Acero	
A63-42H	Elementos de H.A.
270 ksi Low Relax	Elementos postensados

**Tabla 1: Materiales utilizados en la pasarela según Reyes (2006)**

Debido a problemas constructivos la pasarela no adoptó la forma estipulada originalmente, presentando deformaciones excesivas, por lo que tuvo que ser reparada, aumentándole la altura de la viga con un sistema de cableado postensado y aumentándole la rigidez de las columnas.



**Figura 2: Fotografías de cambios en la pasarela, antes y después de las modificaciones**

Con el fin de obtener sus parámetros dinámicos se realizó un modelo en SAP2000 después de las modificaciones y también se analizaron registros de micro vibraciones tomados *in situ*, antes y después de las modificaciones, que son propiedad del Departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Chile.

## 2.2.2 Información Dinámica

Con un modelo de elementos finitos desarrollado en SAP2000, Reyes (2006), se obtuvo los 10 primeros modos de vibrar, siendo el segundo modo el modo con mayor periodo que contiene desplazamientos verticales.

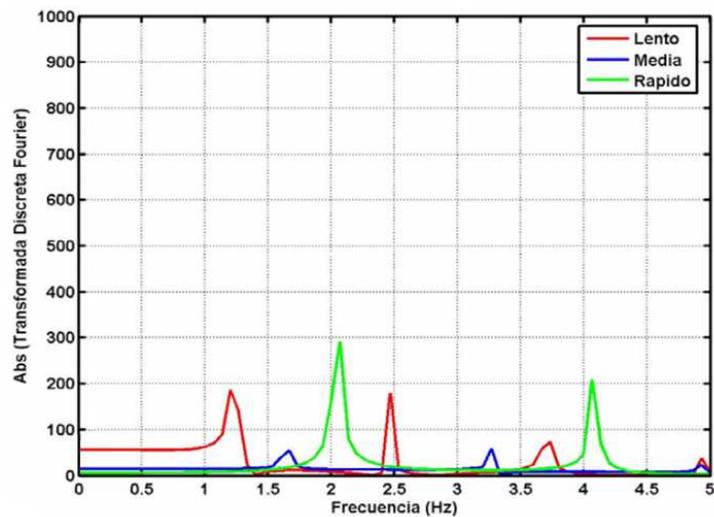
Usando un modelo de 1 grado de libertad ubicado en el centro de la viga, se calculó el valor de la masa y rigidez equivalente, la amortiguación asociada a ese modo se obtuvo a partir de un ensayo *Pull-Back* efectuado por Reyes (2006) y Barra (2007).

Del modelo escogido junto al ensayo experimental se obtuvieron los siguientes parámetros dinámicos.

**Tabla 2: Propiedades dinámicas del GDL vertical de la Pasarela**

Masa	19,4 [ton] (SAP2000)
Rigidez equivalente	3,7 [Tonf/cm] (SAP2000)
Periodo Natural	0,46 [s]
Razón de Amortiguamiento crítico	2,8 [%]
Frecuencia Amortiguada	2,2 [Hz]

La frecuencia amortiguada de la pasarela mostrada en la Tabla 2 resultó no variar de forma significativa en los ensayos realizados antes y después de las modificaciones efectuadas en la pasarela. Además es importante mencionar que la frecuencia natural de esta pasarela está dentro del rango de frecuencias excitadas por cargas peatonales, según muestran los resultados de Ungar et al. (2004) en la Figura 3.



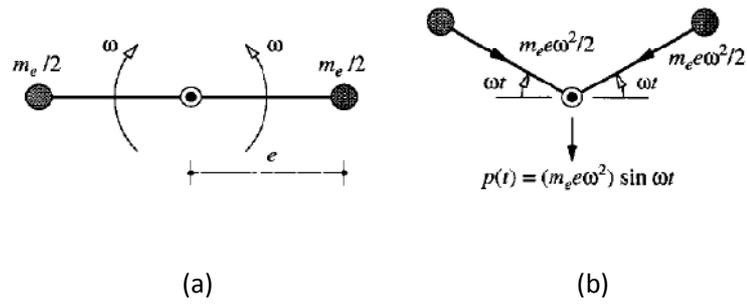
**Figura 3: Contenido de frecuencias para carga peatonal según Ungar et al. (2004)**

Del gráfico se desprende que para una carga peatonal a paso rápido, el valor de la frecuencia es muy similar a la del modelo de 1 GDL de la pasarela, lo que explicaría las vibraciones excesivas en ésta.

### 2.3 ALTERNATIVAS Y TIPOS DE GENERADORES DE VIBRACIONES

Los generadores de vibraciones creados a lo largo de la historia, fueron en su mayoría desarrollados para introducir en la estructura una excitación armónica con el fin de someter a ensayos a estructuras a escala real.

El concepto de producir una excitación armónica en una dirección es conceptualmente fácil, pero no lo es en la práctica ya que requiere la transformación de un movimiento circular a uno que siga una sola dirección. La forma más frecuente de lograr un excitador que genere una fuerza armónica es la de masas excéntricas, que consiste en dos masas de igual magnitud que giran en un movimiento circunferencial de igual radio pero con distinto centro; ambas masas giran en un mismo plano a la misma velocidad angular y en sentido contrario, de esa manera se anulan las fuerzas en una dirección y sólo queda una fuerza armónica en dirección perpendicular.



**Figura 4: Generador de vibraciones, (a) posición inicial, (b) posición y fuerzas en tiempo  $t$**

Otra forma de generar el movimiento es a través de masas que se muevan en una misma dirección, cuyo movimiento esté originado por algún sistema de control automático que permita acelerar la masa de forma que dependa del tiempo y se comporte como una armónica o bien por la transformación de un movimiento rotacional en uno unidireccional por medio de algún mecanismo.

## 2.4 CRITERIOS ADOPTADOS

Con los antecedentes entregados para el diseño del generador de vibraciones se procuró conseguir un dispositivo eficiente, capaz de cumplir el objetivo propuesto y que además cumpla los siguientes criterios:

- El generador de vibraciones debe situarse en la parte central de la luz de la viga principal de la pasarela, por lo que su tamaño debe ser relativamente pequeño para que pueda actuar junto al disipador en el mismo sector de la pasarela.
- El dispositivo debe ser transportable y de fácil manipulación.
- La excitación generada debe corresponder a una fuerza cíclica vertical, cuyo periodo y amplitud deben ser conocidos, pudiendo ser cambiada en terreno.
- El rango de frecuencias en el que trabaje este dispositivo debe cubrir la frecuencia natural de la estructura, para el grado de libertad escogido previamente.
- El sistema de sujeción de las masas, cuya inercia genera la excitación, debe permitir que se pueda variar el valor de las masas con facilidad, para así crear distintas configuraciones de la excitación.
- El dispositivo debe contar con un sistema de control que permita manipular al usuario varios escenarios con el fin de elegir el que se estime conveniente.

## **CAPÍTULO 3: DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL DISPOSITIVO**

### **3.1 INTRODUCCIÓN**

Dados los objetivos y criterios ya establecidos en el capítulo anterior, se tiene una idea conceptual de la máquina que permitiría cumplir con esos requisitos. Este capítulo busca explicar la forma que toma el dispositivo y los criterios adoptados para la confección de éste y cómo se solucionaron todos los problemas que aparecieron durante el transcurso de su fabricación.

### **3.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**

Con el fin de conseguir una máquina que genere vibraciones verticales armónicas, se analizaron varios tipos de mecanismos, como el de 2 masas excéntricas y el de masas que se desplazan en el mismo eje de aplicación de la fuerza. Las ventajas de la primera opción es que es un mecanismo fácil de construir y sólo se requiere que 2 cuerpos de iguales masas giren en sentido contrario con la misma velocidad angular y que tenga la opción de ajustar tanto el radio de giro como las masas. El segundo caso requiere que tanto la amplitud del movimiento como las masas puedan variar, de esa forma cualquiera de los 2 casos cumple con los objetivos ya dados.

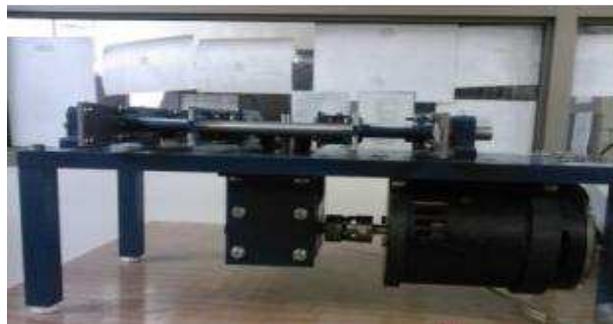
Además, se debe considerar el tiempo de fabricación y el costo de cada opción. Considerando esto último y dado que en las dependencias del Departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Chile existía un dispositivo, el cual contaba con un mecanismo que utilizaba el giro de un motor eléctrico para generar desplazamientos horizontales, unidireccionales, acotados y cíclicos, se analizó la factibilidad de modificarlo con el fin de utilizar ese mecanismo para excitar la estructura.

En primer lugar, se verificó que la máquina cubriera el rango de trabajo especificado anteriormente sin perjudicar su integridad. A continuación se muestran las especificaciones de la máquina existente.

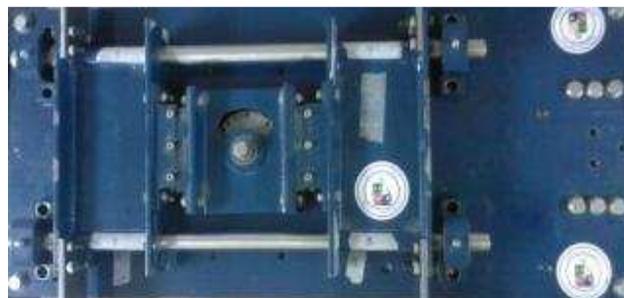
### 3.3 INFORMACIÓN DE LA MÁQUINA EXISTENTE

El dispositivo existente es una máquina para ensayar probetas de goma a corte directo que fue construida por Herrera (1998) y modificada por Escandar (2002) con el fin de obtener valores del módulo de corte y el amortiguamiento de gomas sometidas a ensayos dinámicos. La máquina funciona en un rango de trabajo que permite la variación de la amplitud del movimiento a 8 posiciones predefinidas que van desde los 0,12mm a los 12 mm *peak to peak*.

En su diseño inicial la máquina contaba con un motor cuya potencia era superior a 0,3HP capaz de aplicar una fuerza nominal de 140kgf. El motor se alimentaba de una fuente de poder que se conectaba a la red eléctrica convirtiendo la corriente alterna a continua. Esta fuente contaba con un sistema que permitía programar la salida de un voltaje predeterminado o bien se podía variar con el uso de un reóstato. La variación del voltaje permite variar la velocidad de giro del motor teniendo frecuencias angulares en el movimiento que cubren un rango entre 0,5 y 2 Hz.



**Figura 5: Vista en elevación del dispositivo existente**



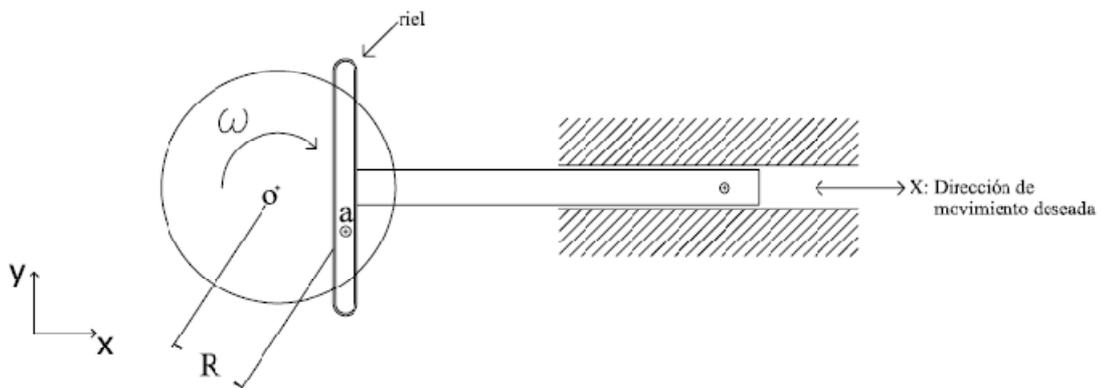
**Figura 6: Vista en planta del dispositivo existente**

### 3.3.1 Sistema generador de movimiento

Esta máquina permite convertir el movimiento rotatorio de un disco en uno armónico unidireccional. La forma de lograr esto es utilizando el principio que indica que cualquier punto del disco que gira sigue una trayectoria que puede descomponerse en dos direcciones perpendiculares entre sí, teniendo como resultado movimientos en cada una de estas direcciones que pueden ser expresados como una función seno o coseno.

La forma de obtener sólo uno de los movimientos, en una dirección específica, es mediante un mecanismo de riel. Este esencialmente permite desplazar de forma libre el punto "a" que se ilustra en la Figura 7, en la dirección perpendicular "Y", el riel restringe el movimiento de ese punto en la otra dirección, "X", teniendo como consecuencia el movimiento de este sistema en la dirección restringida, que es la dirección deseada. El movimiento originado tendrá una amplitud que depende de "R" que se define como la distancia entre el centro de rotación del disco, "O" y el punto "a", en cambio la frecuencia del movimiento en el eje "X" depende de la frecuencia angular de giro del disco, " $\omega$ ".

Haciendo uso de unas guías (zona achurada de la imagen siguiente) es posible dejar que se desplace la barra perpendicular al riel en una de las direcciones sin que rote el mecanismo. El esquema del mecanismo de riel se muestra a continuación.



**Figura 7: Mecanismo de riel**

Este mecanismo tiene la particularidad de no introducir segundas armónicas en el movimiento que se genera por el giro de las piezas, como lo hace un mecanismo de biela-manivela, por lo que el sistema de esta máquina es ideal para el uso que se busca.

Otro elemento importantísimo es cómo se hace girar el disco, ya que si bien este giro puede ser generado de forma directa por el movimiento rotacional del eje del motor, se tendrían problemas para cubrir las frecuencias de trabajo buscadas, ya que el motor tiene una velocidad angular máxima estimada en 1400 rpm, muy superior a la buscada de 2Hz (120 rpm). Por esta última razón la máquina de ensayo de corte contaba con un reductor de velocidad que no afecta la potencia del motor. Se entiende por reductor de velocidad a un sistema de engranajes que reciben un giro provocado por el motor a cierta velocidad angular y entregan otro movimiento de giro con una velocidad angular menor que puede ser en el mismo eje del motor u ortogonal a éste, en este caso el reductor de velocidad tiene el eje perpendicular al del giro del motor y tiene una tasa de cambio de velocidad de 10:1.



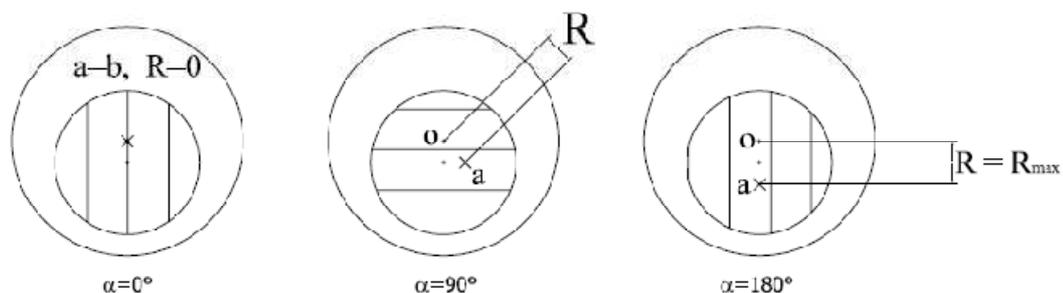
**Figura 8: Reductor de velocidad empleado en la máquina**

### 3.3.1 Mecanismo de variación del desplazamiento

La máquina cuenta con un sistema que permite cambiar la amplitud del movimiento. Este sistema funciona mediante un mecanismo que permite variar la distancia del punto del disco que se encuentra en el interior del riel con respecto al centro de giro usado para descomponer el movimiento unidireccional. El valor de esta distancia corresponde a “R” según indica la Figura 7.

La forma en que varía esa distancia se logra haciendo uso de 2 discos, uno inferior cuyo centro de giro coincide con el del eje de la salida del reductor de velocidad y es en ese punto donde se sitúa “O” y otro disco que se encuentra sobre el primero, cuyo radio es menor y su centro no coincide con el del disco inferior. Además, este segundo disco puede girar de forma relativa sobre el otro. El punto “a”, cuyo movimiento circunferencial se transforma en uno lineal, se encuentra en el disco superior.

La amplitud del movimiento en la dirección deseada depende de la distancia “R” y dada la configuración de los discos se tiene que “R” depende del giro relativo “ $\alpha$ ” entre estos, por ende la amplitud de movimiento dependerá de “ $\alpha$ ”. Un esquema de este sistema para tres casos distintos es mostrado en la siguiente figura.



**Figura 9: Variación de amplitud para distintos giros relativos entre discos**

Las amplitudes *peak to peak* obtenidas en función del ángulo relativo entre los discos del sistema de ampliación de la amplitud que cuenta la máquina, se muestran en la siguiente tabla.

Amplitud <i>Peak to peak</i> [mm]	$\alpha$ [grados]
0,12	1,146
0,30	2,865
0,60	5,732
1,20	11,478
1,80	17,254
3,00	28,955
4,50	44,049
6,00	60,000
9,00	97,181
12,00	180,000

**Tabla 3: Amplitud de movimiento según rotación relativa**

En la práctica, la máquina cuenta con una serie de graduaciones que permiten realizar estos giros relativos de forma discreta, por lo que se pueden obtener mediciones repetibles y confiables al cambiar la amplitud del movimiento.

Para obtener un determinado nivel de amplitud se deben girar los discos siguiendo el procedimiento que se adjunta en el anexo A.

### 3.4 MODIFICACIONES REALIZADAS

Una vez verificado que todo el funcionamiento de la máquina existente cumple con los requisitos y potencialmente podría ser modificada se procedió a alterar la máquina para convertirla en un generador de vibraciones, cuyas excitaciones puedan ser controladas y repetibles según se estime conveniente. Cada cambio que se efectuó a la máquina fue diseñado de manera que no se perdiera la funcionalidad para la cual fue originalmente creado, por lo que cada alteración podía ser reversible.

#### 3.4.1 Base de soporte y nivelación

El primer cambio que se contempló para el dispositivo existente fue instalar una base rígida horizontal que pudiera sostener uno de los extremos de la máquina, para que de esa forma permitiera rotar el eje de trabajo de uno horizontal a uno vertical. La idea inicial fue usar una plancha de acero cuyo espesor no permitiera deformaciones evidentes en el plano y que contara con un mecanismo de nivelación con el fin de no someter a esfuerzos no contemplados a las piezas de soporte de la máquina. El resultado fue una placa de 40x40x1cm con 4 pernos en las esquinas que constituirían los elementos niveladores. Además, se añadieron 2 ángulos dispuestos de canto con el fin de fijar la placa central de la máquina entre éstos con la ayuda de pernos.



**Figura 10: Soporte inicial del dispositivo**

Una vez montado el sistema se notó que al poner en servicio la máquina para las pruebas, la placa base de acero sufrió leves deflexiones por lo que se decidió atiesarla con perfiles en la parte inferior. Por este hecho, sumado al que transportar la máquina se tornó complejo por su peso, se rediseñó la base con el fin de que pudiera ser transportado por un carro que dispusiera de ruedas y que permitiera montar y desmontar la máquina con el mínimo esfuerzo físico.

Por lo anterior se modificó la placa base elevando su altura en 10 cm con respecto al nivel del suelo, de esa forma es posible ingresar un gato mecánico que permita levantar la máquina y montarla en un carro especialmente diseñado para este uso. Esta modificación tomó real importancia al considerar que transportar la máquina a terreno por sobre la pasarela se tornaría difícil, sumado al hecho que significa mover la máquina dentro del laboratorio cuando se proceda a su calibración.

Tanto el carro como la base se diseñaron con perfiles 40x40x2mm comprobando que eran capaces de soportar sin problemas el dispositivo. En la Figura 11 se muestra una fotografía de la fase de construcción de la base atiesada.



**Figura 11: Base de soporte y nivelación del excitador de vibraciones**

Esta nueva base también cuenta con un sistema de nivelación que consiste en pernos que se hacen girar para buscar la posición correcta de trabajo. La punta de los pernos es redondeada a fin de no generar desplazamientos cuando se ajusta el nivel.

Una vez instalada la base de soporte, se verificó que no existieran deformaciones visibles.

### 3.4.2 Sistema de masas y sujeción de éstas

Otro punto, y quizás de los más importantes, fue la creación del sistema de alojamiento de las masas. Dado que la máquina debe conservar su integridad, se dispuso un conjunto de placas metálicas que se apernan a las alas de una viga doble T que unen y hacen trabajar como un conjunto a las barras que sirven de eje para el movimiento. Estas placas fueron diseñadas como una viga empotrada que actúa en voladizo cuya carga corresponde a la máxima carga generada por la máxima combinación de masas, alcanzando un factor de utilización de un 85%, lo que se consideró apto para este uso.

En el extremo de estas placas se dispuso un perfil ángulo que mediante una perforación permite el paso de pernos que atraviesan las masas y de esa forma se pueden sujetar pudiendo insertar o sacar masas.



a) Placa de sujeción

b) Placa instalada en viga I

c) Unión placa-ángulo-masa

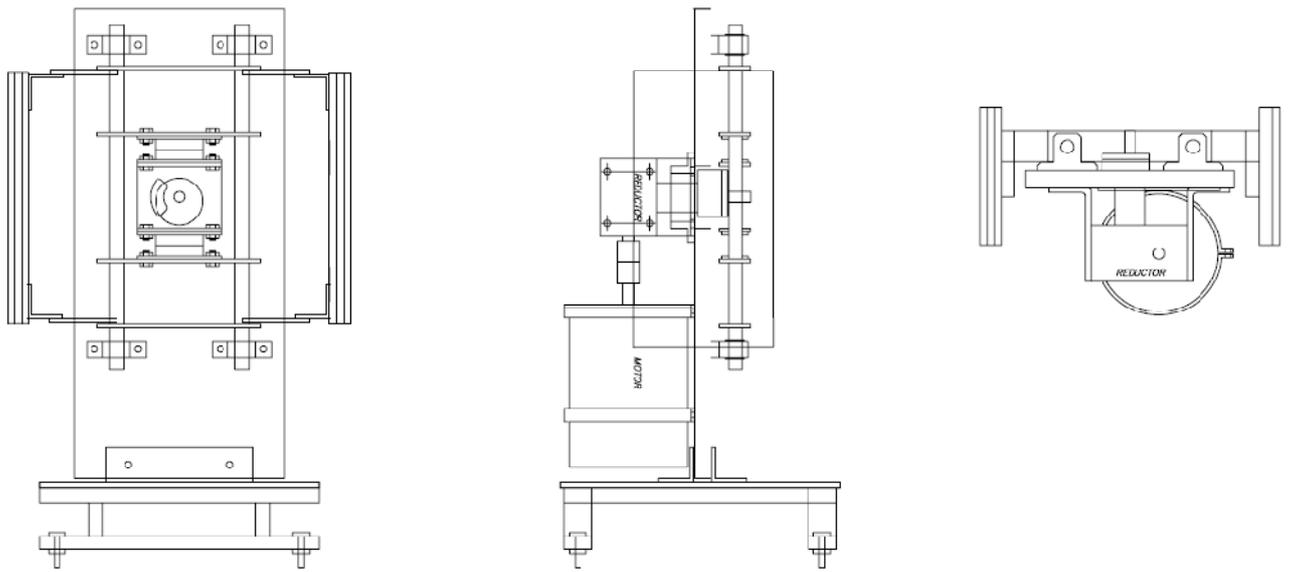
**Figura 12: Sistema de sujeción de masas**

Con la finalidad de obtener una fuerza de excitación que dependa del valor de las masas que se trasladan armónicamente, se escogieron placas de acero rectangulares que poseen perforaciones para poner una al lado de la otra. El valor de la masa de cada placa se muestra en la siguiente tabla.

Placa	Masa [kg]
Masa 1	15,225
Masa 2	15,010
Masa 3	12,155
Masa 4	11,055
Masa 5	12,210
Masa 6	12,255

**Tabla 4: Valor de las masas**

Es importante mencionar que la ubicación del sistema de sujeción se diseñó con el fin de mantener el centro de gravedad de las masas colineal con el centro de gravedad del dispositivo. Esto último se hizo con el fin de no generar excentricidades que induzcan a excitaciones no deseadas. En la Figura 13 se muestra un esquema del generador de vibraciones.



**Figura 13: Esquema del generador de vibraciones**

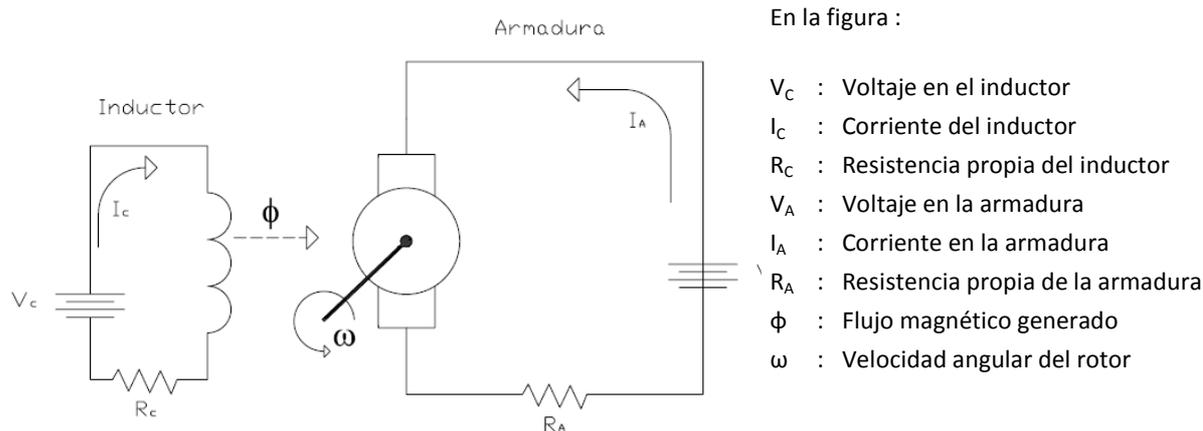
### 3.4.3 Motor utilizado y sistema de alimentación de energía eléctrica

Una vez que se construyó de forma completa el dispositivo, se hizo trabajar para distintas masas y cuando se superó cierto límite de masas, la fuente de poder existente se descompuso producto de una sobre exigencia, por lo que se buscó una manera alternativa para hacer funcionar el mecanismo.

Básicamente, este mecanismo debe proveer la potencia requerida para todas las configuraciones, por lo que la fuente de poder debe entregar una corriente continua cuyo amperaje y voltaje están determinados por la capacidad del motor y la velocidad de giro que se busca para cada combinación.

El motor que se usó en los ensayos de la pasarela peatonal es de corriente continua con excitación independiente. Esta clase de motor utiliza un campo magnético producido por el sistema inductor ó también llamado estator. Por otro lado, la armadura ó rotor es alimentado por otra fuente que en este caso cuenta con un sistema de control que permite variar la corriente y de esta forma la velocidad de giro.

En el caso del generador de excitación independiente, el circuito equivalente es el de la Figura 14. Es posible apreciar que el circuito de campo es eléctricamente independiente del circuito de armadura y la dependencia de ambos circuitos es únicamente magnética, a través del flujo  $\phi$ , lo cual constituye la característica distintiva de este tipo de configuración.



**Figura 14: Esquema del circuito equivalente de un motor de excitación independiente**

Para poder solucionar el problema que implica trabajar en terreno sin instalaciones de redes eléctricas cercanas a la pasarela, se evaluó el uso de un generador de corriente y también se hizo con baterías de automóviles. La primera opción tiene un costo más elevado pero permite trabajar mucho más tiempo que con las baterías. El uso de generadores de baja capacidad que ofrece el mercado implica hacer uso de un transformador de corriente alterna a corriente continua, por lo que se reparó el que ya existía y al realizar nuevas pruebas éste falló por lo que se requería una nueva reparación, además de una modificación en la potencia que entregaba. De forma paralela se comenzó a estudiar el funcionamiento de la máquina alimentada por baterías, después de un set de pruebas con distintas configuraciones de baterías se consiguió operar la máquina en el rango deseado.

Luego de medir el valor de las resistencias del rotor y el estator, esquematizadas en la Figura 14, se determinó el número mínimo de baterías a usar en la máquina. Se comprobó que el rotor presenta la mayor resistencia y se optó por poner sólo una batería de bajo amperaje para alimentarlo, ya que por la ley de Joule, no requiere suministrar más corriente que la que el estator requiere.

Después de un par de pruebas se determinó que es suficiente para conseguir la frecuencia buscada usar 3 baterías, 2 de éstas de 12V y 70Ah (cada una) para alimentar la armadura y una tercera de 12V y 12Ah para alimentar el inductor o rotor. Dado que el costo es mucho menor y el comportamiento es el deseado, se optó por usar las baterías.

#### 3.4.4 Sistema de control de frecuencia

Dado el tipo de motor, se pueden tener tres formas de controlar la velocidad de giro: la primera es poniendo un sistema de control en el rotor, la segunda es situándolo en el estator o inductor y la tercera es una combinación de las dos primeras. Por un tema de simplicidad, rapidez y costo se optó por un control resistivo; éste consta de un reóstato, conocido también como resistencia variable, que puede ser instalado en el rotor o estator.

Un reóstato disipa parte de la potencia que alimenta a un motor controlando la corriente, por ende, la velocidad de giro del rotor. El rotor tiene conectada la batería de menor capacidad, por esta razón es óptimo situar el reóstato en ese circuito ya que la potencia es menor y se puede instalar uno de baja capacidad.

Dados los voltajes aplicados y la corriente que requiere la armadura, se instaló un reóstato de  $100\ \Omega$  en una caja de control que incluye 2 interruptores de corriente, uno para la armadura y el otro para el inductor.



**Figura 15: Reóstato instalado en el vibrador**

Después de realizar las primeras pruebas controlando la corriente con el reóstato se comprobó que el rango de frecuencias cubre la frecuencia natural de la pasarela, por lo que se procedió a relacionar el voltaje aplicado al rotor con la velocidad de giro.

## CAPÍTULO 4: SISTEMA DE CONTROL DEL VIBRADOR

### 4.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo muestra el desarrollo de un sistema de control de la frecuencia y magnitud de la excitación que entrega el generador de vibraciones, considerando que debe excitar el primer modo de vibrar vertical de la pasarela de San Bernardo.

El objetivo es encontrar el rango de operación del vibrador y exponer la forma en que se consiguen la frecuencia y magnitud de la señal generada dada las configuraciones que presenta el vibrador.

### 4.2 CALIBRACIÓN DEL GENERADOR DE VIBRACIONES

Considerando que el fin del vibrador es excitar el primer modo de vibrar vertical de la pasarela, es necesario calibrar el excitador de modo de trabajar a una frecuencia muy cercana a la natural de la estructura. De esa forma se obtiene un alto valor, cercano al *peak*, de la función de amplificación dinámica.

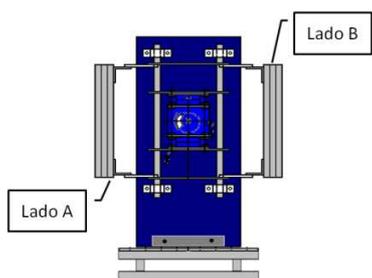
Dado que la fuerza generada por el vibrador depende de la cantidad de masas, el voltaje que alimenta al motor, la frecuencia y amplitud del movimiento, se procedió a discretizar las combinaciones de estas variables, fijando ciertas amplitudes y masas para obtener la dependencia que existe entre estas variables y la frecuencia.

Se comenzó discretizando las amplitudes de movimiento que tendrían las masas del excitador, teniendo en consideración que de las 10 posiciones que permitía el mecanismo de variación del desplazamiento, la posición que corresponde a la amplitud de 12mm *peak to peak*, no puede ser utilizada producto de las modificaciones que sufrió la máquina. La calibración realizada contemplaba solamente las 2 máximas amplitudes permitidas, 6 y 9 mm *peak to peak* respectivamente. La razón de escoger estos 2 casos se debió a que las demás amplitudes son muy pequeñas y dado que la fuerza generada depende directamente del valor que éstas tengan, se prefirió generar las máximas fuerzas para la evaluación del disipador.

Las formas de combinar las masas de manera que siempre exista el mismo número a cada lado del vibrador son numerosas, por lo que se acotaron a sólo 3. Las configuraciones escogidas se priorizaron respecto de las otras usando como criterio la minimización de la diferencia de masas que existe entre

ambos lados del vibrador y considerando además que ciertas masas deben permanecer en ciertos lados del vibrador para facilitar la postura de éstas en el sistema de sujeción. Estas configuraciones cumplen con el fin de minimizar la excentricidad, por ende la distribución de la fuerza generada es uniforme en la base, evitando así solicitaciones indeseadas.

Tanto la Figura 16 como la Tabla 5 muestran el esquema y combinaciones de masas utilizadas.



**Figura 16: Esquema de combinaciones de masas (vista frontal)**

Combinación	Ubicación		Masa total [kg]
	Lado A	Lado B	
C.1	Masa 5	Masa 6	24,37
C.2	Masa 5	Masa 6	54,70
	Masa 1	Masa 2	
C.3	Masa 5	Masa 6	77,91
	Masa 1	Masa 2	
	Masa 4	Masa 3	

**Tabla 5: Combinaciones de masas utilizadas**

Una vez que se determinaron las combinaciones de masas y amplitudes por separado se procedió a calibrar el vibrador. Producto de las pruebas iniciales se decidió usar la máquina generadora de vibraciones solo con la máxima amplitud permitida (9 mm *peak to peak*), ya que la fuerza generada utilizando la amplitud menor no era suficiente para accionar el dispositivo reductor de vibraciones utilizado para este trabajo.

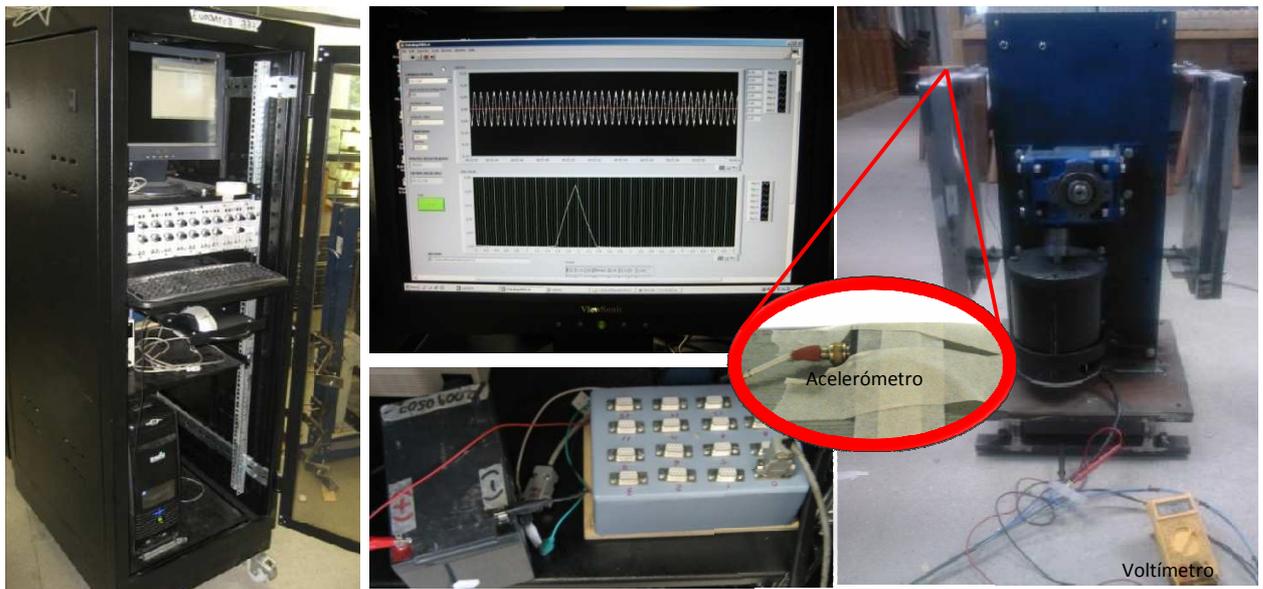
Determinadas las combinaciones de masas y la amplitud de movimiento de las masas se procedió a calibrar el vibrador definiendo las configuraciones que se muestran a continuación:

Combinación	AMPLITUD <i>peak to peak</i> [mm]	Combinación de masas
A	9	C.1
B	9	C.2
C	9	C.3

**Tabla 6: Combinaciones de usos del vibrador**

Para conocer el tipo de relación que existe entre la frecuencia y el voltaje se realizaron mediciones de las aceleraciones de las masas, para esto se conectó el motor a las baterías totalmente cargadas para evitar interferencia en la búsqueda de la relación deseada y el proceso de descarga que afectan a las baterías.

El procedimiento, realizado en el Laboratorio de Estructuras del Departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Chile, consistió en adosar un acelerómetro a las masas y obtener por un mínimo de 2 minutos la aceleración experimentada para un voltaje constante aplicado, que era medido con un multímetro digital de 0,01V de precisión. Una vez que transcurría el tiempo se cambiaba el valor del voltaje y se registraba nuevamente la aceleración y así de forma sucesiva se hizo para el conjunto de puntos requeridos. A continuación se muestran algunas imágenes de la calibración de la segunda combinación mostrada en la Tabla 5, es decir con 2 masas en cada lado.



**Figura 17: Fotografías del proceso de registros de aceleración**

Es así que para las 3 combinaciones definidas en la Tabla 6 se obtuvo un conjunto de registro de aceleraciones. Para cada registro se calculó el espectro de densidad de potencia o PSD (*Power Spectrum Density*). El PSD corresponde al promedio normalizado del valor absoluto al cuadrado de la Transformada Rápida de Fourier o FFT (*Fast Fourier Transform*) del registro. Con el fin de determinar empíricamente el contenido de frecuencia del registro de aceleración, las frecuencias generadas por el motor alimentado a un voltaje fijo se determinaron identificando el *peak* en el PSD de cada registro, cuyo nombre llevaba el valor del voltaje aplicado. De esta forma se pudo determinar la frecuencia de trabajo del generador de vibraciones como respuesta al voltaje aplicado en el estator, así se encontró la relación entre el voltaje y la frecuencia para cada tipo de combinación.

#### 4.2.1 Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación A

Los ensayos realizados al generador de vibración con la combinación A fueron 8. Los 8 archivos utilizados contenían el registro de aceleración que posteriormente fue filtrado en dos sentidos (filtfit, MATLAB) usando un filtro Butterworth de orden 2, permitiendo pasar las frecuencias bajo los 10Hz. Una vez filtrado se obtuvo la frecuencia de operación a partir de cada PSD que se muestra en el anexo B.

Las frecuencias encontradas producto de cada voltaje se tabulan a continuación.

Voltaje en estator [V]	Frecuencia [Hz]
11,70	1,28
10,37	1,38
8,95	1,51
7,68	1,67
6,77	1,83
5,83	2,01
4,95	2,21
4,27	2,39

Tabla 7: Datos de Voltaje y Frecuencia, combinación A

Como se buscaba la relación frecuencia voltaje en torno a la frecuencia 2Hz, se escogieron 4 puntos cercanos a ese valor para aumentar la precisión de la relación consiguiendo una del tipo lineal, los puntos escogidos se grafican a continuación.

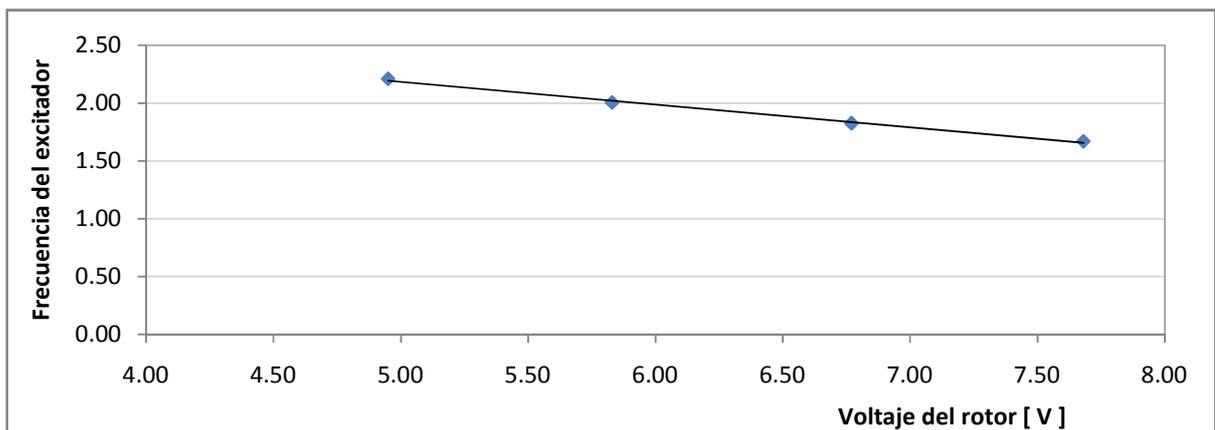


Figura 18: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. A, en torno a la frecuencia de 2Hz

Por mínimos cuadrados se obtiene una expresión lineal para obtener la frecuencia de trabajo del generador de vibraciones en función del voltaje aplicado al estator o inductor. La expresión para la combinación A es:

$$f_A = -0.197 \cdot V + 3.17 \quad [Hz] \quad \text{Ec. 1}$$

Donde el coeficiente de determinación es:  $R^2 = 0.995$

#### 4.2.2 Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación B

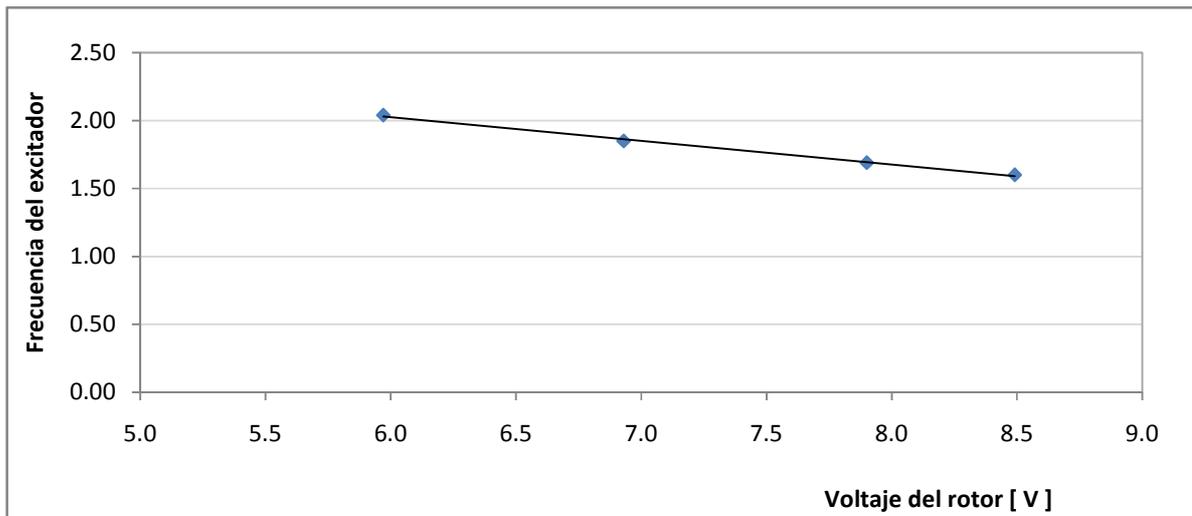
Los ensayos realizados para la combinación B fueron 13. Las aceleraciones verticales de las masas del excitador se registraron en 13 archivos, posteriormente se utilizó un filtro Butterworth de orden 2, permitiendo pasar las frecuencias bajo los 10Hz. Una vez filtrados se obtuvo la frecuencia de operación a partir de los PSD que se muestran en el anexo B.

La relación voltaje vs frecuencia encontrada se muestran en la siguiente tabla.

Voltaje en estator [V]	Frecuencia [Hz]
12,04	1,26
10,97	1,34
9,97	1,43
8,49	1,60
7,90	1,69
6,93	1,85
5,97	2,04
5,17	2,24
4,62	2,40
4,14	2,52
3,72	2,62
2,97	2,88
2,00	3,07

**Tabla 8: Datos de Voltaje y frecuencia combinación B**

Al igual que el caso A, se escogieron 4 puntos en torno a los 2 Hz con el fin de obtener una relación frecuencia-voltaje precisa, los puntos escogidos se grafican a continuación.



**Figura 19: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. B, en torno a la frecuencia de 2Hz**

Con los puntos mostrados anteriormente se buscó una relación lineal por mínimos cuadrados obteniendo la siguiente frecuencia de trabajo del excitador en función del voltaje aplicado al estator.

$$f_B = -0.174 \cdot V + 3.071 \quad [Hz] \quad \text{Ec. 2}$$

Donde el coeficiente de determinación es:  $R^2 = 0.996$

#### 4.2.3 Relación Voltaje-Frecuencia para la combinación C

La combinación C es la que genera la mayor excitación del generador de vibraciones. Para este caso se realizaron 11 ensayos almacenados en archivos distintos que registraron la aceleración vertical de las masas del excitador que fueron filtrados en dos sentidos (filtfit, MATLAB) usando un filtro Butterworth de orden 2 permitiendo pasar las frecuencias bajo los 10Hz, una vez filtrada la aceleración se obtuvo la frecuencia de operación a partir de cada PSD que se muestran en el anexo B.

Las frecuencias encontradas para cada voltaje se tabulan a continuación.

Voltaje en estator [V]	Frecuencia [Hz]
11,91	1,29
12,03	1,28
11,00	1,36
9,49	1,51
8,70	1,61
6,98	1,86
5,91	2,06
5,06	2,22
4,03	2,42
3,01	2,62
2,00	2,44

Tabla 9: Datos de Voltaje y frecuencia combinación C

Dado que se buscaba la relación frecuencia voltaje en torno a los 2Hz, se escogieron 5 puntos cercanos a ese valor para realizar una relación del tipo lineal, los puntos escogidos se muestran y grafican a continuación.

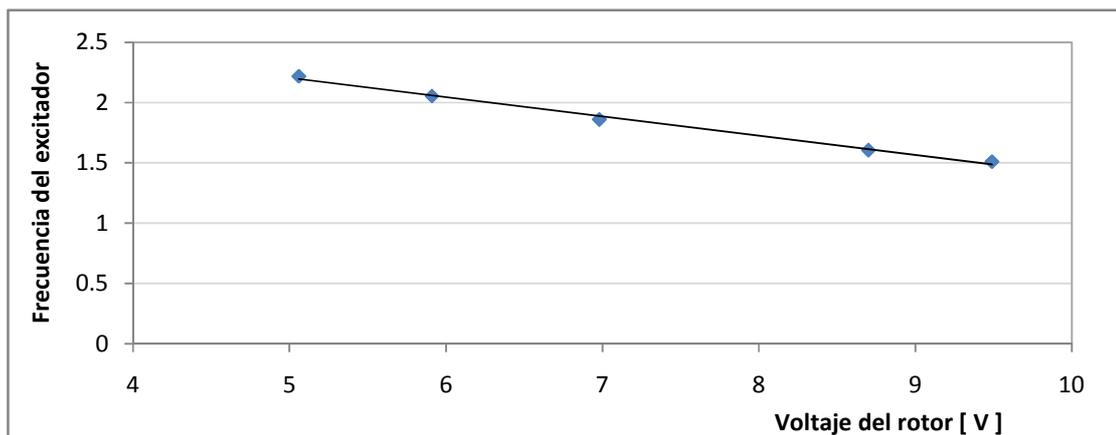


Figura 20: Relación de la frecuencia y el voltaje para la comb. C, en torno a la frecuencia de 2Hz

Por la biyección entre cada voltaje y frecuencia se obtiene una relación lineal en torno a la frecuencia buscada. La relación para la combinación C es:

$$f_c = -0.16 \cdot V + 3.006 \quad [Hz] \quad \text{Ec. 3}$$

Donde el coeficiente de determinación es:  $R^2 = 0.994$

## CAPÍTULO 5: DISIPADOR MAGNETO REOLÓGICO

### 5.1 INTRODUCCIÓN

Una vez diseñado, construido y calibrado el generador de vibraciones se está en condiciones de excitar la pasarela con vibraciones confiables, medibles y repetibles en el tiempo para así ver la eficiencia de cualquier disipador de vibraciones.

Este capítulo busca explicar el funcionamiento del disipador usado para medir su efectividad, además se incluyen sus características y diferencias con otros tipos de disipadores que existen.

### 5.2 SISTEMAS DE DISIPACIÓN DE ENERGÍA

Cuando una estructura está siendo solicitada existe una cantidad de energía ( $E$ ) que ingresa a la estructura que es producto de ésta solicitud, por el principio de conservación de la energía se tiene la siguiente ecuación.

$$E = E_k + E_s + E_h + E_d \quad \text{Ec. 4}$$

Donde ( $E$ ) es la energía de entrada, ( $E_k$ ) es la energía cinética que provoca el movimiento, ( $E_s$ ) es la energía de deformación elástica recuperable, ( $E_h$ ) energía disipada irre recuperable por el sistema estructural a través de la deformación inelástica y ( $E_d$ ) energía disipada por sistemas suplementarios como son los disipadores.

La idea principal de un disipador es que permite disipar parte de la energía que ingresa en una estructura y de esa forma se minimiza el daño que se podría provocar en ésta. Además, su uso normalmente produce un aumento del amortiguamiento y rigidez de la estructura original (Barra, 2007).

Una forma de clasificación de disipadores es considerando si las propiedades de éstos son independientes o no de las respuestas de la estructura.

A los primeros se les denominan sistemas pasivos de disipación y los segundos pueden clasificarse como sistemas activos o semi-activos.

### 5.2.1 Control Semi-Activo

Se entiende por control semi-activo a un elemento de control pasivo que puede cambiar sus propiedades con la ayuda de mecanismos que se alimentan de energía. Este sistema de control tiene la confiabilidad del control pasivo y la adaptabilidad del control activo pero con un uso considerablemente menor de energía externa.

El proceso de cambiar las propiedades del dispositivo tiene la gran ventaja de no inducir inestabilidad sobre la estructura, ya que no entrega energía a ésta debido a que trabaja sólo cambiando su propio nivel de resistencia y de esta forma absorbe energía mitigando movimientos no deseados. Los cambios sobre ellos dependen de la retroalimentación del sistema mediante una respuesta medida sobre la estructura (Barra, 2003).

Dentro de los sistemas más desarrollados que controlan el amortiguamiento está el disipador de masa sintonizada semi-activo basado en fluidos controlables como lo es el magneto reológico.

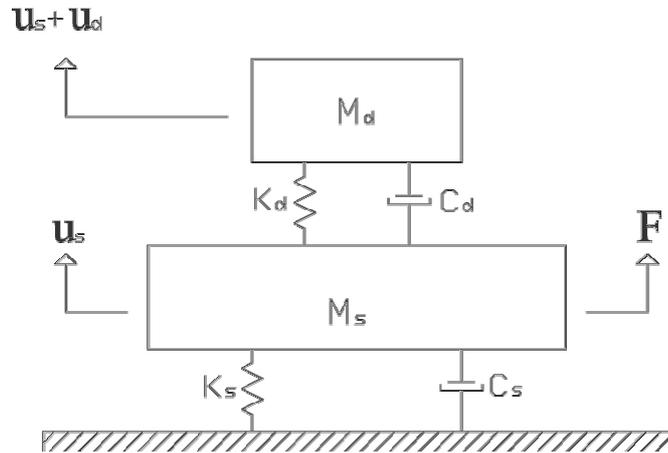
Para el desarrollo de este trabajo se utilizó un dispositivo de masa sintonizada con características semi-activas cuyo funcionamiento se explica en el siguiente punto.

#### 5.2.1.1 Disipador de Masa Sintonizada

Se entiende por disipador de masa sintonizada a un dispositivo que tiene asociado una masa, rigidez y amortiguación. Si este dispositivo está sintonizado, es decir su frecuencia natural coincide con la frecuencia de la estructura, al ser insertado en la estructura principal se produce una disminución de las vibraciones resultantes de las sollicitaciones que ésta posee. La disminución en las vibraciones se explica por lo siguiente: al existir un desplazamiento en la estructura, la masa del TMD comienza a moverse a la misma frecuencia que lo hace la estructura pero en distinta fase, provocando un movimiento en la dirección contraria a los desplazamientos de la estructura, que termina contrarrestando el desplazamiento de ella disminuyendo así las vibraciones, lo que implica que la masa sintonizada funciona sólo cuando existe un desplazamiento relativo entre la masa del TMD y la estructura.

El TMD debe estar sintonizado a la misma frecuencia de la estructura para que éste sea efectivo, dado que si ocurren cambios en el periodo de la estructura originados por un cambio en la rigidez, aumento o disminución de materiales o gente que ocupa la estructura cambiando el valor de la masa (Koo, 2003) el uso del TMD podría no ser efectivo. Hay que considerar que al instalar el TMD el periodo cambia

dependiendo del peso y rigidez de la estructura como también del peso de este dispositivo. También se observa que la incorporación de un TMD provoca un ligero aumento del amortiguamiento en la estructura.

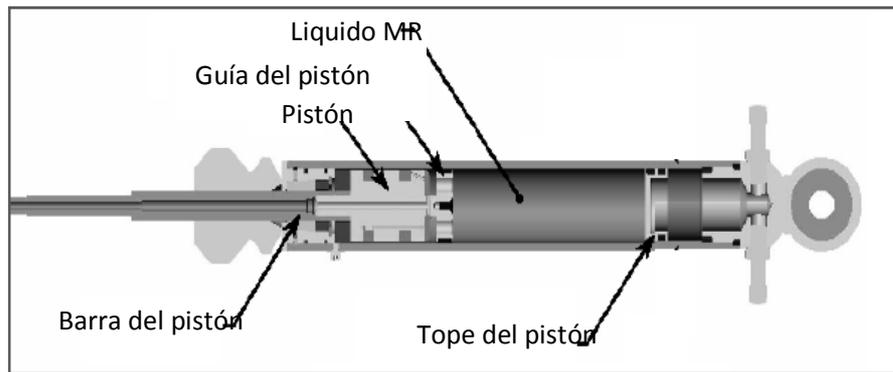


**Figura 21: Esquema de un sistema de 2 GDL que componen un TMD y la estructura**

La Figura 21 muestra un dispositivo TMD de 1 GDL montado sobre una estructura de 1 GDL, donde el suelo no se mueve. Las características de la estructura se representan mediante el subíndice “s” y el subíndice “d” indica las características del disipador de energía. Los desplazamientos mostrados “u” son relativos y están provocados por la fuerza “F”.

#### 5.2.4.1 Amortiguador Magneto Reológico

Un amortiguador magneto reológico es un amortiguador viscoso cuyas propiedades pueden ser controladas, es decir, al ser un elemento viscoso se cumple que la fuerza ejercida es linealmente dependiente de la velocidad. Que las propiedades del amortiguador puedan ser controladas se manifiesta en la constante de proporcionalidad (C) entre la fuerza y la velocidad, ésta puede variar dentro de un rango específico que queda determinado por el fabricante. Este amortiguador contiene un fluido magneto reológico (MR); los fluidos MR son denominados como fluidos controlables o inteligentes ya que es posible cambiar sus propiedades físicas a voluntad aplicando un campo magnético y es este fluido el encargado de generar una resistencia a cualquier elemento que se movilice a través de él, que en la mayoría de los casos es el pistón del dispositivo.

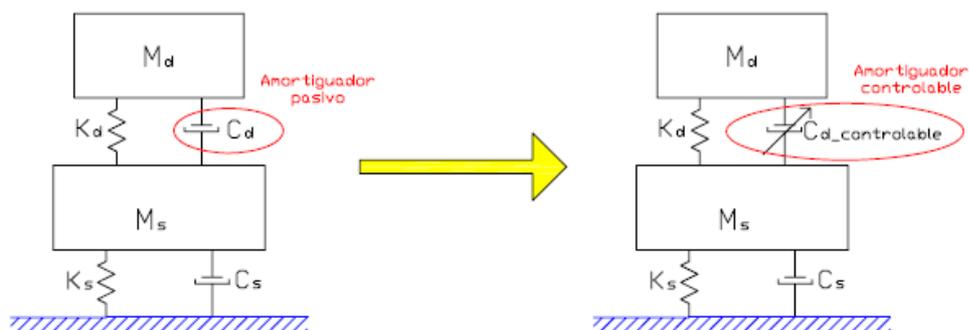


**Figura 22: Piezas de un amortiguador magneto reológico**

En la práctica el campo magnético que se requiere es obtenido por medio de un voltaje aplicado a un electroimán, de esa forma se tiene que para la misma velocidad de movimiento del pistón se puede tener distintas fuerzas en el amortiguador que dependen del voltaje que activa el campo magnético aplicado.

La forma cómo funcionan estos fluidos se debe básicamente a su composición. La mayoría de estos líquidos son aceites, agua o algún líquido a base de silicona, que contienen una cantidad importante de partículas que responden a un campo magnético que en general son de hierro. Estas partículas al ser sometidas a un campo magnético se reubican de forma paralela al campo, la disposición de estas partículas en el fluido explica la rigidización de éste y por ende el cambio de la constante  $C$  de la fuerza.

Dado el funcionamiento de los amortiguadores MR es posible implementar sistemas de control semi-activos al variar el amortiguamiento de la subestructura variando la corriente en este dispositivo pudiendo ser utilizado de 3 formas: voltaje constante, voltaje nulo o voltaje variable, siendo esta última opción la que requiere un control que depende de la respuesta de la estructura principal. Un esquema de esto se muestra en la siguiente figura.

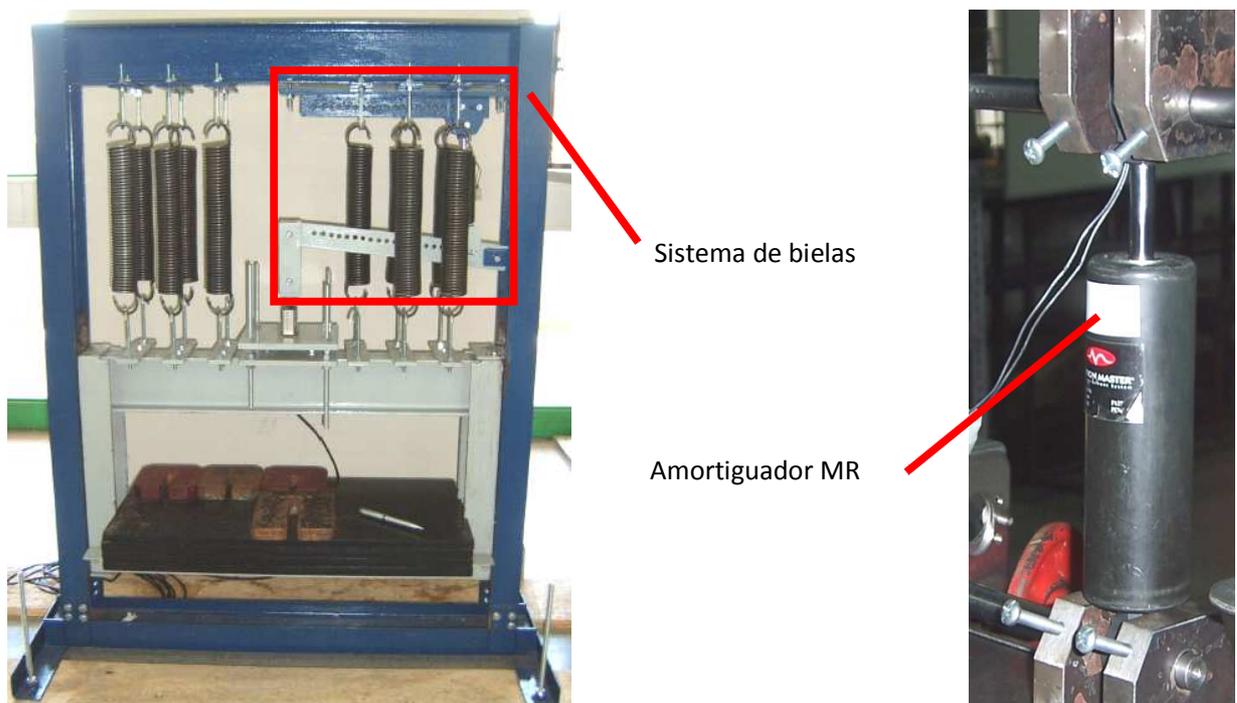


**Figura 23: Disipador TMD pasivo versus TMD semi-activo**

### 5.3 CARACTERÍSTICAS DEL DISIPADOR MAGNETO REOLÓGICO

El disipador que se usa para disminuir la respuesta en la pasarela corresponde a un elemento de control semi-activo, es un disipador de masa sintonizada cuya frecuencia natural coincide con la pasarela y que cuenta con un amortiguador magneto reológico.

El dispositivo de masa sintonizada utilizado corresponde al concepto desarrollado por Reyes (2006) y Barra (2007). El diseño inicial desarrollado por Reyes (2006) contemplaba un amortiguador MR de gran capacidad que generaba fuerzas muy superiores a las necesitadas; a través de un sistema de bielas ubicadas en la base del amortiguador se logró evitar ese inconveniente. La masa asociada a este TMD se movía mediante un sistema que utilizaba unas barras de acero como guías que no permitían a la masa salirse del plano.



**Figura 24: Fotografías del TMD y amortiguador MR utilizado por Reyes (2006)**

Barra (2007) modificó el sistema de guía de la masa reduciendo de forma significativa el roce entre la masa y el marco, adoptando un sistema de sujeción lateral mediante cuerdas de guitarra tensadas, que permite mantener la masa dentro de un plano vertical restringiendo los giros en el plano horizontal. Además, utilizó un amortiguador magneto reológico de menor capacidad, eliminando el sistema de bielas.

Las siguientes imágenes muestran la configuración final del dispositivo TMD:



a) Configuración final del dispositivo TMD



b) Sistema de guía de las masas en el plano de trabajo

Figura 25: Dispositivo TMD utilizado

El amortiguador magneto reológico corresponde al modelo *RD-1097-01*, fabricado por la empresa *Lord Corporation* cuyas características se muestran a continuación:

<b>Longitud de comprimido</b>	195 [mm]
<b>Longitud Extendido</b>	253 [mm]
<b>Diámetro del cuerpo</b>	32 [mm]
<b>Diámetro de pasadores</b>	8 [mm]
<b>Peso</b>	480 [g]
<b>Características eléctricas</b>	
Corriente de entrada máxima, DC	0.5 [A]
Corriente de entrada máxima, Intermitente	1
Resistencia a temperatura ambiente, 25°C	20 [ $\Omega$ ]
<b>Fuerzas del amortiguador (de peak a peak)</b>	
0,05 [m/s] a 1[A]	100 [N]
0,20 [m/s] a 0[A]	9 [N]
<b>Características mecánicas</b>	
Máxima temperatura de operación	70 [°C]

Tabla 10: Características nominales del amortiguador MR modelo RD-1097-01

A continuación se muestran imágenes del amortiguador MR modelo *RD-1097-01*, además de los sistemas de sujeción al TMD.



Figura 26: Fotografías del amortiguador MR modelo *RD-1097-01*, Lord Corporation y el sistema de sujeción

### 5.3.1 Determinación de parámetros del TMD semi-activo

La frecuencia de oscilación del TMD semi-activo, se obtiene del modelo de 1 GDL y de las ecuaciones de movimiento que este modelo genera. A continuación se muestra la ecuación de movimiento obtenida a partir del equilibrio de fuerzas.

$$m_d \cdot \ddot{u}_d + c_d \cdot \dot{u}_d + k_d \cdot u_d = 0 \quad \text{Ec. 5}$$

Donde  $m_d$  es la masa del TMD,  $c_d$  el amortiguamiento variable,  $k_d$  la rigidez del TMD y la variable  $u$  representa el grado de libertad de traslación en el eje vertical, dados estos valores la frecuencia angular del sistema es:

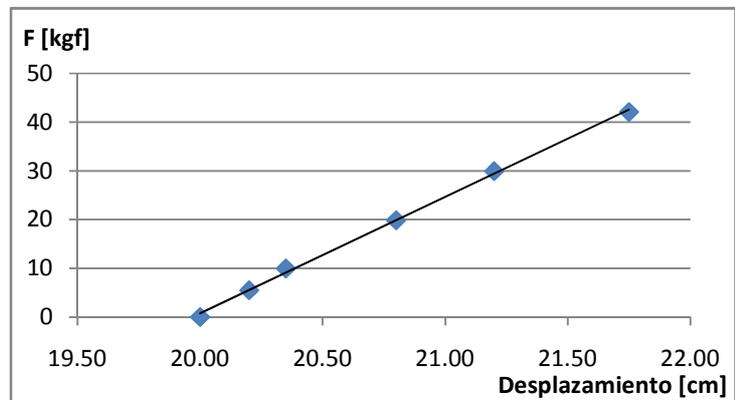
$$\omega = \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \quad \text{Ec. 6}$$

### 5.3.1.1 Determinación de la rigidez del TMD

La rigidez del TMD semi-activo es proporcionada por resortes. Con el fin de obtener su constante de rigidez, se realizaron pruebas de carga-desplazamiento. Esto consistió en agregar masas conocidas y medir el desplazamiento producto de esta carga; el resultado de esta prueba se muestra a continuación.

F [kgf]	Desplazamiento [cm]
0,000	20,00
5,500	20,20
9,973	20,35
19,873	20,80
29,958	21,20
42,113	21,75

**Tabla 11: Fuerza vs Desplazamiento resortes del TMD**



**Figura 27: Gráfico Fuerza-Desplazamiento de resortes del TMD**

EL comportamiento lineal observado en la Figura 27 corresponde a la relación típica de los resortes. Realizando una regresión lineal se obtiene:

$$F = 23.9 \left[ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right] \cdot d - 477.3[\text{kgf}] \quad \text{Ec. 7}$$

El valor de la rigidez de los resortes del TMD se desprende de la expresión anterior, su valor es:

$$K_d = 23.9 \left[ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right]$$

### 5.3.1.2 Calibración del TMD

Una calibración consiste en ajustar la frecuencia natural del dispositivo disipador cambiando los parámetros de rigidez y masa, de forma que sea igual a la frecuencia de la estructura. De la medición experimental se obtuvo una frecuencia natural igual a 1.94Hz. Como se conocía la rigidez del TMD se procedió a cambiar el valor de las masas hasta hacer coincidir ambas frecuencias.

El procedimiento consistió en realizar ensayos de *Pull-Back* mientras se registraba la aceleración de la masa del TMD. Al registro se le midió el contenido de frecuencia, si la frecuencia natural no coincidía con la de la pasarela se cambiaba la masa repitiendo el procedimiento.

Una vez que coincidieron las frecuencias naturales se pudo determinar el valor de la masa móvil total del TMD, que es:

$$M_d = 150.13 [kg]$$

### 5.3.1.3 Amortiguamiento del TMD

Como el dispositivo reductor de vibraciones usado tiene la particularidad de cambiar su amortiguamiento variando el voltaje que alimenta al amortiguador magneto reológico se hizo necesario conocer la relación voltaje-amortiguamiento.

Para determinar el amortiguamiento del TMD en función del voltaje aplicado, se realizaron varios ensayos. El procedimiento consistió en aplicar un voltaje fijo al amortiguador MR y realizar por lo menos 3 ensayos *Pull-Back*. La masa móvil del TMD se encontraba instrumentada con un acelerómetro que permitió registrar todo el proceso. Se repitió la experiencia cambiando el voltaje para cubrir todo el rango admisible del amortiguador MR.

A partir del registro de aceleraciones, cuya frecuencia de muestreo fue de 200Hz, se calculó la razón de amortiguamiento para cada ensayo *Pull-Back* con el método del decaimiento logarítmico y el promedio para un mismo voltaje.

La razón de amortiguamiento obtenida para cada voltaje se muestra a continuación.

Voltaje [V]	$\beta$ [%]
0,001	3,3
0,251	3,5
0,500	4,1
0,749	5,0
0,999	5,7
1,248	6,1
1,501	6,8
1,748	7,2
2,010	7,7
2,250	7,9
2,500	8,4
2,750	9,5
3,000	9,8
3,250	10,4
3,500	11,2
3,750	11,5
4,000	11,5

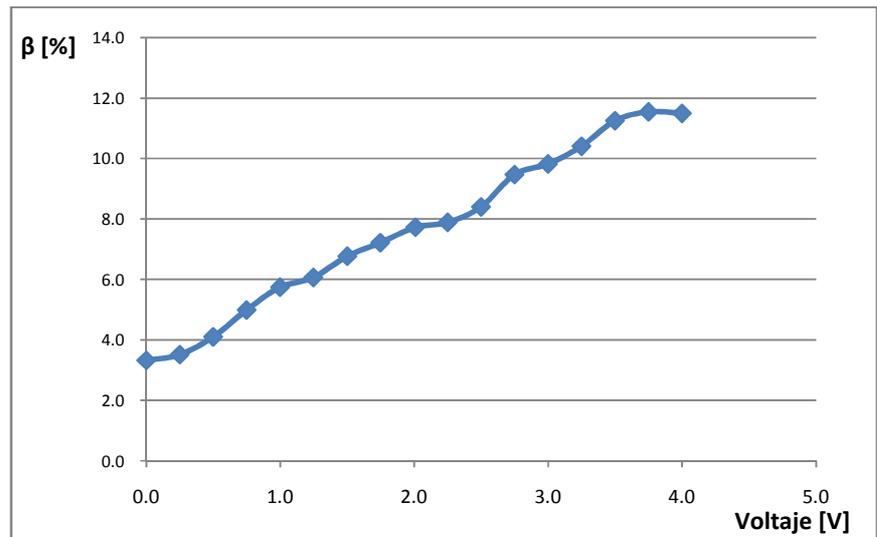


Figura 28: Grafico Razón de amortiguamiento vs Voltaje aplicado al amortiguador MR

Tabla 12: Voltaje aplicado al amortiguador MR vs  $\beta$  calculado

El amortiguamiento viscoso del TMD, cuando no estaba conectado el amortiguador MR, se calculó utilizando el método de ancho de banda a partir de un *Pull-Back*. Para hacer uso de este método fue necesario identificar las frecuencias y asociadas a la mitad de la amplitud del *peak* del PSD, haciendo uso de estas frecuencias se define el parámetro  $\beta$ , que permite calcular el amortiguamiento modal viscoso equivalente (Tanaka 1966).

\_\_\_\_\_

Ec. 8

— —

Ec. 9

El valor encontrado para el TMD sin amortiguador MR es:

## CAPÍTULO 6: EXPERIMENTACIÓN EN PASARELA PEATONAL

### 6.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo incluye la metodología utilizada para la evaluación del disipador que se detalló en el capítulo anterior, especifica los tipos de solicitaciones aplicadas a la pasarela y las distintas configuraciones que adoptaron tanto el generador de vibraciones como el disipador.

Se comparan las respuestas de aceleración que experimenta la pasarela con el uso del disipador y sin el uso de éste, además se comparan las solicitaciones registradas, producto del generador de vibraciones en los distintos casos para evaluar el correcto desempeño de éste y así comprobar la estandarización de las pruebas.

### 6.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCEDIMIENTO

El procedimiento consistió en instalar el generador de vibraciones y el disipador en el punto central de la viga de cruce de la pasarela, con el fin de registrar por medio de acelerómetros, instalados en el mismo lugar, la respuesta de aceleración de la pasarela. El tipo de solicitación al cual fue sometida se divide en 3 casos; el primero corresponde a una excitación generada por el vibrador con la configuración "C" que se mostró en la Tabla 6, el segundo corresponde a la misma configuración anterior con un incremento en la masa, adicionándose 90kg y la tercera excitación corresponde a la caminata a paso fijo de un transeúnte de aproximadamente 80kgf de peso.

Además, la aceleración de la pasarela se registra en paralelo con la aceleración de las masas del generador de vibraciones y la aceleración que experimenta la masa del disipador, y se obtiene la fuerza de reacción del amortiguador MR por medio de una celda de carga.

Los instrumentos utilizados para la medición de los datos corresponden a un par de acelerómetros *Kinematics* modelos PI-U2 16 y EPI-U2 17 para el registro de la aceleración vertical de la pasarela, dos acelerómetros *Kistler* modelos 8304B2 para medir las aceleraciones de la masa del disipador y del generador de vibraciones, una celda de carga *Revere* modelo 936 cuya carga máxima de medición es 500 lb. El sistema de registro de datos correspondió a una tarjeta *IOTech Daqbook2005* con un acondicionador de señal *IOTech* DBK18 con filtro pasabajos de 100Hz para todos los acelerómetros y otro acondicionador de señal *IOTech* modelo DBK16 para la celda de carga con filtro pasabajos de 3.7 Hz. La

información se adquirió y almacenó por medio del software *DaqView 7.15.11*, que se ejecutó en un computador portátil que se dispuso en terreno.



**Figura 29: Dispositivos instalados en la pasarela**

Una vez instalados todos los instrumentos se procedió a realizar una toma de datos de prueba con el fin de verificar que todo funcionara correctamente. Una vez chequeado el funcionamiento de los instrumentos se tomaron los datos para los 3 tipos de excitaciones. Por cada excitación se obtuvo la respuesta de aceleración de la pasarela sin uso del dispositivo TMD y luego la respuesta de aceleración de la pasarela haciendo uso del TMD funcionando con y sin el amortiguador MR. Cuando se utilizaba el dispositivo TMD con el amortiguador MR se le aplicaron distintos voltajes a éste con el fin de obtener distintos amortiguamientos.

La información se almacenó en 16 archivos, donde cada uno contiene las respuestas registradas por los instrumentos, con una frecuencia de muestreo de 200Hz. La información que se encuentra en los archivos se presenta en la siguiente tabla.

Registro	Tipo de Excitación	Descripción
pas10.mat	Vibrador, Combinación C	Pasarela sin TMD
pas11.mat	Vibrador, Combinación C	Pasarela con TMD sin Amortiguador MR
pas12.mat	Vibrador, Combinación C	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.00 [V]
pas13.mat	Vibrador, Combinación C	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.50 [V]
pas14.mat	Vibrador, Combinación C	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.75 [V]
pas20.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela sin TMD
pas21.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela con TMD sin Amortiguador MR
pas22.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.00 [V]
pas23.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.50 [V]
pas24.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.75 [V]
pas25.mat	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 1.40 [V]
pas30.mat	1 Persona cruzando	Pasarela sin TMD
pas31.mat	1 Persona cruzando	Pasarela con TMD sin Amortiguador MR
pas32.mat	1 Persona cruzando	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.00 [V]
pas33.mat	1 Persona cruzando	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.50 [V]
pas34.mat	1 Persona cruzando	Pasarela con TMD con Amortiguador MR con 0.75 [V]

**Tabla 13: Información contenida en los archivos registrados en los ensayos**

Todos los archivos mostrados en la Tabla 13 contienen 5 columnas, cada una de éstas representa un canal de información que incorpora la medición capturada por cada sensor. El largo de estas columnas corresponde al número de puntos registrados, que se relaciona de forma directa con el tiempo de medición. Para los archivos *pas30.mat* al *pas34.mat* el tiempo de medición fue cercano a 1 minuto y para el resto de las pruebas se midió por más de 3 minutos.

La información que almacena cada canal de información se detalla en la siguiente tabla:

Canal	Sensor	Información Registrada
1	EPI-U2 16	Aceleración vertical de la pasarela, lado Norte
2	EPI-U2 17	Aceleración vertical de la pasarela, lado Sur
3	8304B2	Aceleración Vertical de la masa móvil del TMD
4	8304B2	Aceleración Vertical de la masa móvil del Vibrador
5	Celda de Carga	Fuerza en el amortiguador MR del TMD

**Tabla 14: Información registrada en cada canal**

La aceleración vertical que se considera para el punto del vano central de la viga de cruce, corresponde al promedio de aceleración registrada por los acelerómetros situados a los lados sur y norte de los puntos centrales de la pasarela. Es posible considerar este valor ya que el ángulo de desfase para todas las pruebas es muy cercano a cero. Por esta razón, de aquí en adelante se entenderá como aceleración vertical de la pasarela a la aceleración vertical promedio de la pasarela.

## 6.3 ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DE LA PASARELA PEATONAL

### 6.3.1 Respuesta de la pasarela sin TMD

Para los 3 tipos de sollicitaciones que se aplicaron a la pasarela, se registró la respuesta de aceleración vertical promedio en el centro de la viga de cruce, con el dispositivo TMD trabado, es decir, se impidió el movimiento de la masa del TMD, lo que representa el caso normal, sin TMD. Esto se hizo con el fin de evaluar la efectividad del dispositivo TMD en la pasarela, ya que permite comparar la respuesta de aceleración de la pasarela con y sin dispositivo TMD.

Tal como se muestra en la Tabla 13, los archivos *pas10.mat* y *pas20.mat* almacenan la aceleración vertical de la pasarela sin uso del TMD, producto de la excitación generada por el vibrador con dos configuraciones de masa distintas, combinación C y combinación C más una masa adicional de 90kg. El voltaje aplicado al estator del motor del vibrador para cada configuración fue de 6.3V, con el fin de obtener frecuencias nominales de operación de 2.0Hz y 1,9Hz respectivamente. El archivo *pas30.mat* en cambio almacena la aceleración vertical de la pasarela sin uso del TMD, producto del tránsito a paso fijo de una persona por la viga central de la pasarela, el peso de la persona era de 80 kgf y la duración de esta prueba fue de 1 minuto; en todo este tiempo el vibrador se mantuvo en el mismo lugar pero sin funcionar.

La Figura 30 muestra la aceleración vertical promedio del punto central de la viga de cruce almacenada en el archivo *pas10.mat*.

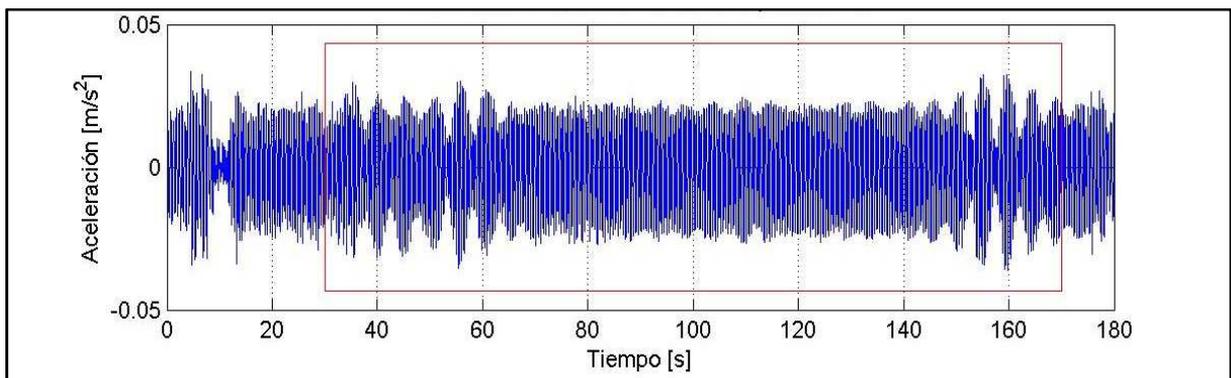
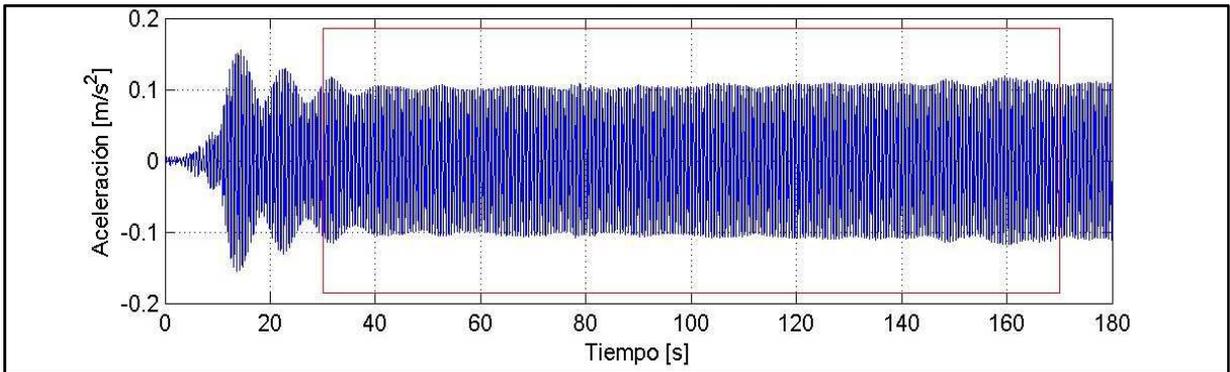
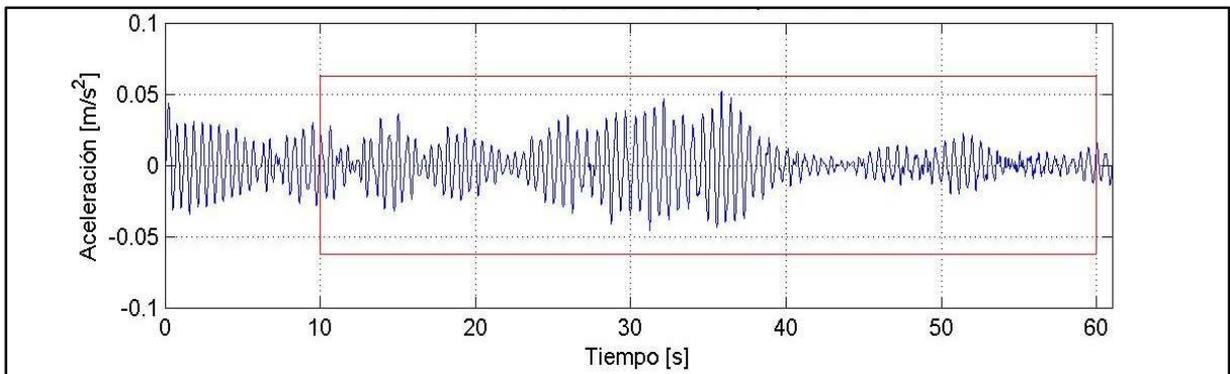


Figura 30: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, masa



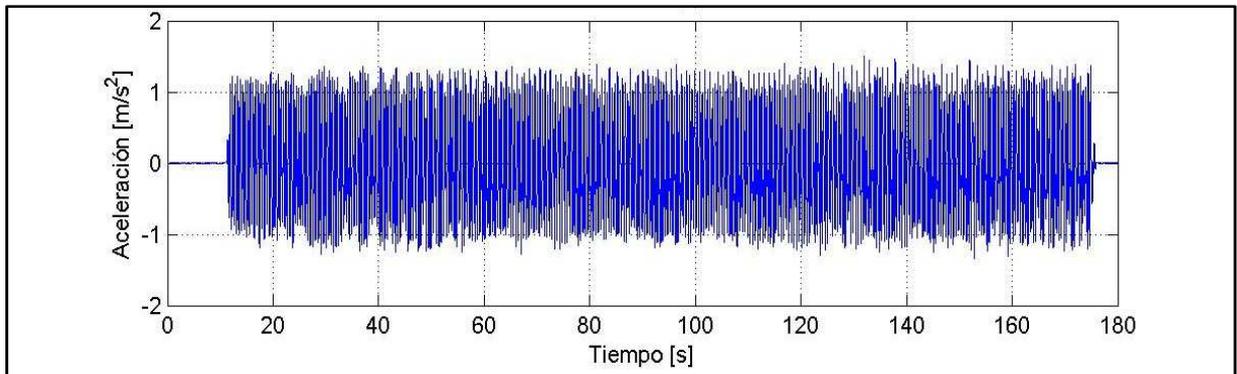
**Figura 31: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, masa adicional**



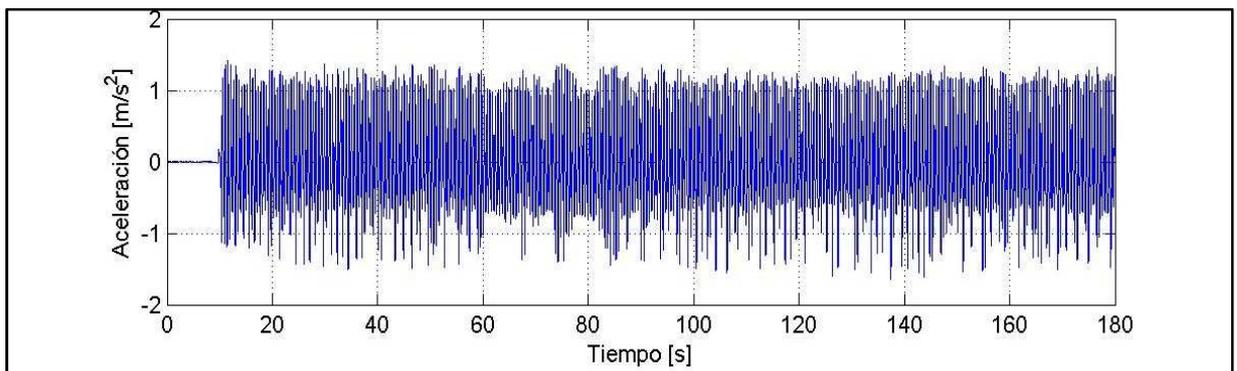
**Figura 32: Aceleración vertical de la pasarela sin TMD, peatón cruzando**

De las aceleraciones verticales en el punto medio de la viga de cruce de la pasarela, graficadas para las 3 excitaciones, se desprende que el segundo caso es el que provoca mayores aceleraciones, aproximadamente 4 veces la máxima aceleración de la primera excitación y el doble en el tercer caso. Además se observa que las aceleraciones en la pasarela producidas por el generador, es decir las registradas en los archivos *pas10.mat* y *pas20.mat*, son mucho más estables en amplitud en el régimen permanente, comparadas a la aceleración en la pasarela debido a la caminata a paso sintonizado y fijo de una persona de 80kgf de peso. Una gran diferencia entre las aceleraciones de la Figura 30 y la Figura 31 es la modulación que se distingue en el primer caso la que se explica por la cercanía de la frecuencia de operación del generador de vibraciones con la pasarela dando origen a *beating*.

La aceleración vertical de las masas del vibrador registrada por el acelerómetro es relativa al suelo, que se asume fijo, En la Figura 33 y Figura 34 se muestra la aceleración, relativa a la pasarela, de las masas del vibrador, que se obtiene restando la aceleración de la pasarela ya que la maquina esta sobre ésta.



**Figura 33: Aceleración relativa producida por el vibrador con masa móvil de 78kg aprox.**



**Figura 34: Aceleración relativa producida por el vibrador con masa móvil adicional**

Cabe mencionar que todas las aceleraciones fueron filtradas por un filtro pasabanda Butterworth de orden 2, cuyo rango de frecuencias fue 0.5Hz y 6Hz. Se filtro en 2 sentidos mediante la función filtfilt que incorpora MATLAB.

Las aceleraciones máximas registradas en la pasarela para cada caso se muestran en la Tabla 15, estos valores se calcularon dentro del rango encerrado por el rectángulo mostrado en la Figura 30, 31 y 32. Otra medida de la aceleración que se utiliza en este trabajo es la aceleración continua equivalente o aceleración RMS, este valor se define como sigue.

Donde  $t$  es el tiempo de observación y  $a$  la amplitud instantánea de la aceleración. La obtención de la aceleración RMS también se calculó dentro del rango encerrado por el rectángulo mostrado en la Figura 30, Figura 31 y Figura 32.

	Tipo de Excitación		
	Vibrador, Combinación C	Vibrador, Comb. C + Masa adicional	1 Persona cruzando
Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,0158	0,0743	0,0147
Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	0,0362	0,1183	0,0520

Tabla 15: Aceleraciones máximas y RMS de la pasarela sin uso de TMD para las 3 excitaciones

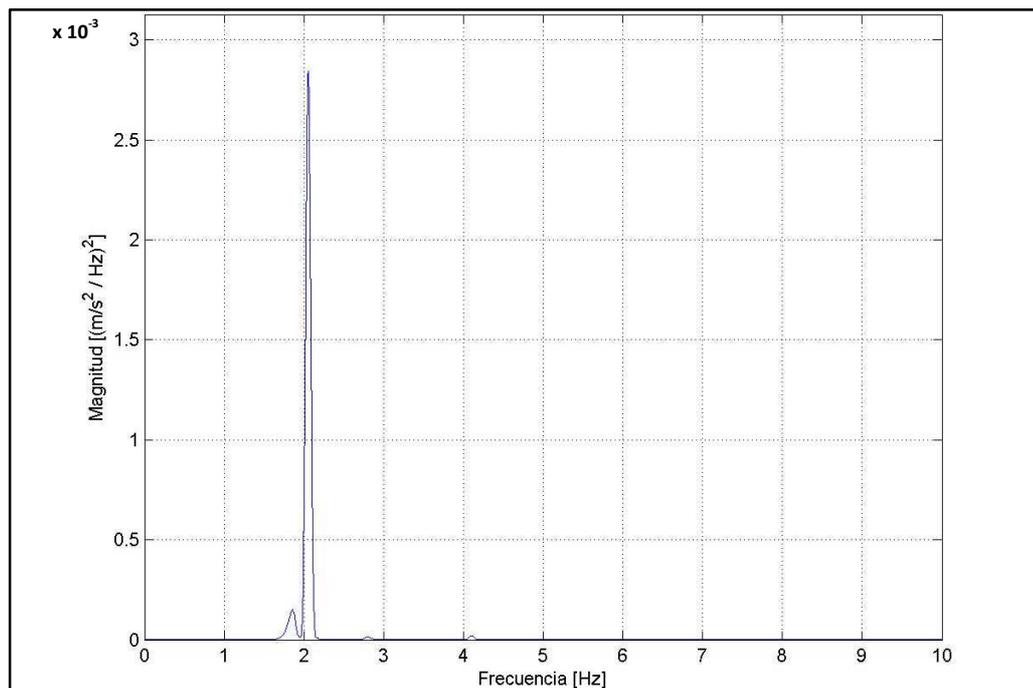


Figura 35: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro *pas10.mat*

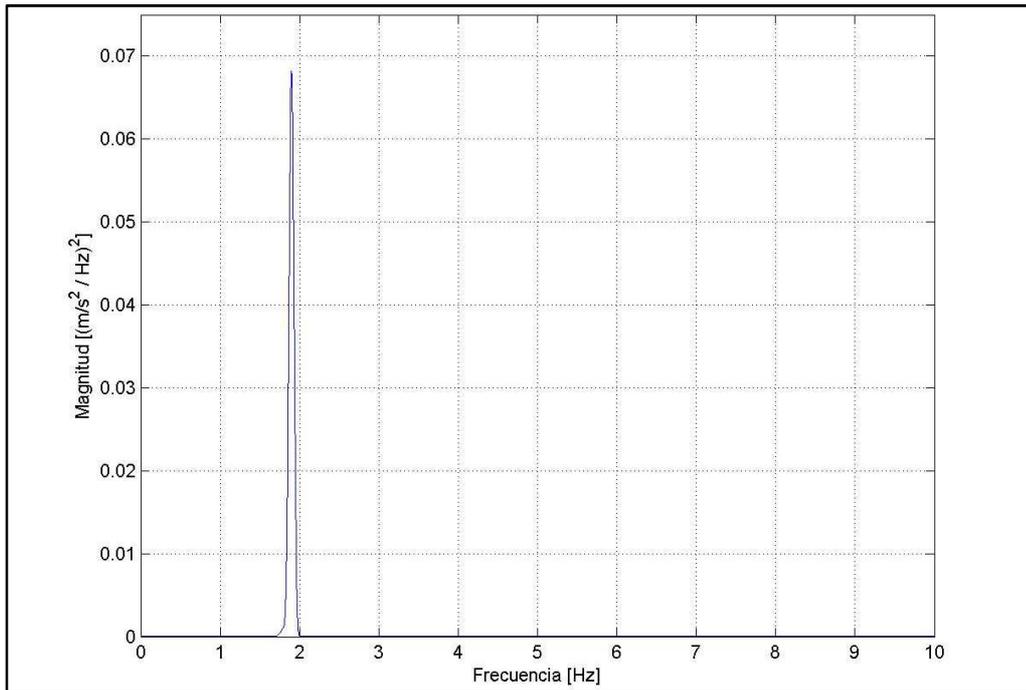


Figura 36: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro *pas20.mat*

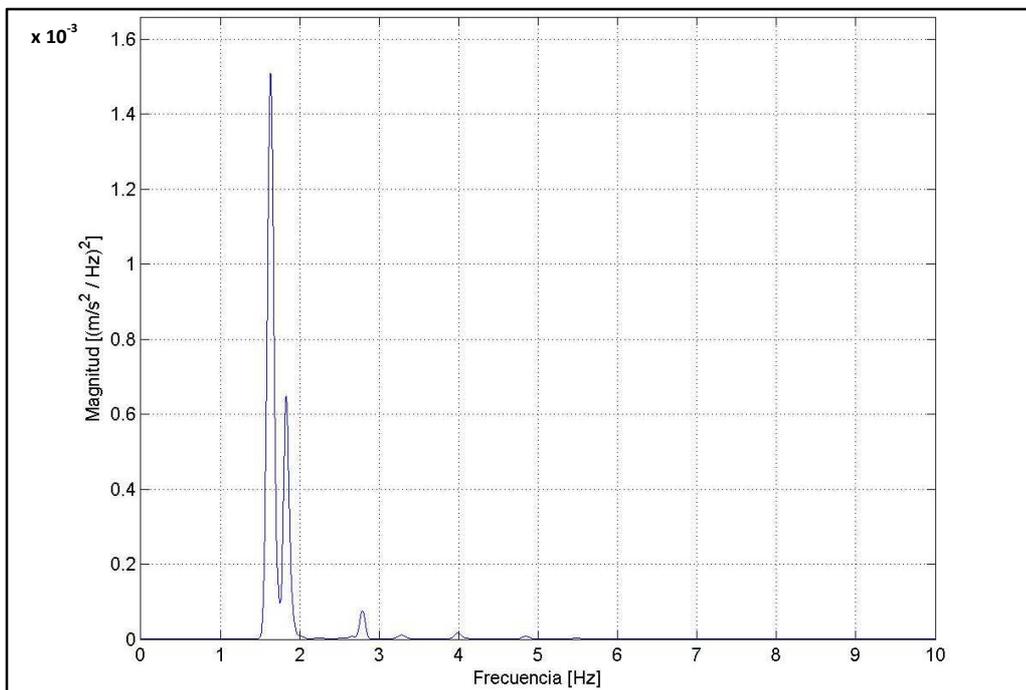


Figura 37: Espectro de potencia de la aceleración de la pasarela, registro *pas30.mat*

Las figuras 35, 36 y 37 muestran los espectros de potencia para la aceleración vertical promedio en el punto central de la pasarela. En el primer caso, el PSD muestra que existe una frecuencia dominante

levemente superior a los 2 Hz, el segundo caso, en cambio, muestra que la frecuencia dominante es algo menor a los 2Hz y de la Figura 37 se desprende que el rango de frecuencias contenido en la caminata de una persona es más amplio que los 2 casos anteriores a pesar de que la persona realizara pasos sincronizados. Domina una frecuencia cercana a 1.8Hz.

### 6.3.2 Respuesta de la pasarela con TMD

Esta sección muestra el comportamiento de la aceleración vertical registrada en la pasarela cuando dispone del dispositivo reductor de vibraciones TMD instalado sobre ésta. Para las 3 excitaciones definidas, se generaron al menos 4 registros donde se cambiaba el amortiguamiento del TMD. De forma adicional se muestra la aceleración relativa a la pasarela registrada en las masas del vibrador y TMD además de la fuerza registrada por el amortiguador MR en los casos que estaba conectado al TMD.

#### Solicitud por Vibrador, combinación C

Tal como se mostró en la Tabla 13, para la excitación generada por el vibrador trabajando según la combinación C, a una frecuencia de operación nominal de 2Hz, el TMD adoptó 4 configuraciones diferentes; sin amortiguador MR, con amortiguador MR alimentado con un voltaje constante de 0[V], 0.5 [V] y 0.75 [V], lo que equivale a un TMD con un amortiguamiento de 2.2%, 3.3%, 4% y 5%.

En la Figura 38 se muestran las gráficas de las aceleraciones verticales de la pasarela en función del tiempo. Se desprende que el TMD no es efectivo sin el amortiguador MR, ya que en vez de disminuir las aceleraciones las incrementa de forma significativa. Por otro lado se observa que al aumentar el voltaje y por lo tanto el amortiguamiento en el TMD prácticamente no existe una variación significativa en la reducción de las aceleraciones de la pasarela.

La Figura 39 muestra la aceleración registrada en la masa móvil del TMD para cada uno de los casos de esta excitación. Se observa que la mayor aceleración de la masa móvil existió solo en el caso sin MR, fue aproximadamente 40 veces mayor las aceleraciones de los otros casos. Esto explica la casi nula reducción de la aceleración en la pasarela, ya que si la aceleración de la masa móvil del TMD es muy pequeña el desplazamiento y velocidad de esta masa también lo es y de esa forma es muy difícil contrarrestar la respuesta de la pasarela ya que se disipa muy poca energía.

La aceleración relativa de la masa móvil del generador de vibraciones se grafica en la Figura 40, la modulación apreciada se explica por el traspaso de energía entre la pasarela y el vibrador. Se desprende que la amplitud de la excitación generada se mantiene del mismo orden en todas las pruebas.

▪ ACELERACIÓN DE LA PASARELA EXCITADA POR VIBRADOR CON COMBINACIÓN "C"

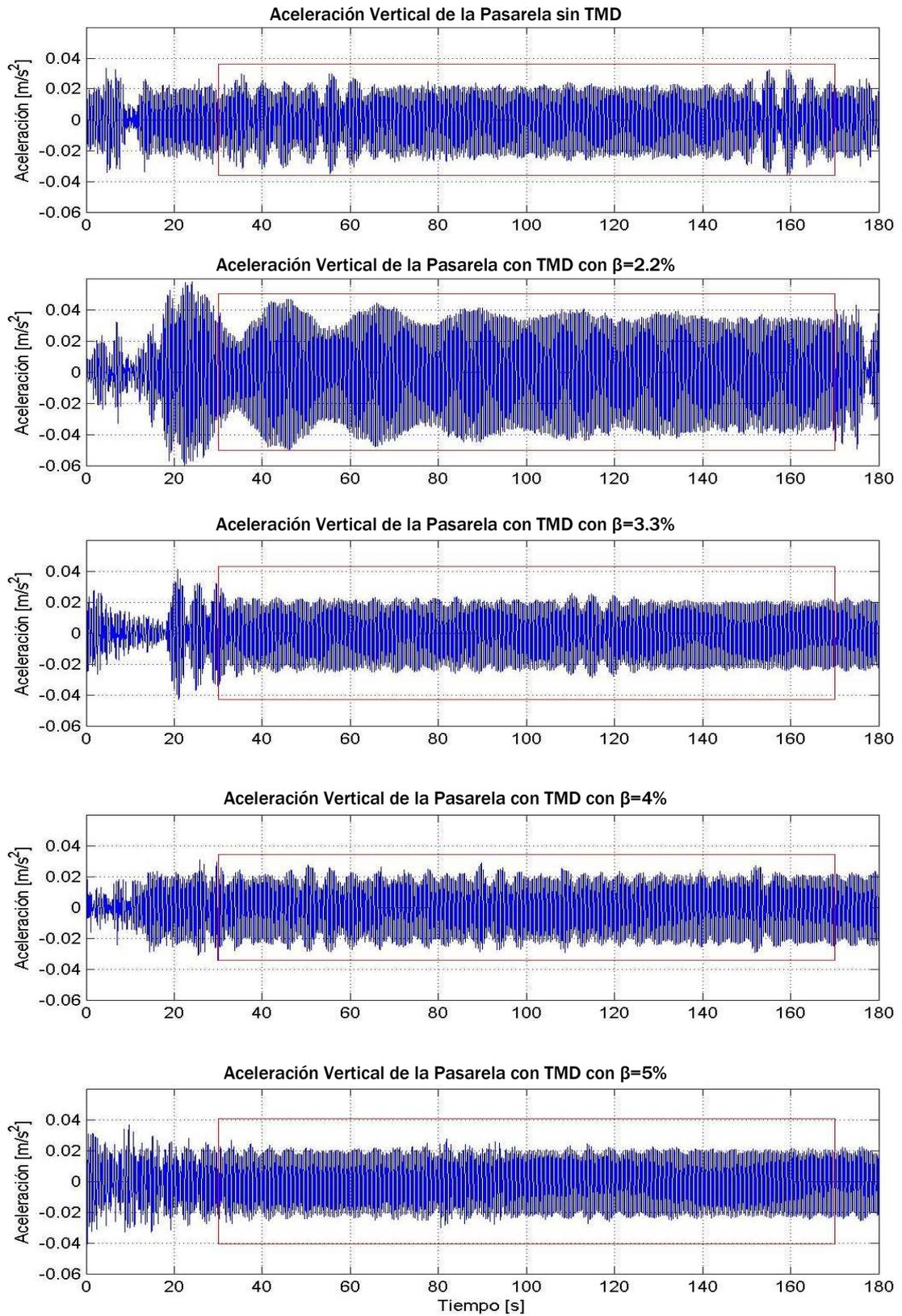


Figura 38: Comparación de la aceleración vertical de la pasarela – Vibrador combinación C

▪ ACELERACIÓN DE LA MASA MÓVIL DEL TMD, VIBRADOR CON COMBINACIÓN "C"

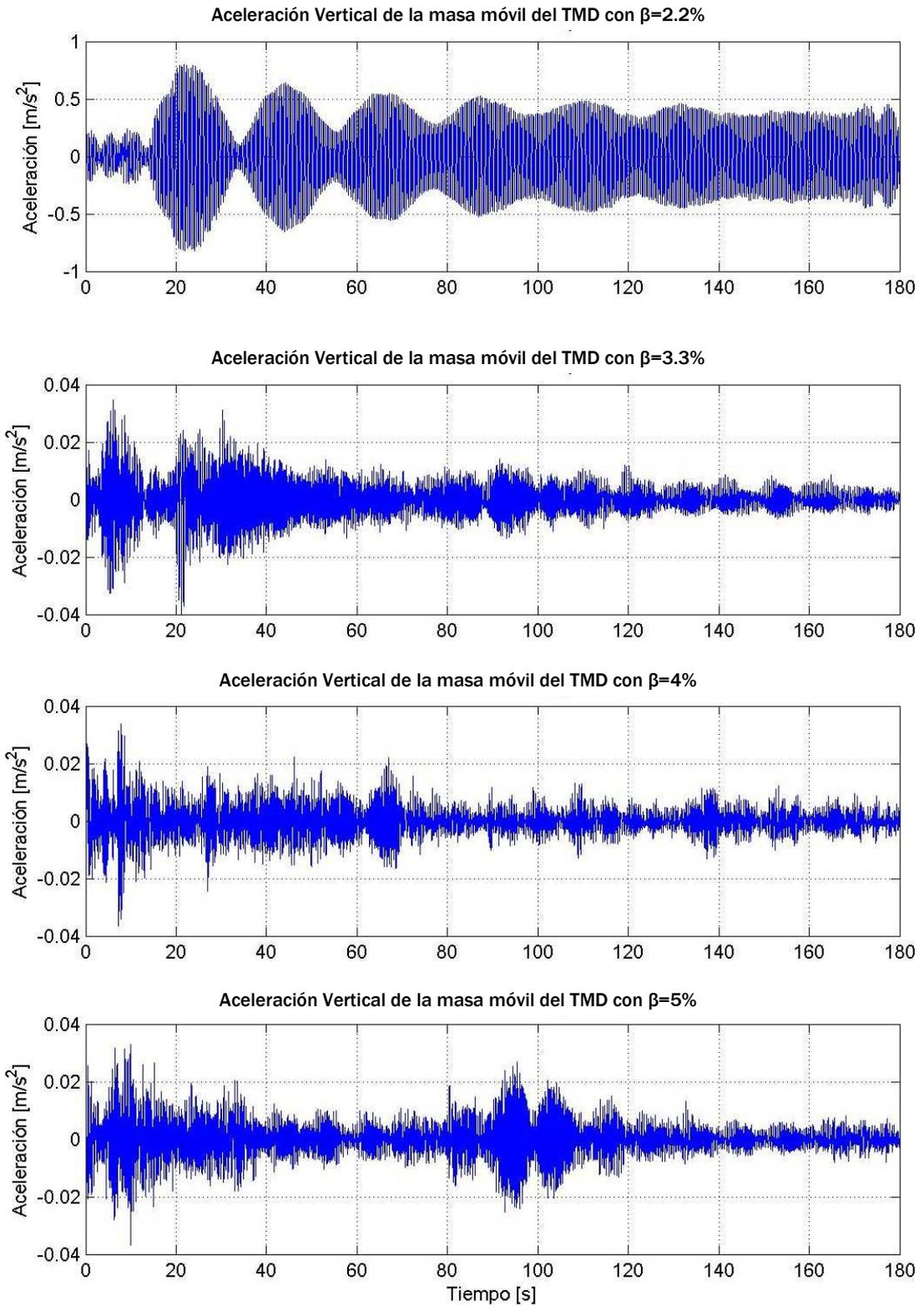


Figura 39: Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Vibrador combinación C

▪ ACELERACIÓN DE LA MASA MÓVIL DEL VIBRADOR CON COMBINACIÓN C

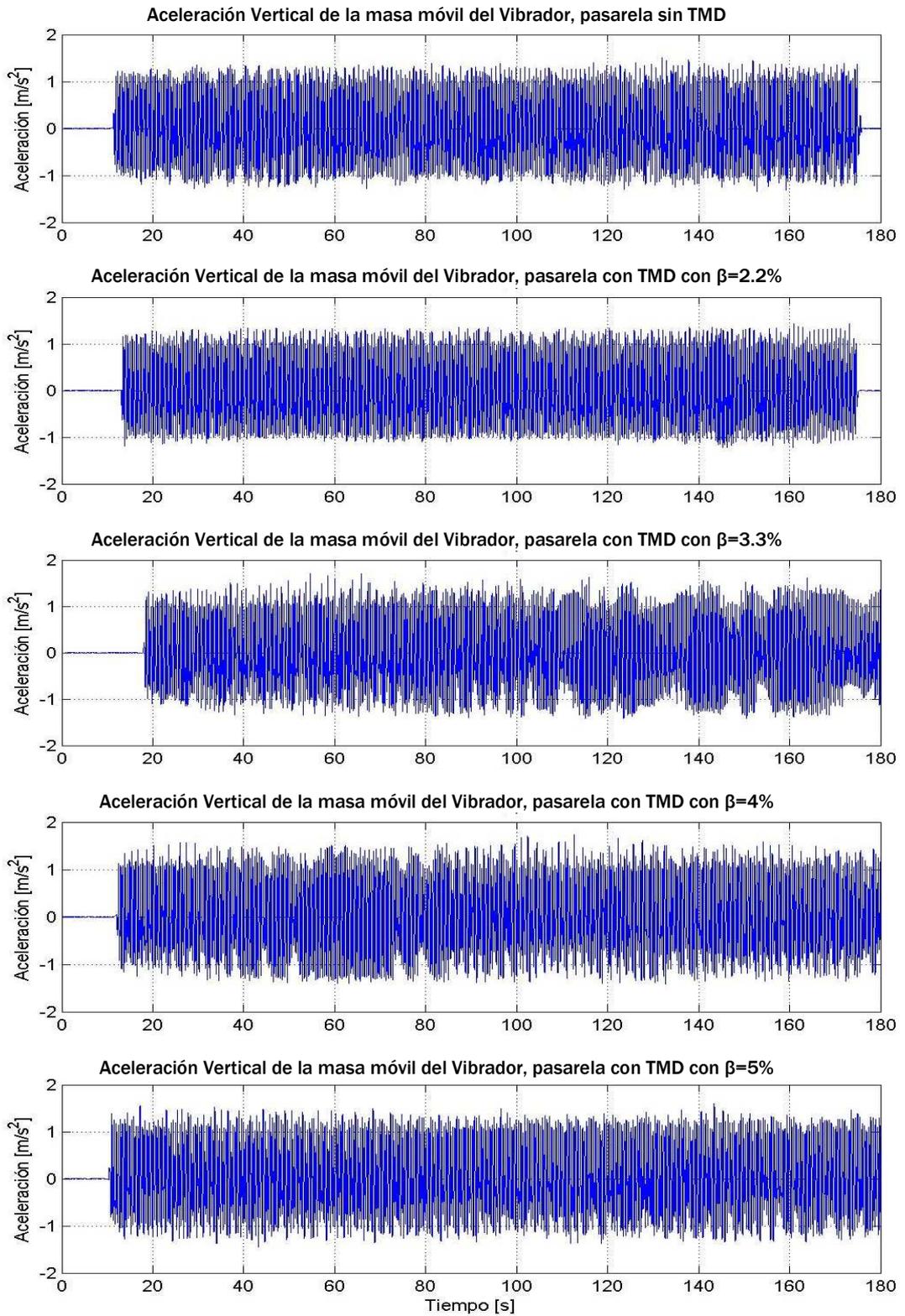


Figura 40: Aceleración registrada en las masas móviles del Vibrador – Vibrador combinación C

### Solicitud por Vibrador, combinación C + Masa Adicional

Cuando se aplicó la excitación generada por el vibrador configurado con la combinación C más una masa adicional de 90 kg a una frecuencia de operación nominal de 1.9Hz, se realizaron 5 mediciones, en cada una de éstas se registraron las distintas aceleraciones junto con la fuerza que actúa en el amortiguador MR. Cada medición corresponde a una configuración distinta que adoptó el TMD, éstas son; TMD con un amortiguamiento de 2.2%, 3.3%, 4%, 5% y 6.7% respectivamente.

A diferencia del caso anterior, se observa en la Figura 41 una reducción importante en la aceleración vertical de la pasarela en todos los casos al comparar la respuesta de aceleración con la pasarela normal, existiendo una relación inversa entre la reducción de la aceleración y el amortiguamiento proporcionado por el TMD. Para la configuración con un amortiguamiento del 2.2%, caso del TMD sin amortiguador MR, tuvo la mayor reducción cercana al 80% y la configuración con  $\beta=6.7\%$  en el TMD fue la que proporcionó la menor reducción en la aceleración vertical de la pasarela.

El buen desempeño del TMD en esta prueba se puede explicar a través de la Figura 42, donde se muestra la aceleración relativa registrada en la masa móvil del TMD para cada uno de los casos. Es decir, las masas si estuvieron sometidas a aceleraciones importantes que provocan el movimiento de estas y disipación de energía en la pasarela.

La aceleración de las masas del generador de vibraciones se muestra en la Figura 43, donde se observa el buen comportamiento del vibrador ya que la señal entregada se puede considerar cíclica a lo largo del registro. Cabe mencionar que la amplitud de la señal no cambia con respecto al caso anterior, lo que cambia es la magnitud de la fuerza excitatoria y la frecuencia de operación ya que se mantuvo el voltaje en el motor en ambas pruebas a pesar del incremento en la masa.

▪ ACELERACIÓN DE LA PASARELA EXCITADA POR VIBRADOR CON COMBINACIÓN "C"

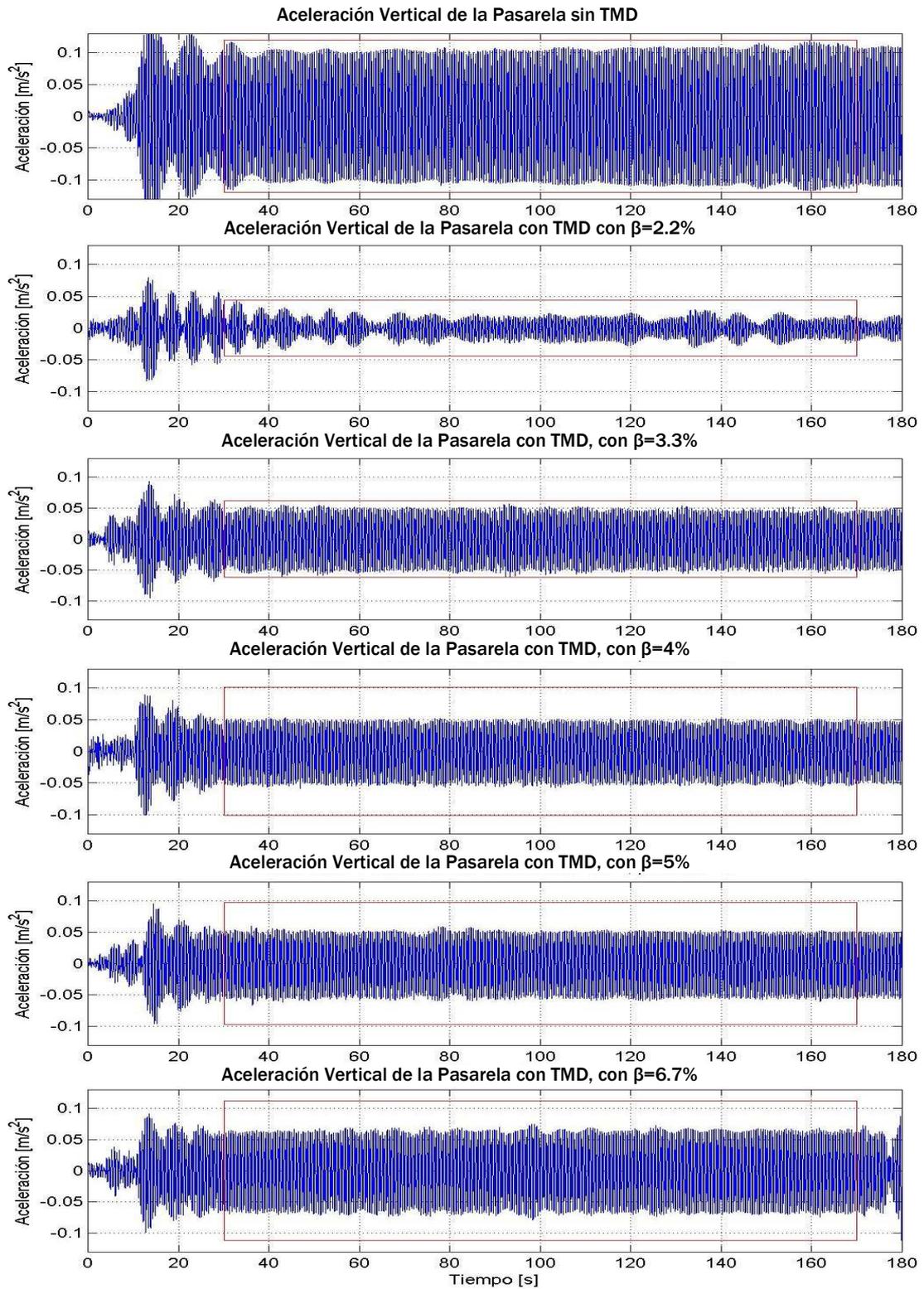


Figura 41: Comparación de aceleraciones de la pasarela – Vibrador comb. C + Masa Adicional

▪ ACELERACIÓN DE LA MASA MÓVIL DEL TMD, VIBRADOR CON COMBINACIÓN "C" + 90Kg

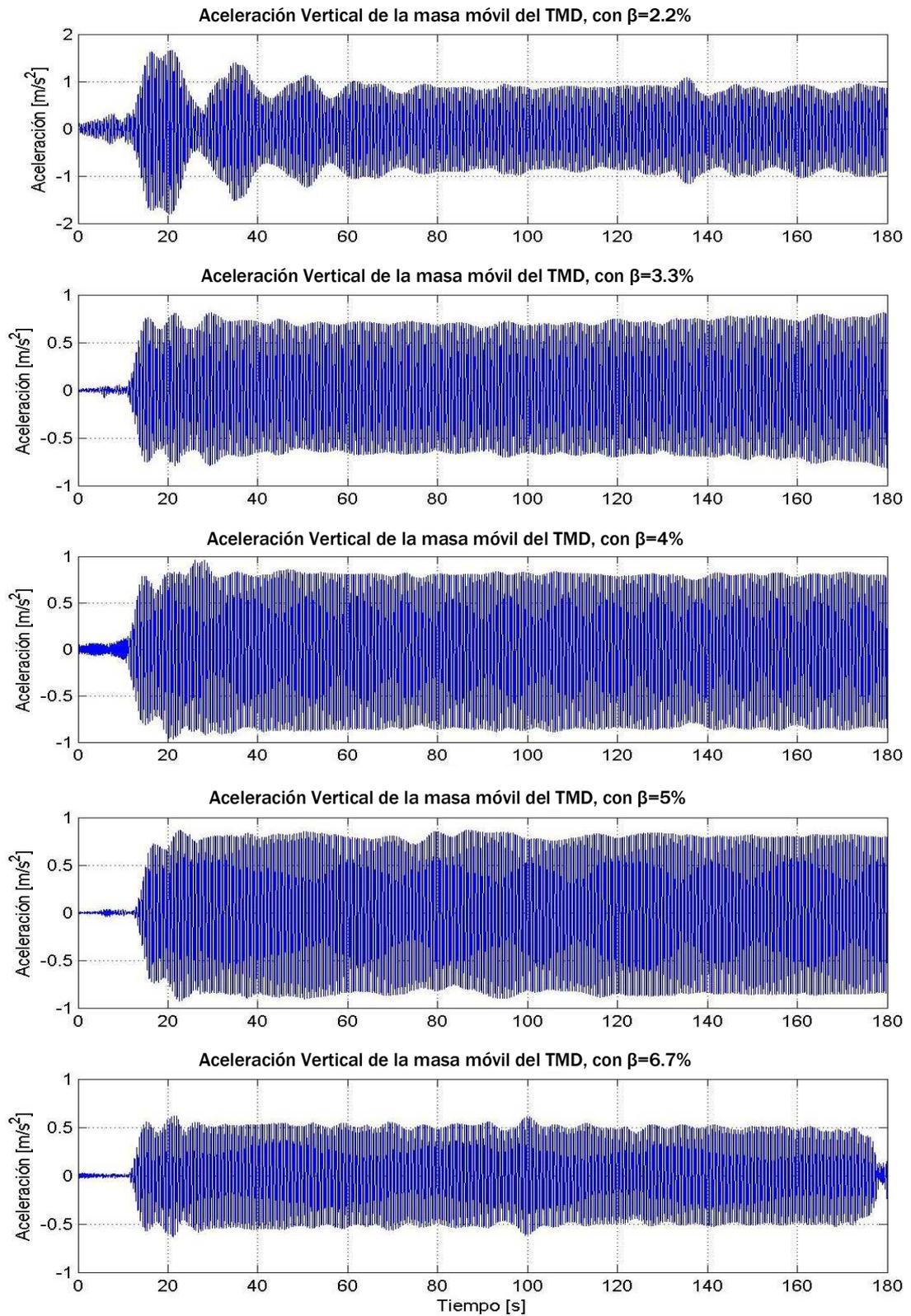
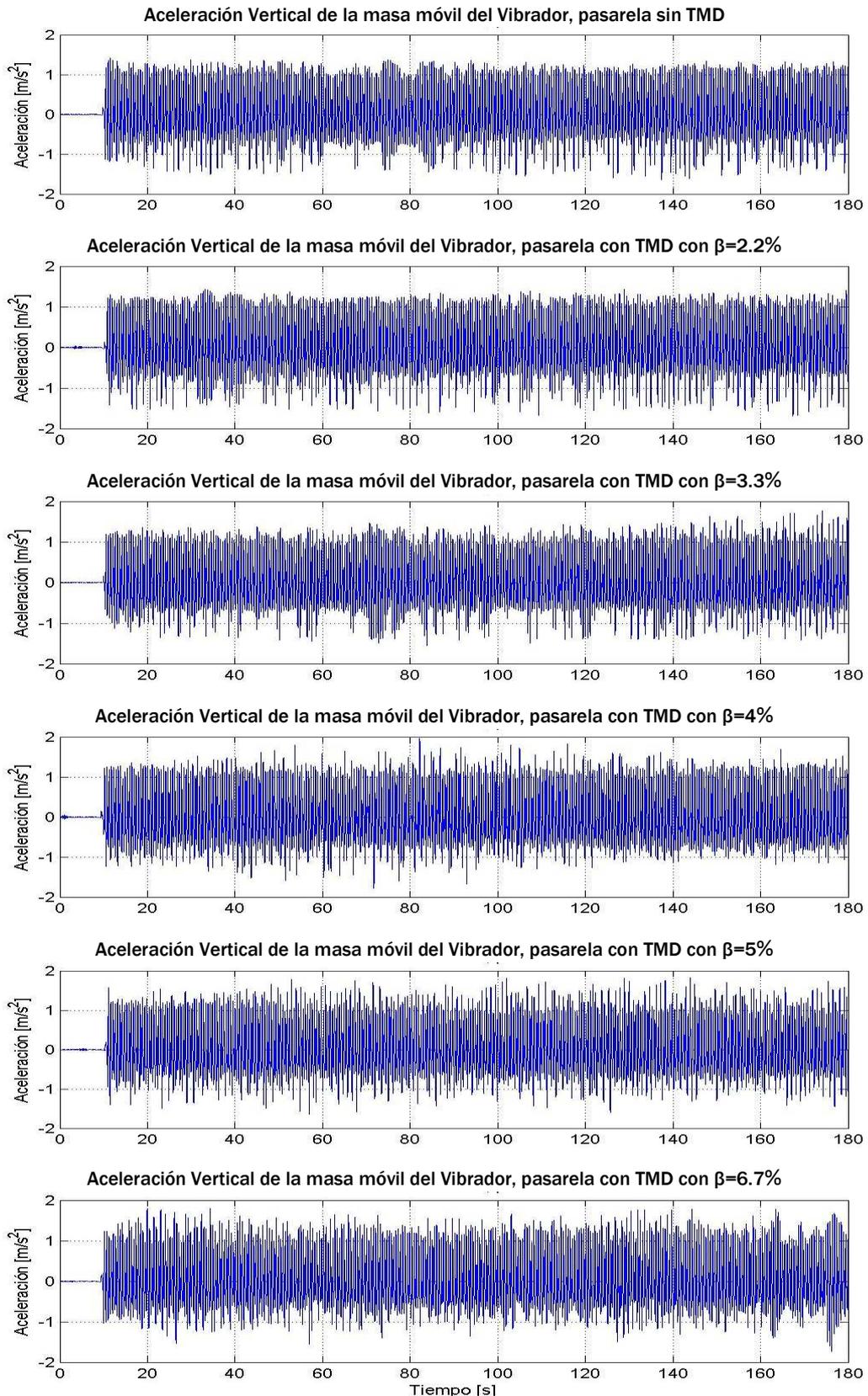


Figura 42: Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Vibrador comb. C + Masa Adicional

- **ACELERACIÓN DE LA MASA MÓVIL DEL VIBRADOR CON COMBINACIÓN C + 90Kg**



**Figura 43: Aceleración registrada en la masa móvil del Vibrador – Vibrador comb. C + Masa Adicional**

### Solicitud por transeúnte cruzando la pasarela

Tal como se mostró en la Tabla 13, la información registrada en los archivos *pas31.mat*, *pas32.mat*, *pas33.mat* y *pas34.mat* contienen las aceleraciones de la pasarela y masa del TMD, junto con la fuerza ejercida sobre el amortiguador MR. La excitación en la pasarela correspondió al cruce de un transeúnte que atravesó de extremo a extremo la viga central de cruce. El peatón intentó trasladarse a paso constante de forma de estar sintonizado con la frecuencia natural de la pasarela. Para esta clase de solicitud el generador de vibraciones se encontraba instalado en la pasarela pero apagado.

El TMD adoptó las mismas 4 configuraciones que para el primer set de pruebas; sin amortiguador MR, con amortiguador MR alimentado con un voltaje constante de 0[V], 0.5 [V] y 0.75 [V], lo que proporcionó TMD un amortiguamiento de 2.2%, 3.3%, 4% y 5% respectivamente.

Las aceleraciones verticales de la pasarela se grafican en función del tiempo en la Figura 46. El uso del TMD con bajo amortiguamiento no fue efectivo, en cambio el TMD con amortiguamiento de 4% y 5% reduce la aceleración de la pasarela. Cabe mencionar que a diferencia de los 2 casos anteriores los máximos de la aceleración ocurren cuando el peatón está cerca de la posición de los acelerómetros y a medida que se aleja ésta disminuye en la posición del sensor.

La aceleración registrada en la masa móvil del TMD para cada uno de los casos de esta excitación se muestra en la Figura 45. La mayor aceleración de la masa móvil se registró en el caso de más bajo amortiguamiento; a pesar de eso no se logró una reducción apreciable de la aceleración de la pasarela. Las aceleraciones de la masa del TMD para amortiguamientos mayores son muy bajas, sin embargo hay reducción de aceleración en la pasarela.

CASO – TMD Sin Amortiguador MR

▪ ACELERACIÓN DE LA PASARELA EXCITADA POR TRANSEÚNTE CRUZANDO LA PASARELA

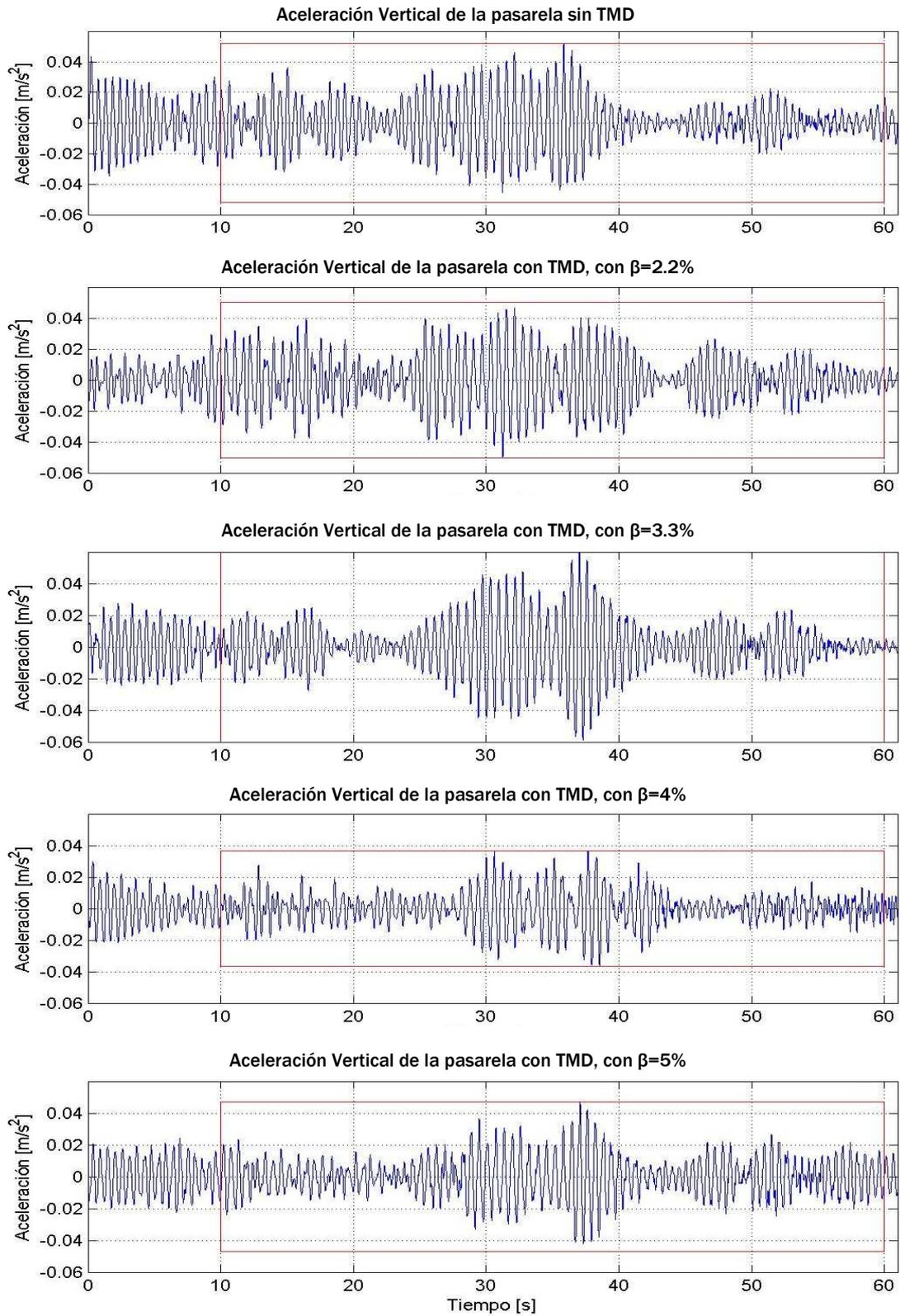
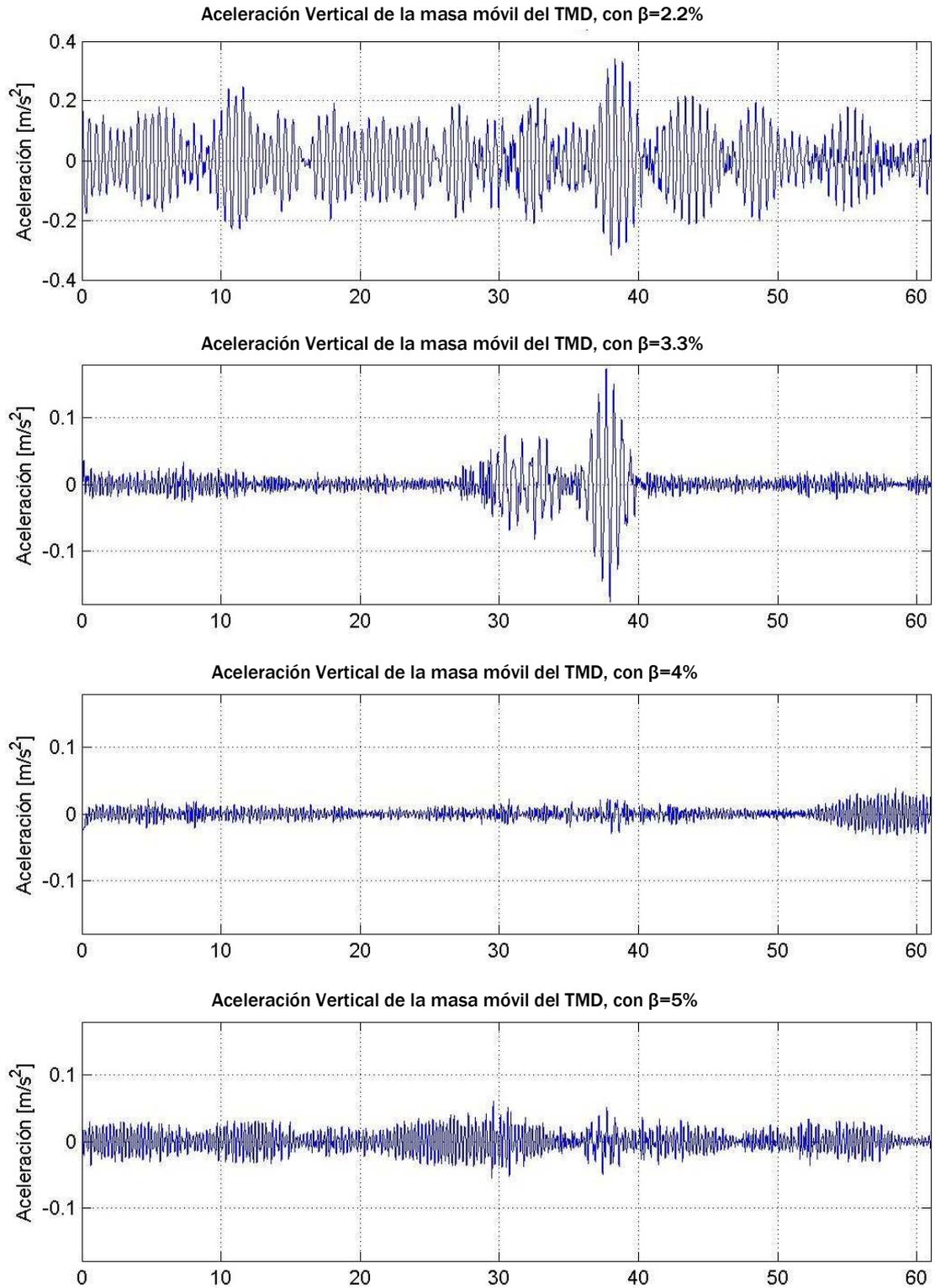


Figura 44: Comparación de aceleraciones de la pasarela – Transeúnte cruzando la pasarela

**ACELERACIÓN DE LA MASA MÓVIL DEL TMD, TRANSEÚNTE CRUZANDO LA PASARELA**



**Figura 45 Aceleración registrada en la masa móvil del TMD – Transeúnte cruzando la pasarela**

En los registros de fuerza que experimentó el amortiguador magneto reológico mostrados en las Figuras 49, 50 y 51 se observa que para la excitación producida por el vibrador con la combinación C más la masa adicional de 90kg, se desarrollaron velocidades en la masa móvil del TMD a lo menos un 60% mayores a los otros 2 casos, ya que la fuerza que tuvo que soportar el amortiguador MR es dependiente de la velocidad de la masa móvil del TMD.

- FUERZA EN EL AMORTIGUADOR MR – CON VIBRADOR CON COMB. C

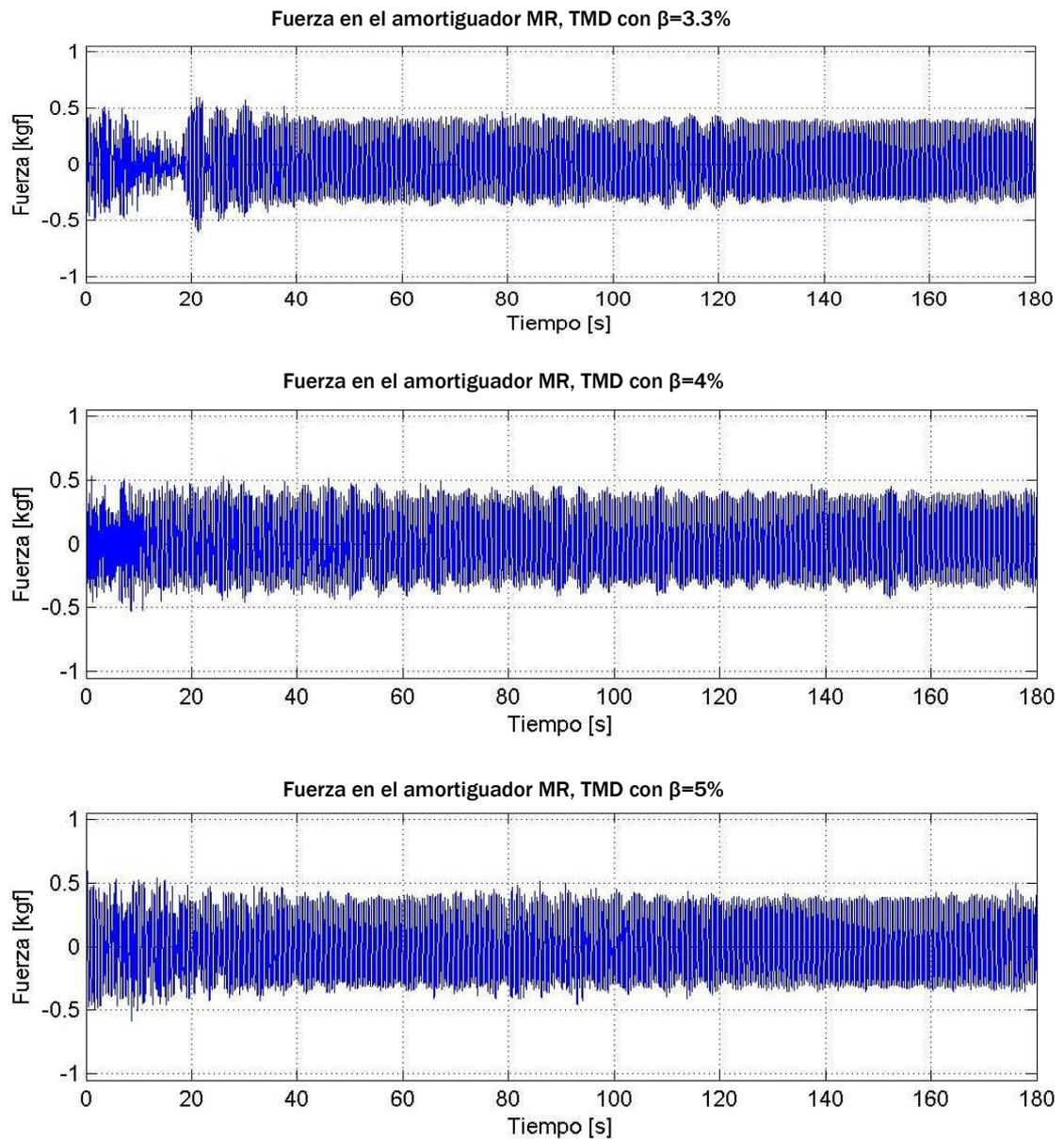


Figura 46: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Vibrador combinación C

▪ FUERZA EN EL AMORTIGUADOR MR – CON VIBRADOR CON COMB. C+90Kg

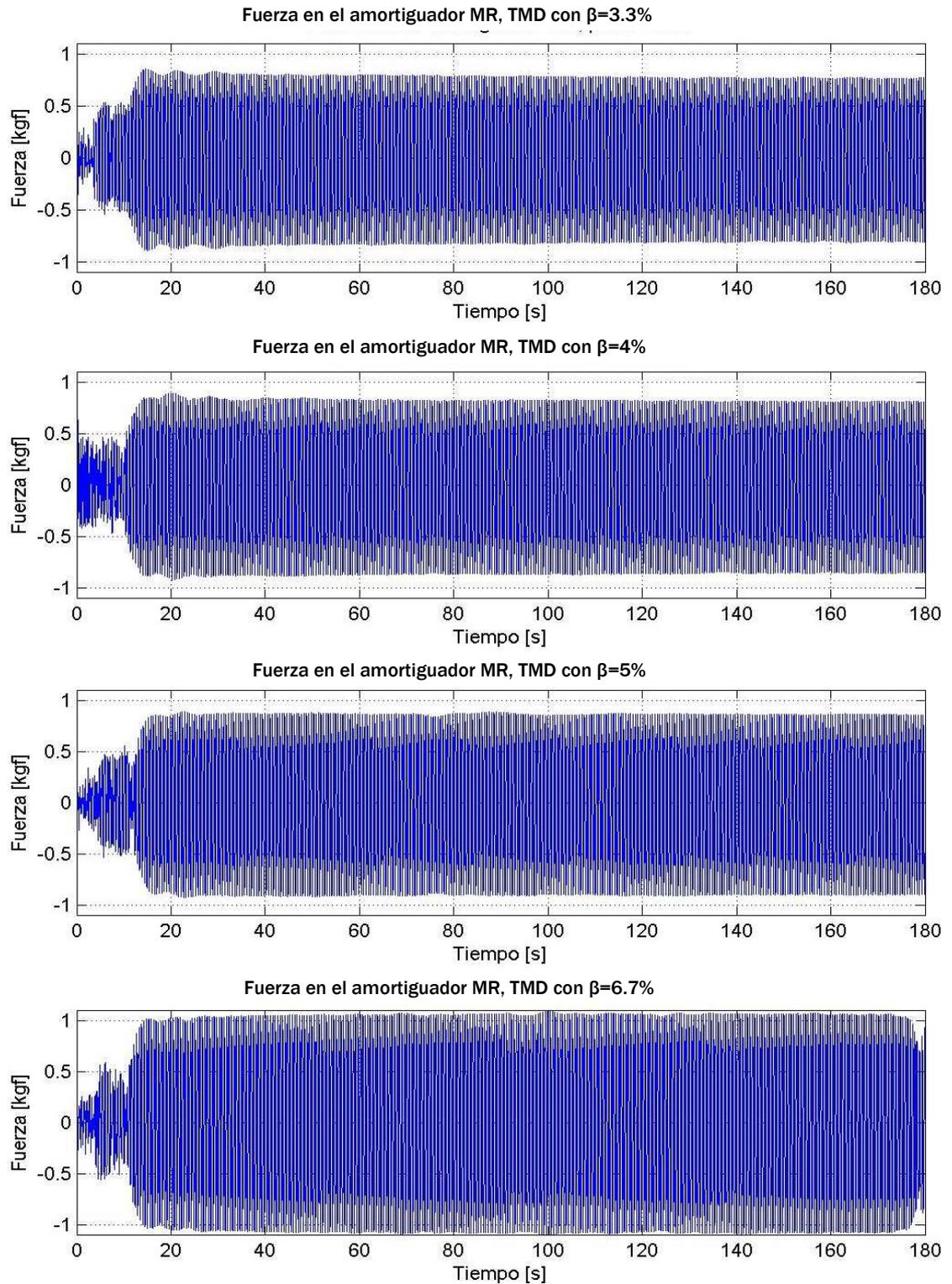


Figura 47: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Vibrador combinación C + Masa Adicional

▪ FUERZA EN EL AMORTIGUADOR MR – TRANSEÚNTE CRUZANDO

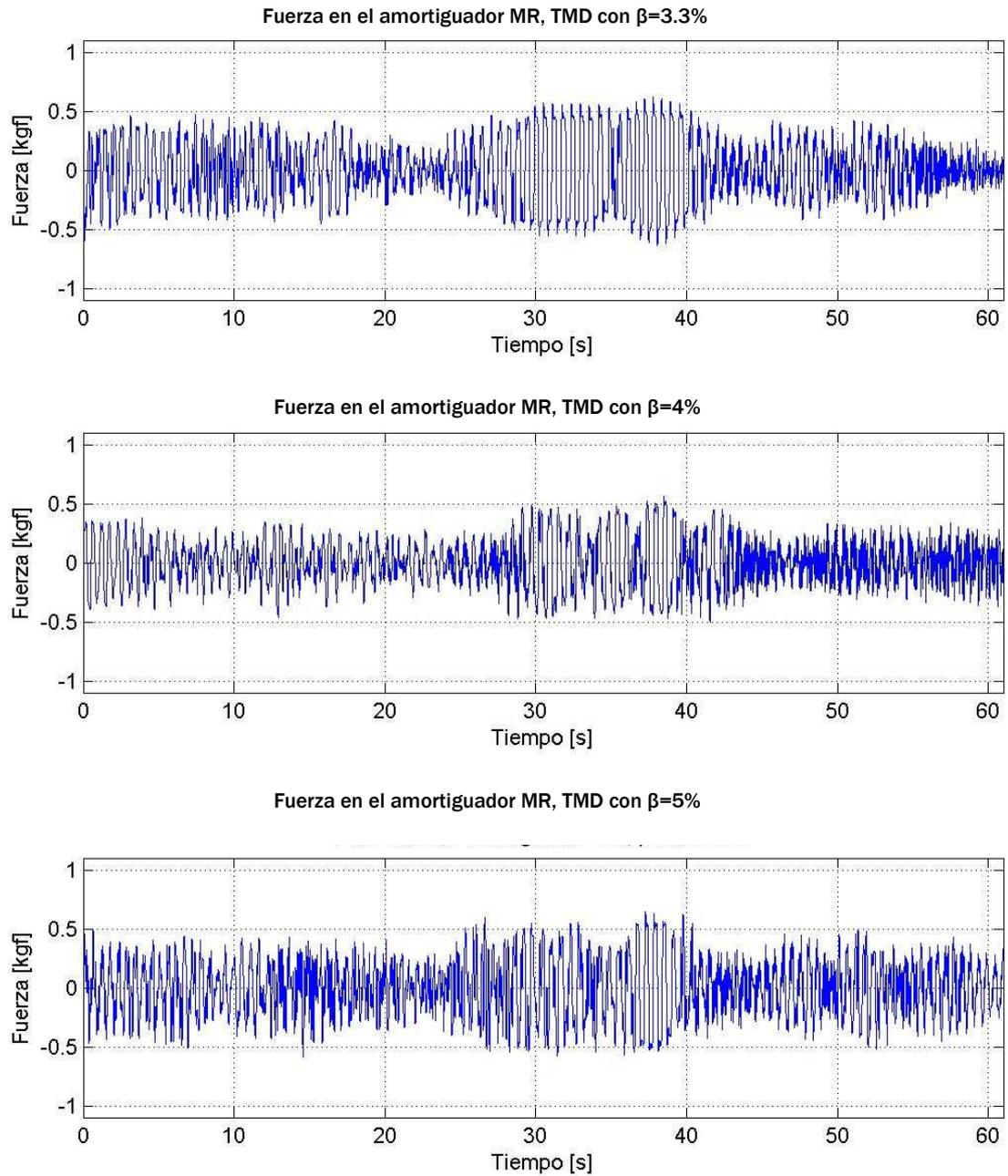


Figura 48: Registros de fuerzas en el amortiguador MR – Transeúnte cruzando la pasarela

A partir de los registros de aceleración vertical promedio del tramo central de la viga de cruce fue posible calcular, dentro del área delimitada por los rectángulos mostrados anteriormente, la aceleración vertical máxima y la aceleración vertical RMS para cada caso previamente expuesto.

Como se puede observar en la Tabla 16 , la mayor reducción de la aceleración RMS y máxima se logra con el caso 2, alcanzando un 80% de reducción en la aceleración de la pasarela con el TMD con  $\beta=2.2\%$  y una reducción cercana al 50% para los otros casos. En cambio los casos 1 y 3 no logran reducciones apreciables, incluso se observan amplificaciones en la aceleración de la pasarela con el TMD con bajo amortiguamiento.

		Pasarela sin TMD operando	Pasarela con TMD operando				
			$\beta = 2.2\%$	$\beta = 3.3\%$	$\beta = 4\%$	$\beta = 5\%$	$\beta = 6.7\%$
CASO 1	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,0158	0,0262	0,0153	0,0151	0,0149	-
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	0,0362	0,0498	0,0329	0,0293	0,0303	-
CASO 2	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,0743	0,0137	0,0347	0,0350	0,0372	0,0460
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	0,1183	0,0438	0,0608	0,0584	0,0662	0,0791
CASO 3	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,0147	0,0162	0,0161	0,0103	0,0125	-
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	0,0520	0,0500	0,0615	0,0367	0,0469	-

**Tabla 16: Valores de aceleración máxima y RMS en la pasarela, para cada caso**

## 6.4 ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DEL GENERADOR DE VIBRACIONES

Para verificar si el generador de vibraciones funcionó correctamente, se calculó la frecuencia de funcionamiento para todos los casos en que se utilizó, además de la aceleración máxima y RMS. Esto se hizo considerando que la excitación de tipo sinusoidal generada por el vibrador queda representada por su amplitud y frecuencia, en el caso de que estos valores se mantengan dentro de un rango acotado se asume que la señal es constante y así se pueden validar las reducciones de aceleración producto del uso del disipador de vibraciones.

La obtención de la frecuencia de operación del vibrador se hizo calculando el espectro de densidad de potencia o PSD a la aceleración relativa del generador de vibraciones, es decir, a la aceleración registrada por las masas del vibrador se le restó la aceleración vertical de la pasarela. Al igual que en los casos anteriores se determina la frecuencia de operación identificando el *peak*, cada PSD se muestra en el anexo C

A continuación se muestra una tabla resumen de las frecuencias de operación del generador de vibraciones.

	Pasarela sin TMD operando	Pasarela con TMD operando				
		$\beta = 2.2\%$	$\beta = 3.3\%$	$\beta = 4\%$	$\beta = 5\%$	$\beta = 6.7\%$
CASO 1 - Frecuencia [Hz]	2,06	2,05	2,06	2,07	2,07	-
CASO 2 - Frecuencia [Hz]	1,91	1,92	1,91	1,93	1,94	1,94

**Tabla 17: Frecuencias de funcionamiento del Generador de Vibraciones de las pruebas**

A partir de los valores anteriores se calculó la media de las frecuencias y su desviación estándar, estos valores se muestran en la Tabla 18.

	MEDIA	DESVIACION ESTANDAR
CASO 1 - Frecuencia [Hz]	2,06	0,01
CASO 2 - Frecuencia [Hz]	1,92	0,01

**Tabla 18: Medias y Desv. estándar de las frecuencias de operación del vibrador en ambos ensayos**

De las Tablas 17y 18 se puede inferir que las frecuencias de operación se mantuvieron constantes para todos los ensayos.

A continuación se muestra una tabla resumen con las aceleraciones relativas máximas y RMS registradas por el acelerómetro ubicado en las masas del vibrador.

		Pasarela sin TMD operando	Pasarela con TMD operando				
			$\beta = 2.2\%$	$\beta = 3.3\%$	$\beta = 4\%$	$\beta = 5\%$	$\beta = 6.7\%$
CASO 1	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,7984	0,7825	0,8282	0,847	0,7975	-
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	1,5091	1,5363	1,699	1,7291	1,6013	-
CASO 2	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,676	0,6968	0,6709	0,7061	0,7142	0,7024
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	1,6505	1,6878	1,7052	1,958	1,8244	1,7932

**Tabla 19: Aceleraciones máximas y RMS del vibrador para los casos 1 y 2**

A partir de los valores anteriores se calculó la media de las aceleraciones y la desviación estándar, estos valores se muestran en la siguiente tabla.

		MEDIA	DESV. ESTANDAR
CASO 1	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,8107	0,0262
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	1,6150	0,0970
CASO 2	Aceleración RMS [m/s <sup>2</sup> ]	0,6944	0,0173
	Aceleración Máxima [m/s <sup>2</sup> ]	1,7699	0,1132

**Tabla 20: Media y desviación estándar de las aceleraciones máximas y RMS para caso 1 y 2**

Se puede observar de las tablas 19 y 20 que la señal excitatoria producida por el generador de vibraciones tiene una aceleración RMS media y aceleración máxima media con muy baja dispersión, lo que hace repetible en amplitud la señal generada. Considerando el buen comportamiento en frecuencia y amplitud de la señal generada, se verifica que el vibrador funcionó de forma correcta en las pruebas realizadas.

## CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

### 7.1 CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS

Fue posible diseñar y construir un generador de vibraciones a partir de una máquina existente utilizada para ensayar probetas de goma a corte directo, construida por Herrera (1998) y modificada por Escandar (2002). Se escogió esta máquina ya que contaba con un mecanismo que transforma el movimiento rotacional de un motor eléctrico en un desplazamiento armónico unidireccional y de velocidad variable.

Se instaló en la máquina existente elementos que modificaron su uso, tales como: una base que permitiera rotar la máquina y así trabajar en un eje vertical, un sistema de sujeción de masas y masas de distintos valores. Junto con lo anterior, también se instaló un nuevo sistema de alimentación eléctrica y se implementó un sistema de control de frecuencia. Gracias a todos los cambios realizados fue posible construir un dispositivo generador de vibraciones capaz de cumplir con cada uno de los requisitos expuestos en el capítulo 2.

Tanto su peso como su tamaño son relativamente pequeños, pudiendo ser transportado e instalado en el punto central de la pasarela sin mayor dificultad.

El sistema de sujeción de masas permite desmontar y montar las masas del excitador con gran facilidad y sin generar cambios en las propiedades del vibrador. Las combinaciones de masas utilizadas en las calibraciones fueron: 24,4kg, 70,8kg y 77,9 kg respectivamente. Aun así, el dispositivo es capaz de soportar más masa; la experiencia sobre la pasarela requirió el uso de una masa total móvil de 168kg aproximadamente.

El desplazamiento *peak to peak* que experimentan las masas del generador de vibraciones va de los 0,12 mm hasta los 9 mm, la obtención de cada amplitud de desplazamiento queda determinado por la configuración que adopte la posición de los discos graduados inferior y superior del sistema variador de amplitud. Dependiendo del desplazamiento que se adopte se obtiene una aceleración proporcional a ese valor.

La forma de la señal que genera el dispositivo se asemeja a una función armónica para todas las combinaciones adoptadas. Aun así es necesario eliminar el ruido existente en las señales de aceleración registradas en las masas del excitador mediante un filtrado de la señal. Las distorsiones producidas por el ruido en las amplitudes mayores no son tan importantes como en las amplitudes menores. En este caso

se buscaba obtener las máximas magnitudes de aceleración, por lo que se escogió como amplitud de operación la de 9 mm.

Fue posible calibrar con gran precisión el generador de vibraciones en un rango de frecuencias comprendido entre 1,5Hz y 2,2Hz para diferentes valores de masas adosadas al sistema de sujeción del vibrador, moviéndose siempre a la máxima amplitud permitida. La relación frecuencia de operación del vibrador versus el voltaje aplicado al inductor, corresponden a funciones lineales obtenidas por mínimos cuadrados a partir de una serie de ensayos.

La dispersión observada en la frecuencia y magnitud de la fuerza producida por el generador de vibraciones entre ensayos sucesivos con la misma configuración es muy baja, lo que asegura una muy buena repetibilidad y confiabilidad en la señal generada. Por otro lado, es necesario considerar que las baterías usadas se deben encontrar en buenas condiciones y completamente cargadas, pues las calibraciones efectuadas se realizaron sin considerar el efecto de descarga de las baterías. Empíricamente se comprobó que los resultados no se ven afectados por este fenómeno por un periodo aproximado de 2 horas.

## 7.2 DISCUSIÓN DE RESULTADOS, PROBLEMAS Y POSIBLES SOLUCIONES

De las aceleraciones registradas en la pasarela se puede concluir que el uso de un generador de vibraciones mecánico es mucho mejor para evaluar la eficacia de un reductor de vibraciones que la caminata a paso fijo de un transeúnte, debido a que la excitación generada es reproducible en amplitud y frecuencia, permitiendo comparar en iguales condiciones los casos con y sin disipador.

Se pudo comprobar que el funcionamiento del vibrador con la combinación C, trabajando a una frecuencia nominal de 2Hz (Real de 2,06), no pudo excitar a la pasarela; aun así se realizaron las mediciones. Luego se decidió incrementar la masa del vibrador en 90kg con el fin de aumentar el modulo de la fuerza excitatoria sobre la pasarela, consiguiendo vibraciones mayores capaces de inducir movimiento en la masa móvil del disipador.

Se pudo comprobar que la reducción de las aceleraciones verticales registradas en la pasarela depende de forma directa de la amortiguación del TMD y de la amplitud y frecuencia de la señal excitadora. La mayor reducción en la aceleración de la pasarela se observó en la segunda experiencia, pasarela excitada por el vibrador con masa adicional, alcanzando una disminución cercana al 80% para el TMD con  $\beta=2.2\%$  y reducciones cercanas a la mitad en las aceleraciones máximas y RMS para los otros amortiguamientos.

La excitación producto del vibrador con 77,91kg de masa móvil, trabajando con una frecuencia cercana a los 2Hz y la caminata de un transeúnte a paso fijo, primer y tercer caso respectivamente, generó una aceleración en la pasarela que no logró ser reducida significativamente al usar el TMD, pues se observaron algunas reducciones despreciables cuando el TMD tenía una razón de amortiguamiento entre el 4% y 6%. Fuera de este rango se evidenciaron incrementos en la respuesta de aceleración de la pasarela.

Se observó que al operar el generador de vibraciones con una frecuencia muy cercana a la frecuencia natural de la pasarela se presentaba *beating* en los registros de la aceleración (caso 1), por lo que se recomienda para experiencias futuras trabajar a una frecuencia menor a la fundamental (caso 2), ya que al no existir un traspaso de energía de forma continua entre el vibrador y la pasarela los resultados son más confiables.

Reforzar el sistema de sujeción de masa, se plantea como una mejora importante a realizar en el generador de vibraciones, con el fin de aumentar de forma permanente la masa móvil, pues los resultados obtenidos confirman que se debe trabajar en el futuro con una masa cercana a los 170kg.

De las aceleraciones registradas en la pasarela se puede concluir que el uso del generador de vibraciones provoca excitaciones controlables, confiables y repetibles, donde se permite evaluar de forma correcta el desempeño de cualquier reductor de vibraciones cumpliendo con los requisitos y objetivos impuestos

## BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

**BARRA, P. 2007.** “Desarrollo sistema de control para disipador magneto reológico en pasarela peatonal”. Memoria para optar al título de ingeniero civil. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.

**BOZZO, L.; BARBAT, A. 2000** “Diseño sismorresistente de edificios”. Editorial Reverté S.A. Barcelona, España. 374pp.

**ESCANDAR, A. 2003.** “Efecto de la temperatura en las propiedades mecánicas de gomas de alto amortiguamiento”. Memoria para optar al título de ingeniero civil. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.

**HERRERA, R. 1998.** “Máquina para ensayar probetas de goma a corte directo”. Memoria para optar al título de ingeniero civil. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.

**INTERNACIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION (ISO), 2009.** In: Products. ISO 2631-2003. [en línea] <[http://www.iso.org/iso/iso\\_catalogue/catalogue\\_ics/catalogue\\_detail\\_ics.htm?csnumber=23012](http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_ics/catalogue_detail_ics.htm?csnumber=23012)> [Consulta: abril, 2009].

**MATHWORKS INC., 2004.** MATLAB, versión 7.0.1

**MOSQUERA, G.; PIEDRA, M.; ARMAS, R. 2001.** Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo. [en línea] <[http://www.lacatedra.com/isid/lacatedra/file.php/1/Biblioteca\\_/librovibra.pdf](http://www.lacatedra.com/isid/lacatedra/file.php/1/Biblioteca_/librovibra.pdf)> [Consulta: abril, 2009].

**PIMENTEL, R.; PAVIC A.; WALDRON P., 2001.** “Evaluation of design requirements for footbridges excited by vertical forces from walking”, Canadian Journal of Engineering, N°5. Vol 28. pp 769-777.

**REYES, M. 2006.** “Factibilidad de uso de disipadores magneto reológicos en pasarelas peatonales”. Memoria para optar al título de ingeniero civil. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.

**RODRÍGUEZ, P. 2003.** “Criterios de diseño e inspección de pasarelas peatonales”. Memoria para optar al título de ingeniero civil. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.

**SYMANS, M.; CHARNEY, F.; WHITTAKER, A. CONSTANTINOU, M.; KIRCHER, C.; JOHNSON, M.; MCNAMARA, R. 2008.** “Energy Dissipation Systems for Seismic Applications: Current Practice and Recent Developments”. Journal of Structural Engineering, ASCE, N°1. Vol 134. pp 3-21.

## ANEXO A

### MANUAL DEL OPERACIÓN DEL EXCITADOR

Este anexo contiene recomendaciones basadas en un esquema de trabajo, que permiten la obtención de vibraciones reproducibles, además de brindar un adecuado funcionamiento, prolongando la vida útil de la máquina y procurando cuidar la seguridad del operador. Este anexo se divide en 3 partes: Cambio de masa, Procedimiento para obtener un determinado nivel de desplazamiento y Procedimiento para el funcionamiento de la máquina.

#### **A.1 Cambio de masa.**

- 1 Asegurar que la máquina no se pueda desplazar mientras se realiza esta operación. Se recomienda mantener el área de trabajo despejada y mantener los pies fuera del alcance de las masas ante una eventual caída de éstas.
- 2 En el caso de que exista un acelerómetro u otro instrumento de medición adosado a las masas, deben ser retirados antes de proceder con el cambio de las masas.
- 3 Soltar y sacar la tuerca y golilla del perno inferior situado en el lado A del sistema de sujeción de masas, no se debe retirar el perno. Luego sacar la tuerca y golilla a presión superior. Para evitar el desplazamiento de las masas se debe sujetar el extremo superior de las masas.
- 4 Retirar la masa más próxima por la parte superior y luego la inferior. Dejarla a un costado de la máquina procurando no soltar el resto de las masas. Repetir éste paso hasta que no queden masas.
- 5 Retirar las masas del lado B de forma análoga que las del lado A (pasos 2 y 3).
- 6 Se debe chequear que la nueva combinación de masas no debe aplastar el hilo de los pernos, de ser así se deben reemplazar los pernos de sujeción por otros de igual diámetro pero distinto largo, con el fin de evitar que el hilo del perno se aplaste con las masas.

- 7 Poner las masas una a una en el lado A del sistema de sujeción, haciendo calzar primero el perno inferior y luego el superior procurando evitar el deslizamiento de las masas y los pernos.
- 8 Poner la golilla de presión y luego la tuerca en el perno superior, esta ultima debe apretarse hasta asegurar que no caerá alguna masas. Posteriormente poner la golilla de presión y la tuerca en el perno inferior apretando hasta la mitad del recorrido de la tuerca. Apretar tanto la tuerca superior como la inferior de forma alternada de manera de asegurar que las masas no experimenten movimientos horizontales.
- 9 Situar las masas del lado B de igual forma a la explicada en el punto 6, para luego poner la golilla y tuerca en el lado B como explica el punto 7. Cabe mencionar que la suma total de masas del lado B debe ser similar a la del lado A para evitar excentricidades no deseadas.

## **A.2 Procedimiento para obtener un determinado nivel de desplazamiento.**

- 1 Para realizar este procedimiento se deben retirar todas las masas del sistema de sujeción.
- 2 Soltar los tres pernos del sistema variador de desplazamiento, para lograr una rotación libre entre la pieza inferior y superior del sistema.
- 3 La amplitud del movimiento de las masas se encuentra discretizada, por lo que se debe escoger un valor mostrado en la tabla A.2.1. Con ese valor se debe encontrar las marcas rotuladas en los discos que hacen posible ese desplazamiento.
- 4 Rotar de forma relativa el disco superior con respecto al disco inferior hasta hacer coincidir las marcas rotuladas en ambos discos encontradas en el punto 3. Para realizar esta rotación hay que fijar la pieza inferior de modo que no rote, apretando con la mano la unión entre los ejes de entrada al reductor y del motor, y hacer rotar el disco superior de modo que la pieza inferior. Una vez que coinciden las marcas buscadas se introduce el punzón especialmente fabricado en la perforación del disco superior, de modo de asegurar que calce en la perforación del disco inferior.

Se recomienda lubricar la pieza con anticipación de manera de facilitar esta rotación.

- 5 Apretar los tres pernos del sistema de desplazamiento y retirar el punzón de la perforación.

Desplazamiento buscado [mm]	Marca en el disco superior	Marca en el disco inferior
0,12	2%	2%
0,30	5%	5%
0,60	10%	10%
1,20	20%	20%
1,80	30%	30%
3,00	50%	30%
4,50	75%	30%
6,00	100%	30%
9,00	150%	20%
12,00	200%	0%

**Tabla A.2.1: Combinaciones para la obtención de un desplazamiento determinado**

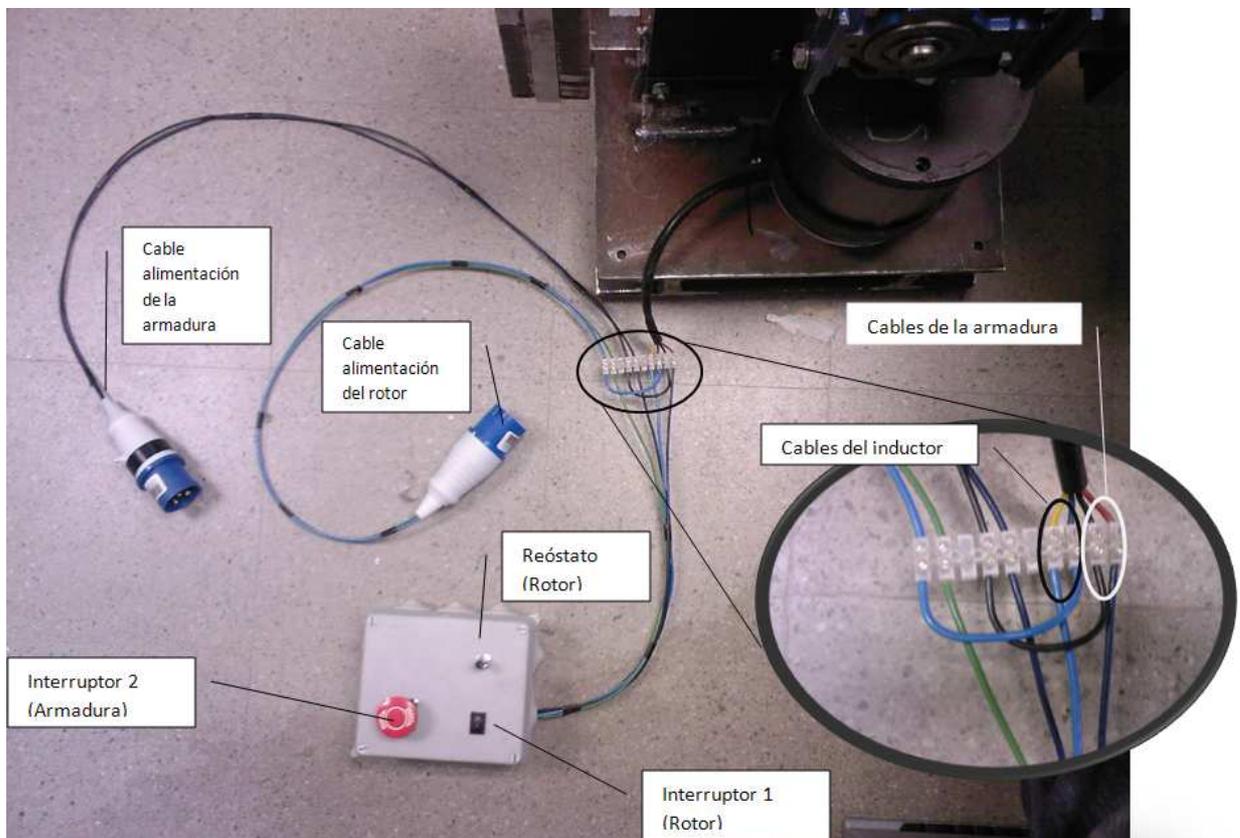
### **A.3 Procedimiento para el funcionamiento de la máquina.**

- 1 Comprobar que los rótulos de los discos del sistema de desplazamiento coincidan, según las configuraciones de la tabla A.2.1 para obtener un desplazamiento *peak to peak* esperado.
- 2 Verificar que las masas se encuentren fijas e impedidas del movimiento en el plano horizontal.

- 3 Posicionar todos los componentes del sistema: baterías previamente cargadas, 1 de 12v y 12 Ah para el inductor y 2 baterías de 12v y 70Ah (cada una) para la armadura, cables conectores entre baterías y caja de control, acelerómetro y su batería o fuente de alimentación, computador de adquisición de datos y un voltímetro de 0,01V de precisión.
- 4 Conectar las baterías de la armadura en paralelo y luego al cable previamente conectado a la caja de control, procurando mantener en posición de apagado el interruptor 1 y 2, según figura A.3.1, Por último, conectar la batería del inductor a los cables rotulados que se conectan a la misma caja de control
- 5 Instalar el voltímetro en los cables de alimentación del inductor del motor. Ver figura A.3.1
- 6 Adosar el acelerómetro en la masa móvil del generador de vibraciones y éste a la tarjeta lectora conectada al computador de adquisición de datos. Golpear suavemente el instrumento para observar la lectura en el computador y confirmar el correcto funcionamiento del acelerómetro, de no ser así, revisar la continuidad de los cables y conectores.
- 7 Con la ayuda de un nivel, ajustar los pernos de nivelación hasta posicionar la base en un plano horizontal.
- 8 Para accionar el movimiento de las masas, girar el reóstato hasta el tope en sentido de las manecillas del reloj, para luego encender el interruptor 1 indicado en la figura A.3.1 y continuar con el interruptor de la armadura (interruptor 2). Con esto debiera comenzar el movimiento de las masas.
- 9 Para obtener una frecuencia determinada del movimiento de las masas del vibrador, girar el reóstato de manera de obtener un voltaje ya determinado para la frecuencia buscada según las curvas de calibración.
- 10 Para una frecuencia que no se ajuste a las combinaciones de masa de las curvas de calibración, realizar una medición de la aceleración de la masa para luego calcular el espectro de potencia, se

debe procurar mantener el voltaje constante en toda la medición.

- 11 Para detener el movimiento de las masas, desconectar el interruptor 1, indicado en la figura A.3.1, para luego apagar el interruptor 2 indicado en la misma figura y luego desconectar los cables de ambas baterías.



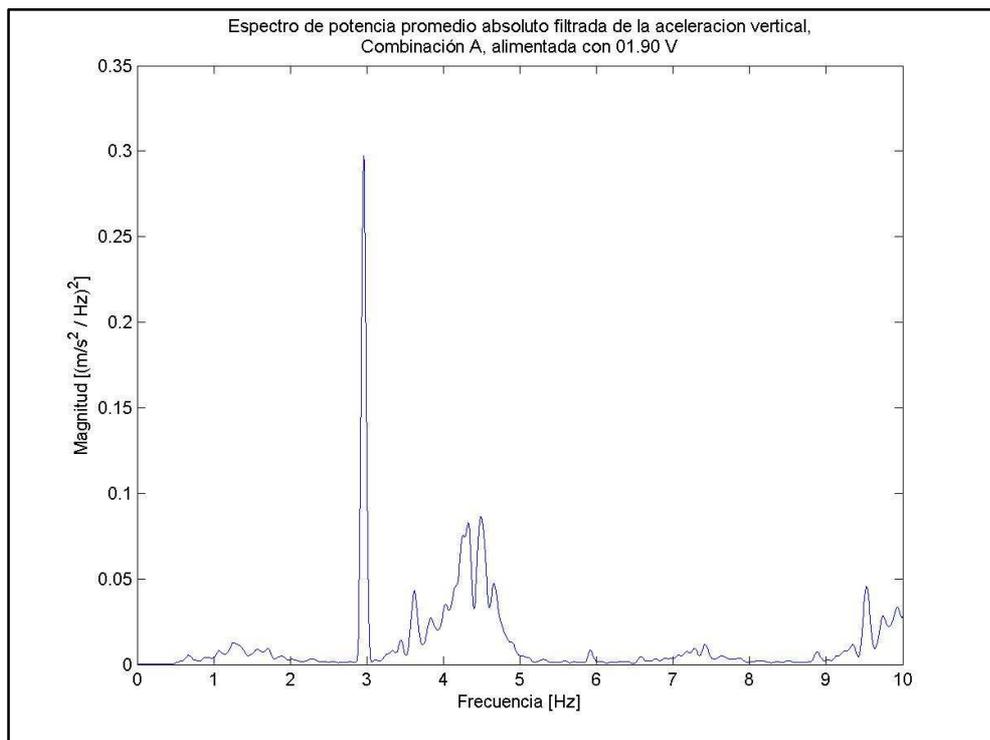
**Figura A.3.1: Esquema de conexión del generador de vibraciones**

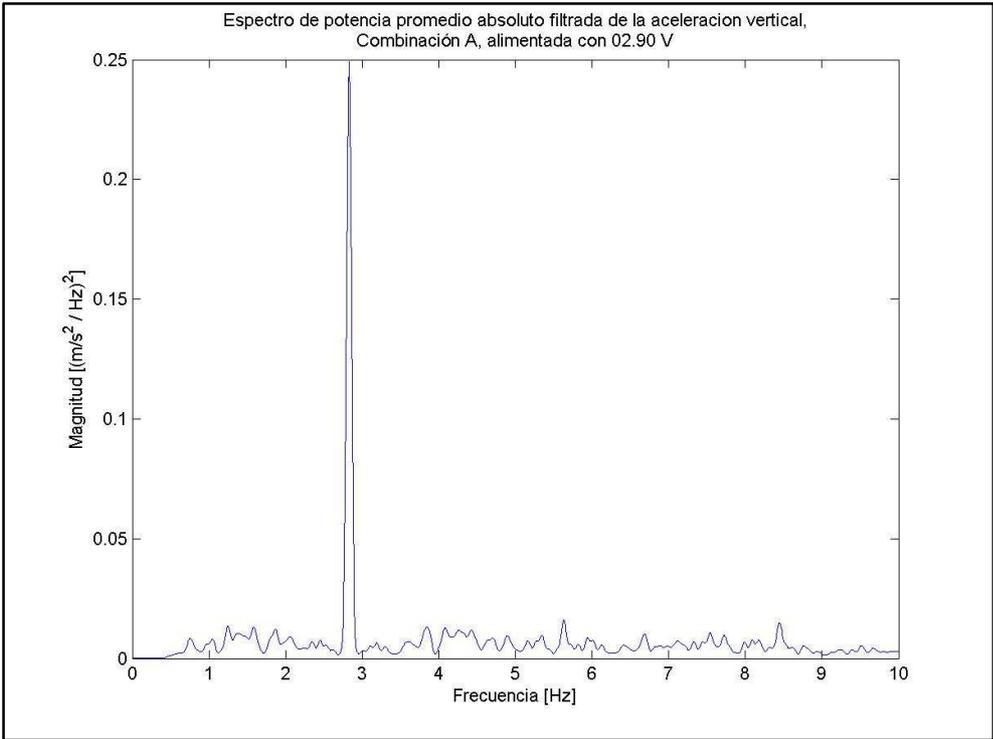
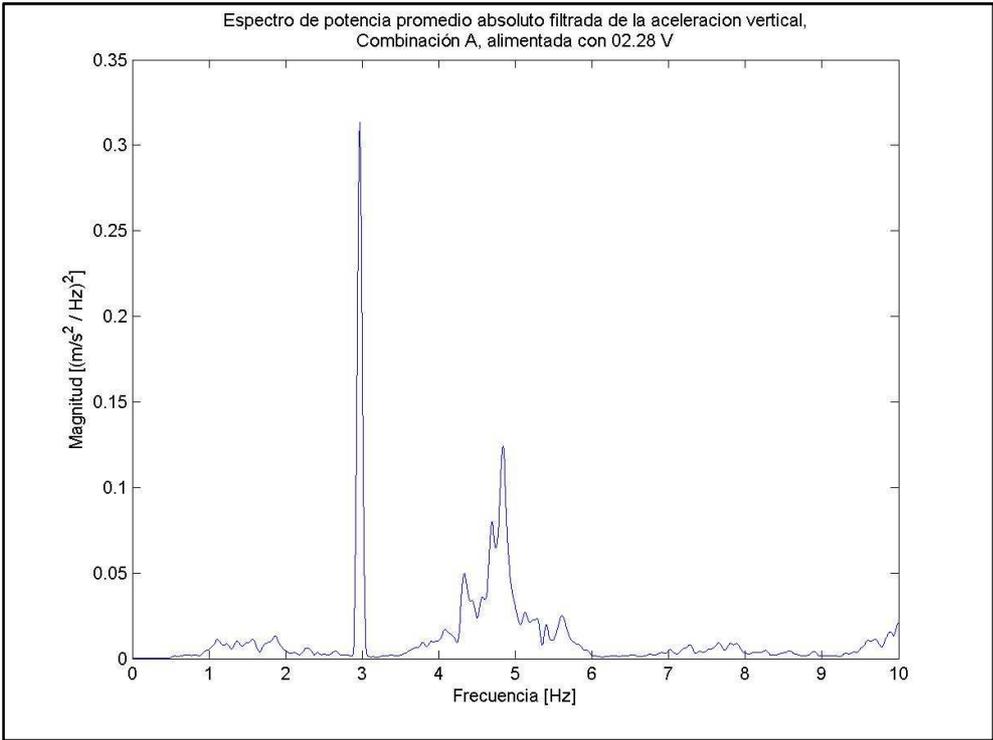
## ANEXO B

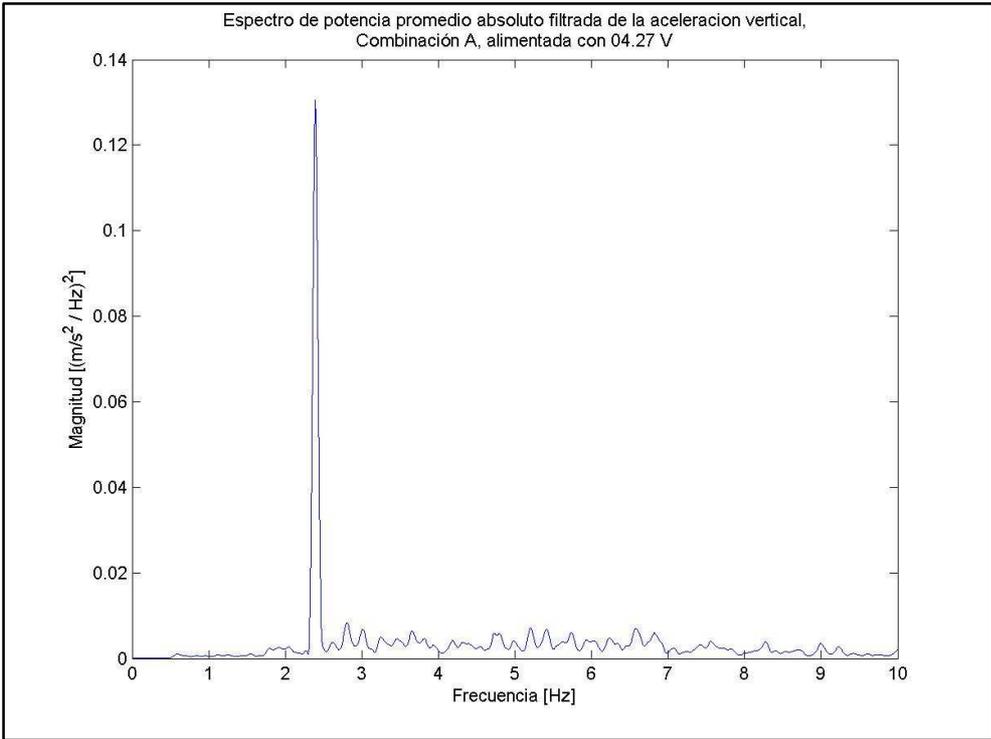
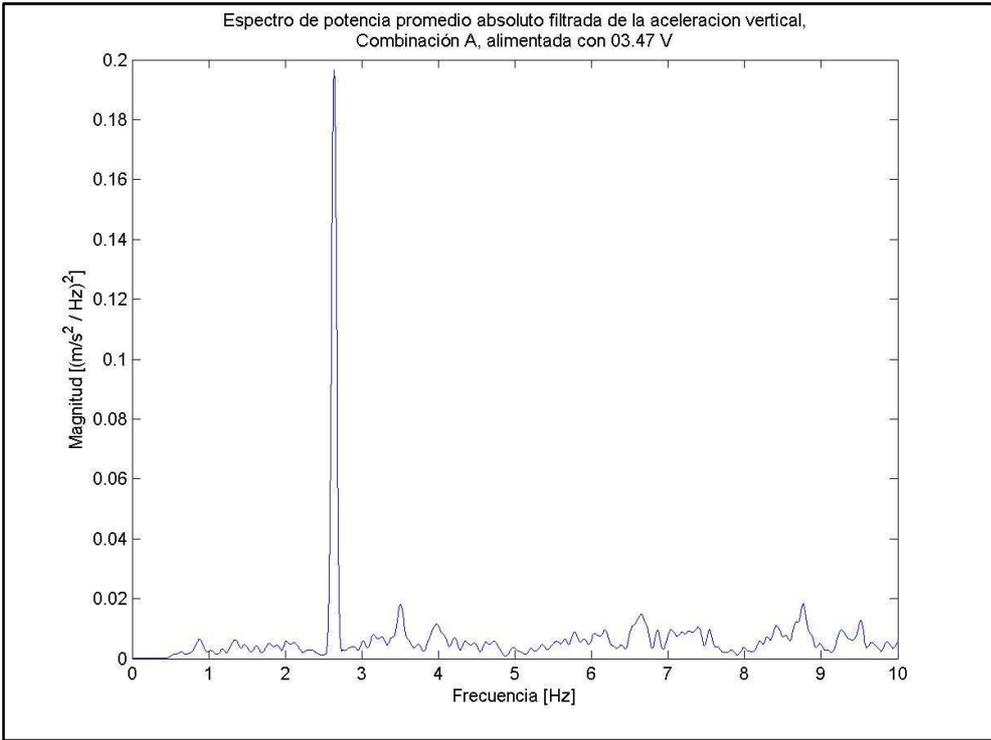
Este anexo muestra los gráficos de cada espectro de potencia en función de la frecuencia de cada aceleración registrada por el acelerómetro situado en la masa móvil del generador de vibraciones. El motor del vibrador estuvo alimentado a un voltaje constante, mostrado en cada grafico, que fue medido para la obtención de la relación entre la frecuencia de operación en función del voltaje aplicado al motor del vibrador.

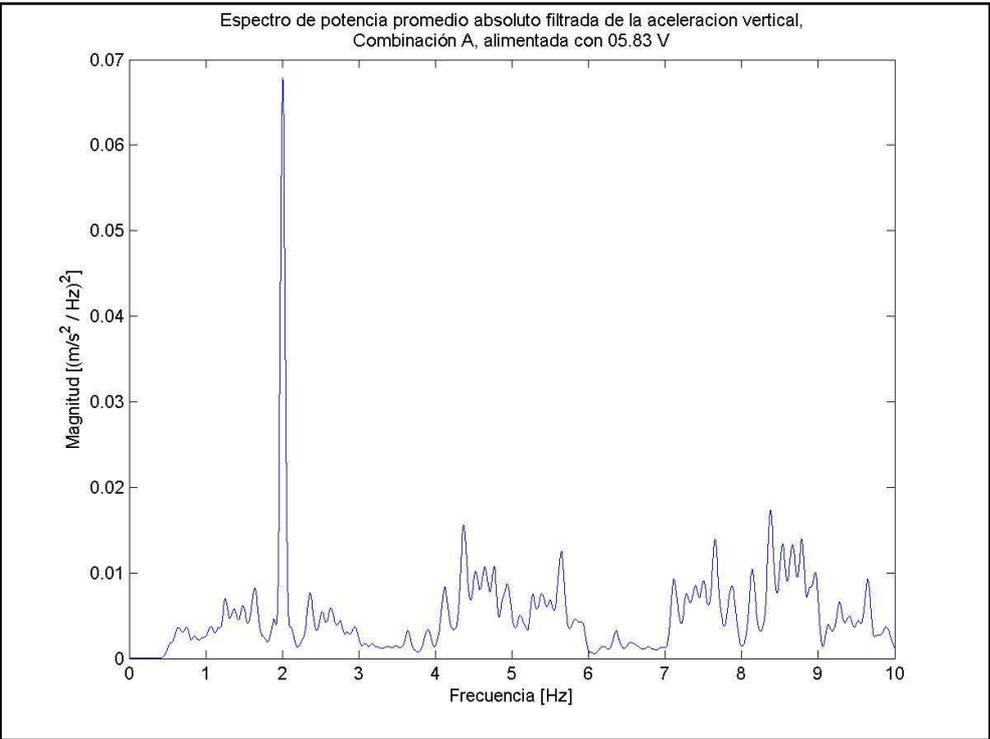
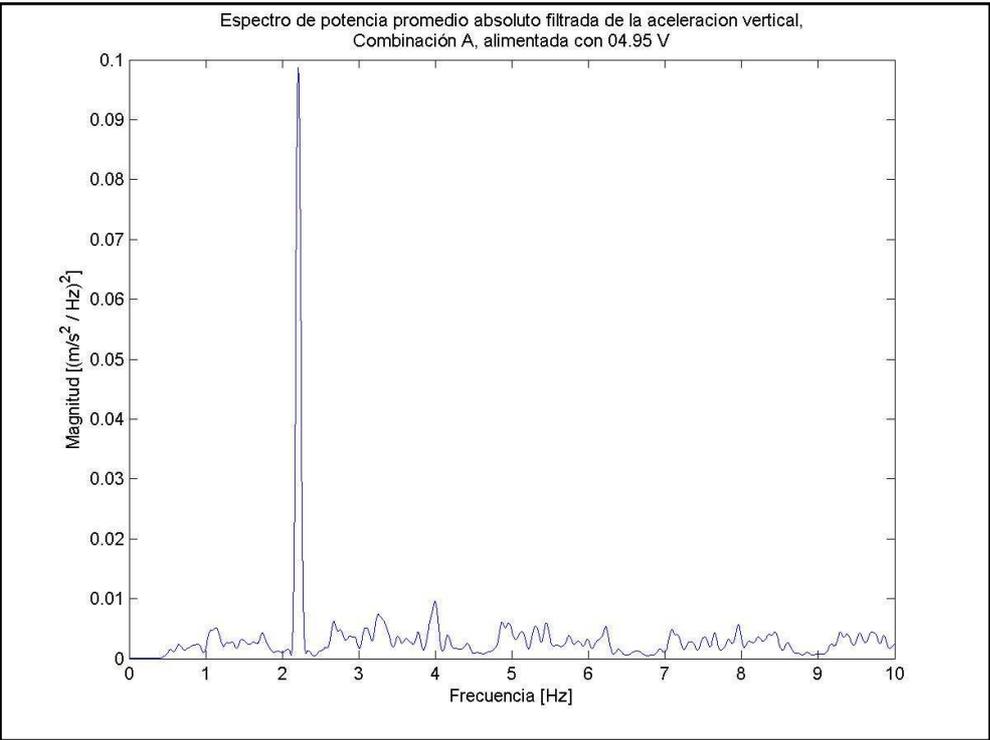
Los espectros de potencia de cada ensayo se agrupan según la combinación adoptada por el vibrador Tabla 6.

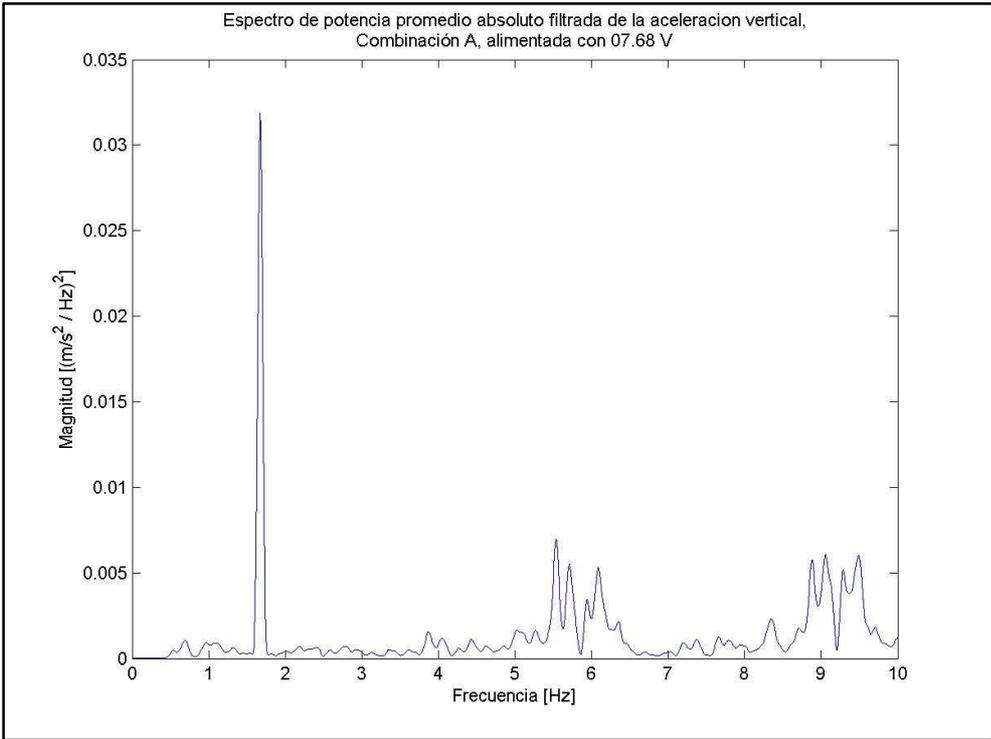
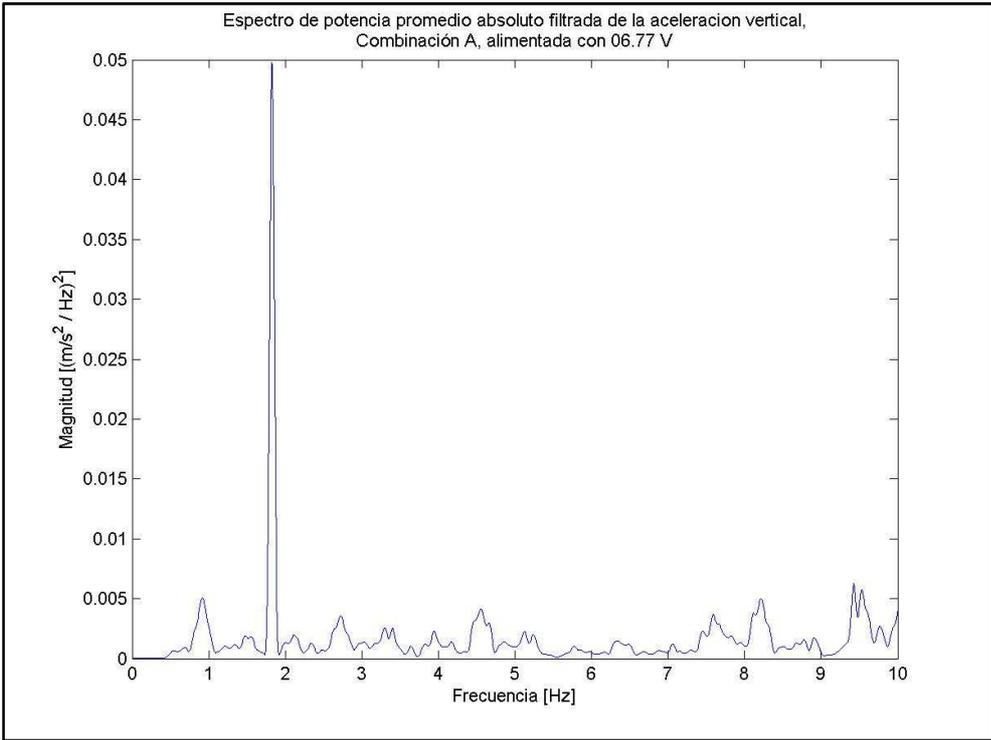
### ▪ COMBINACIÓN A

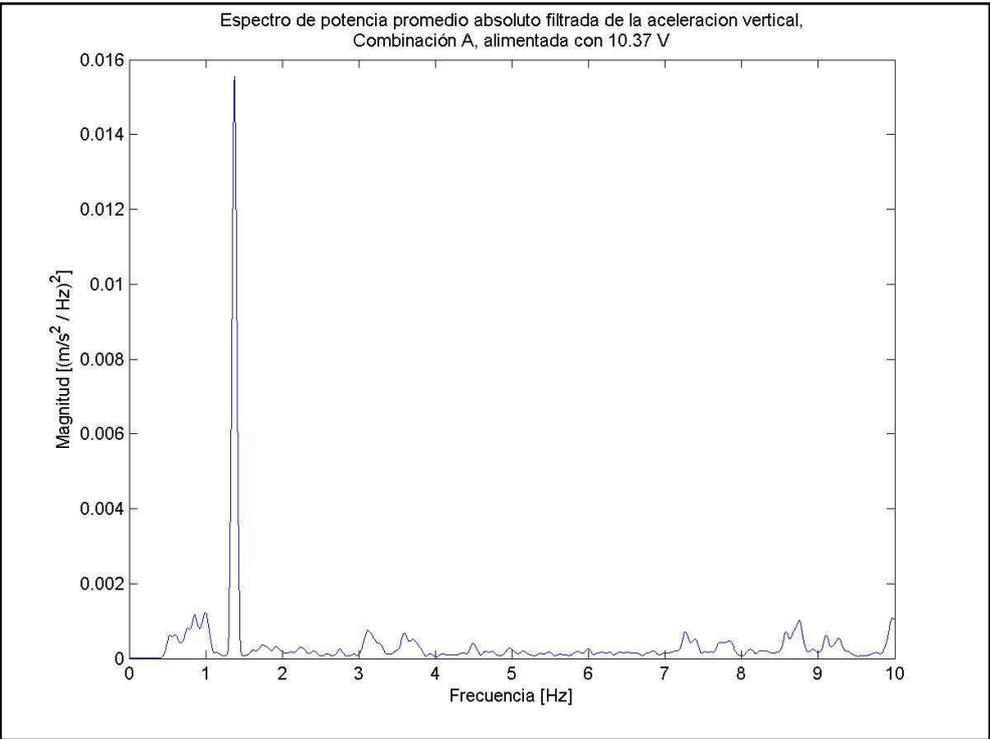
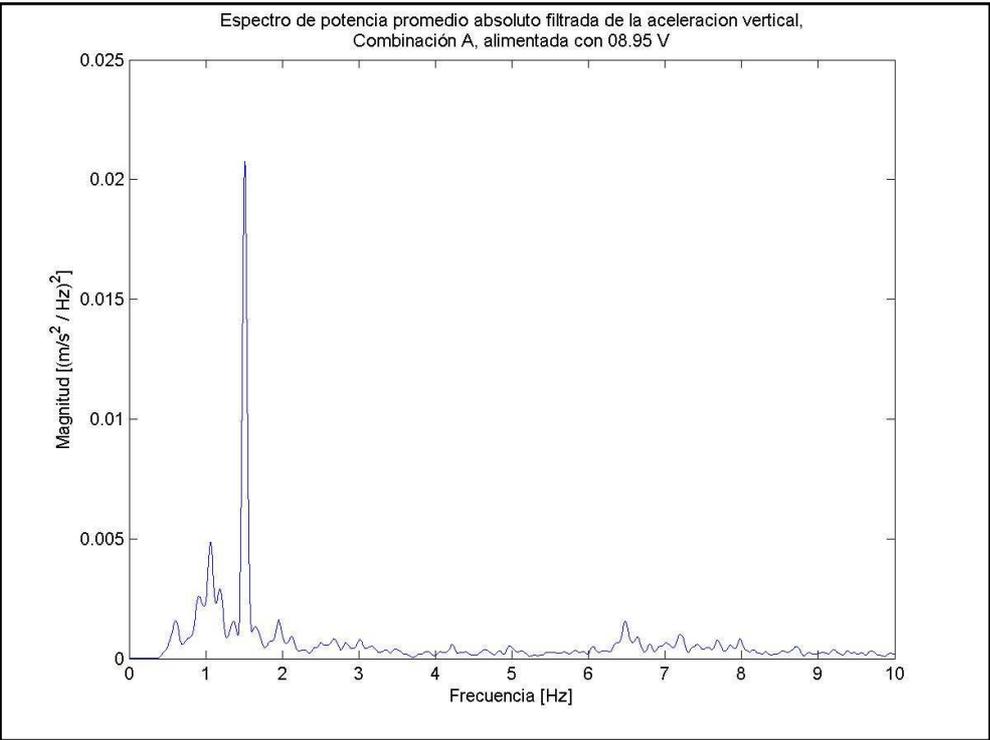


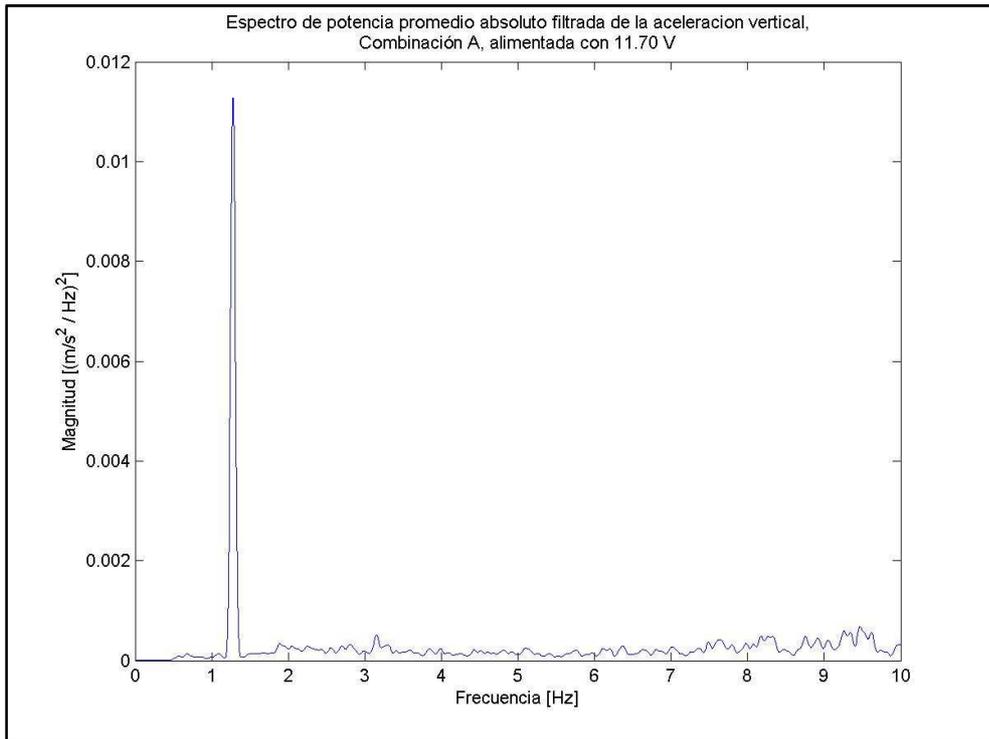




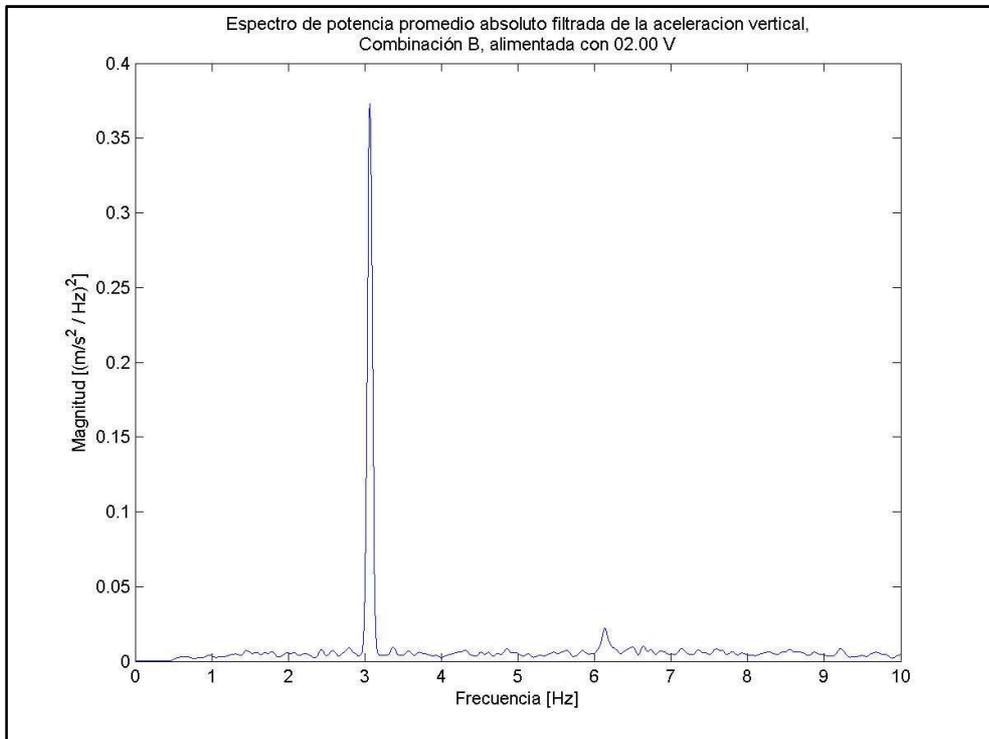


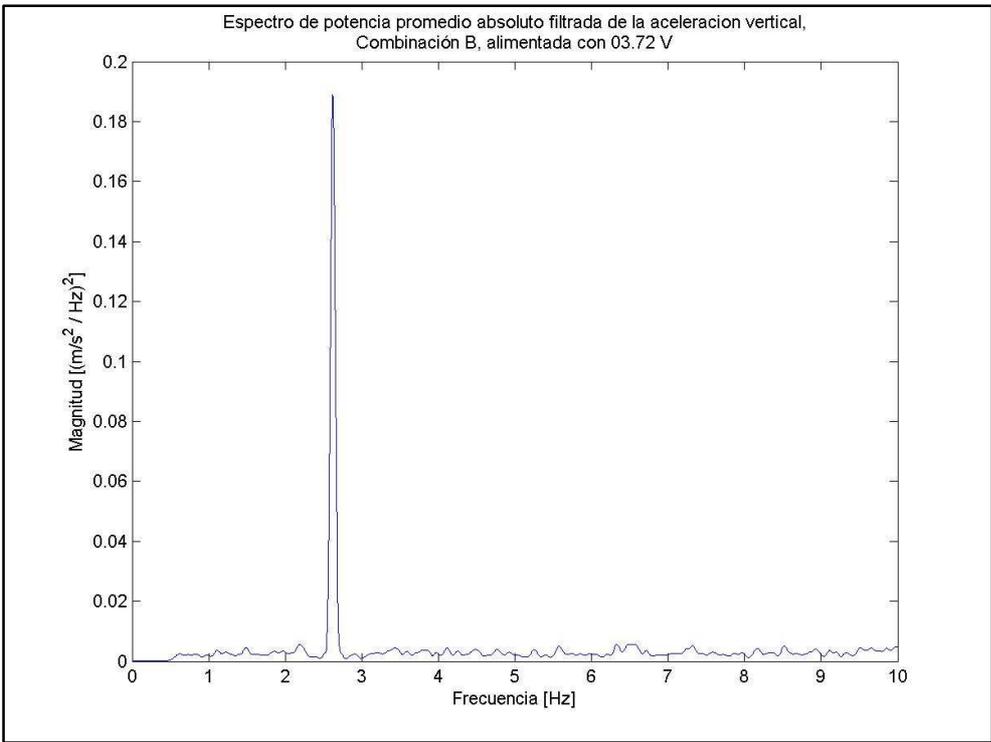
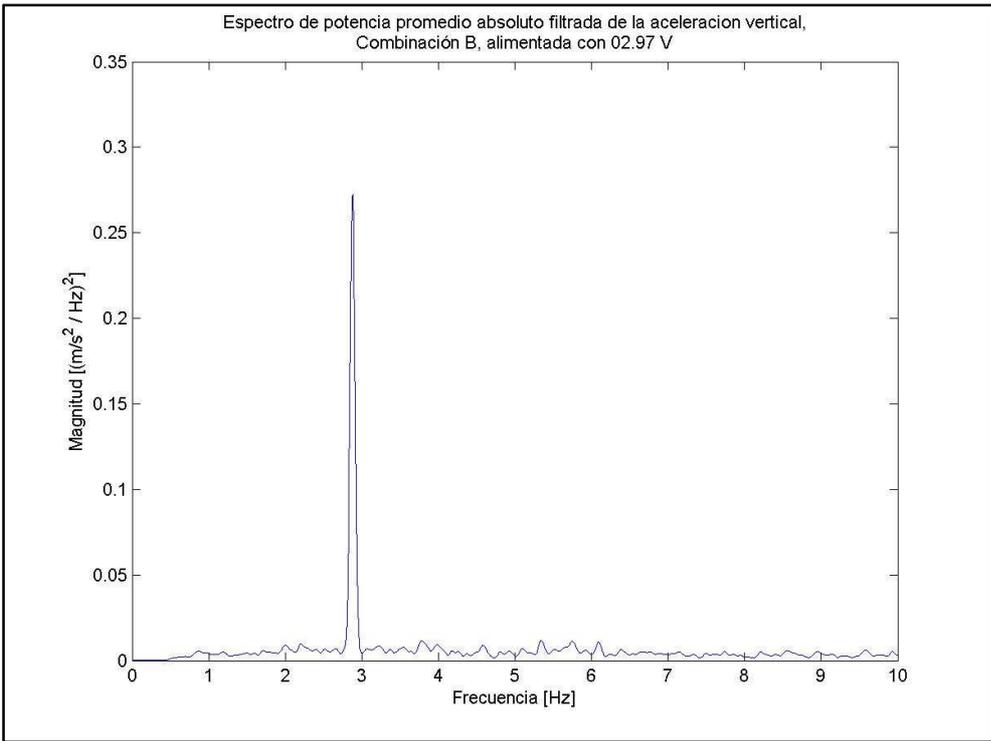


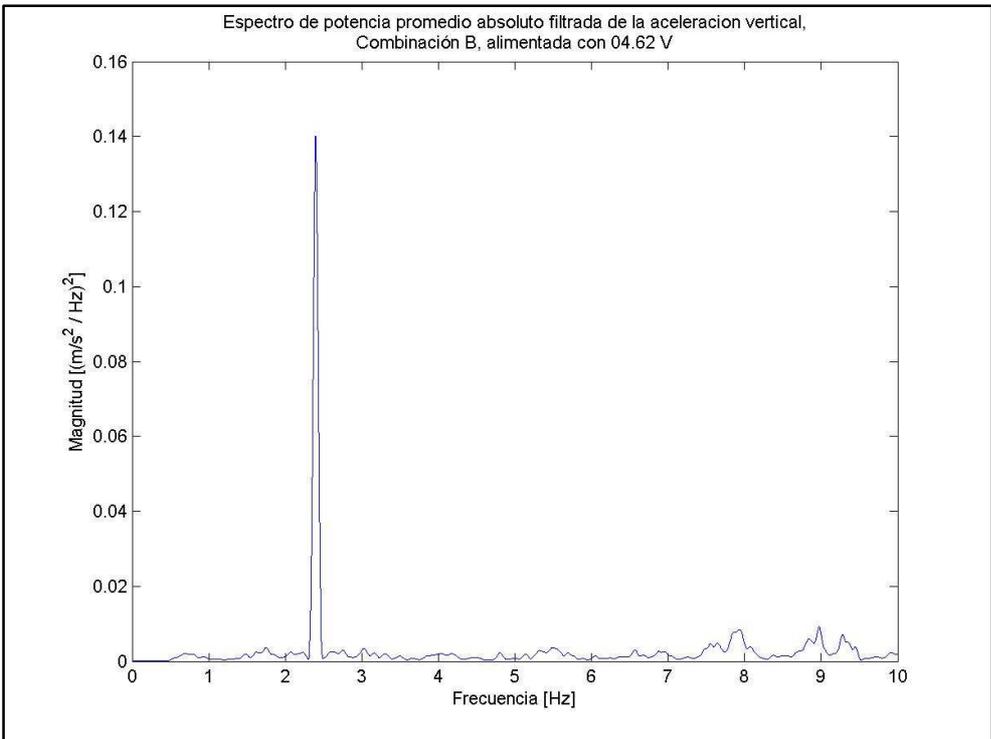
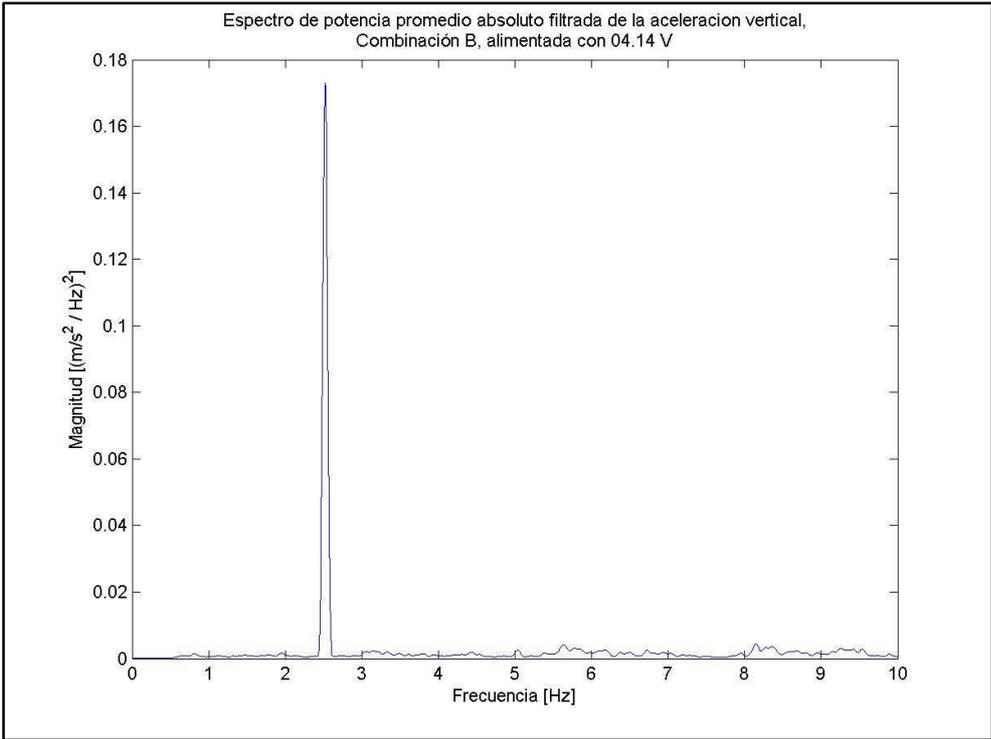


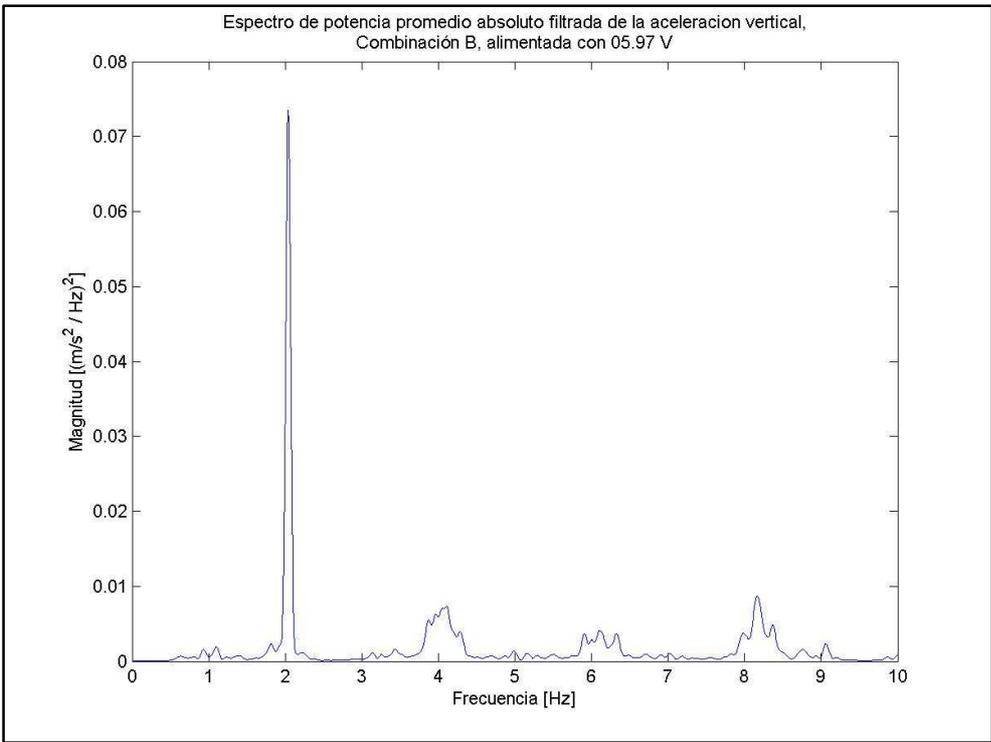
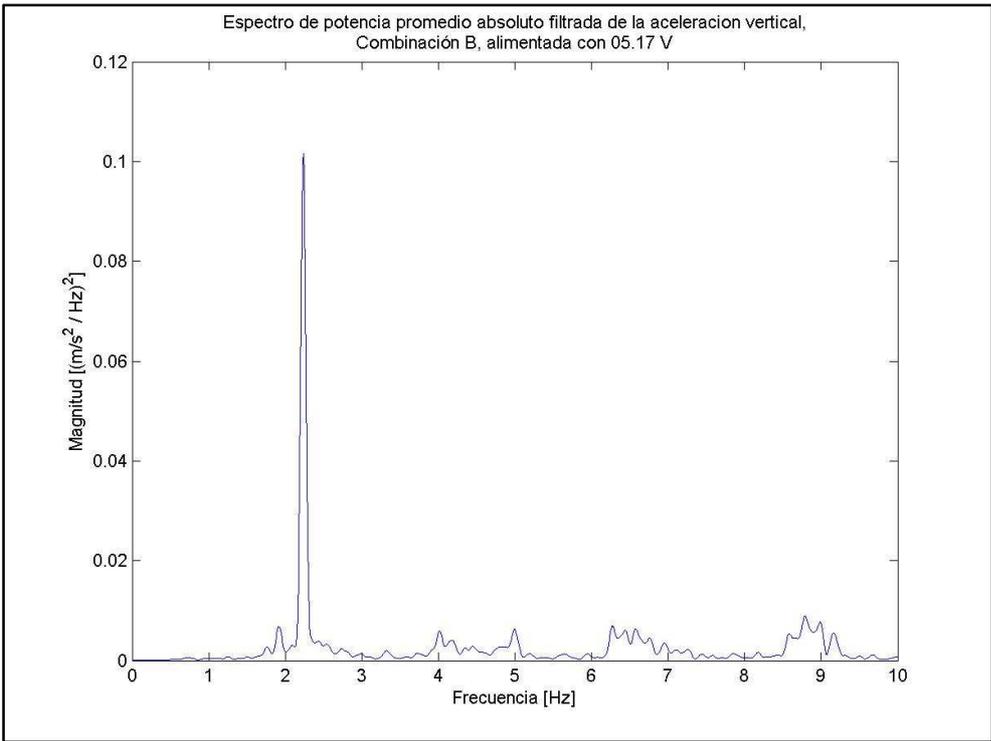


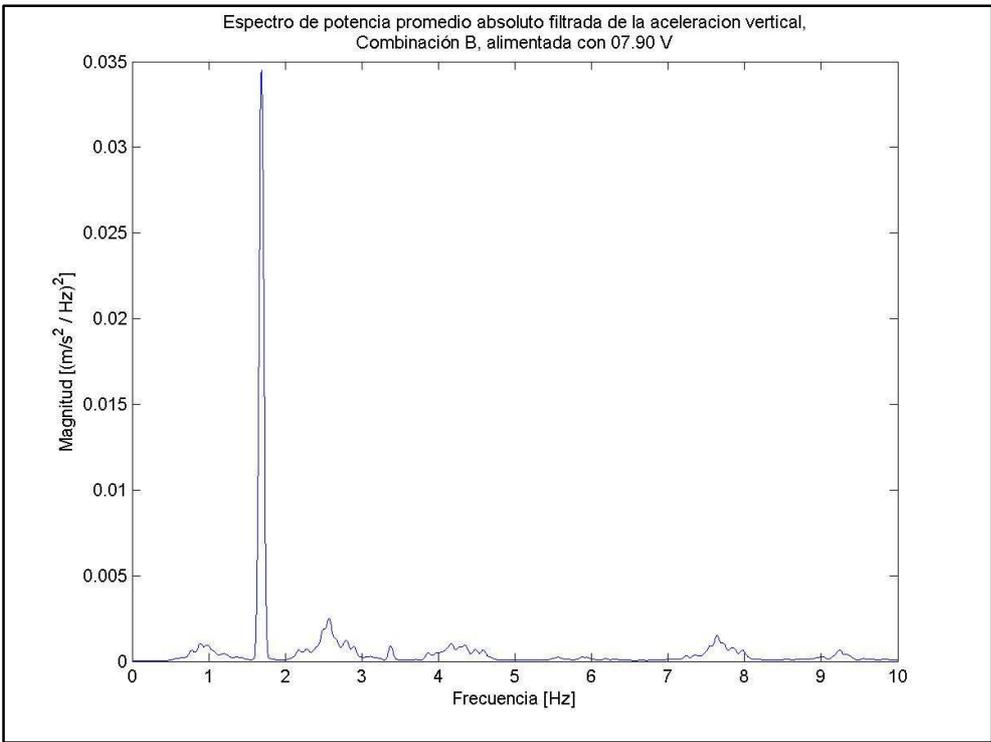
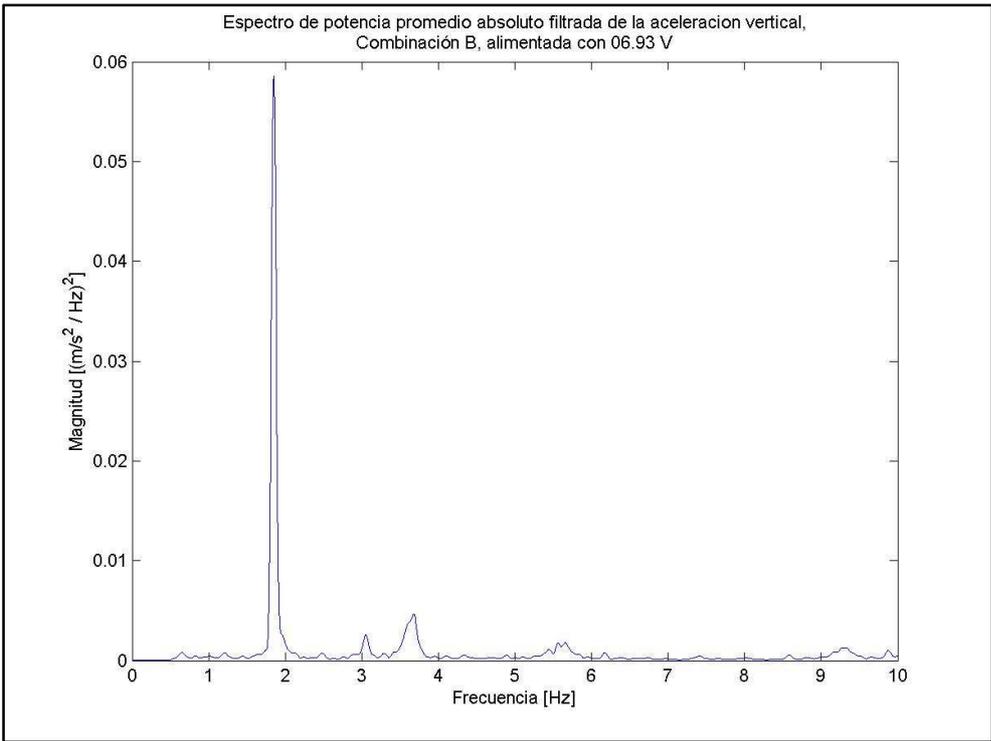
■ COMBINACIÓN B

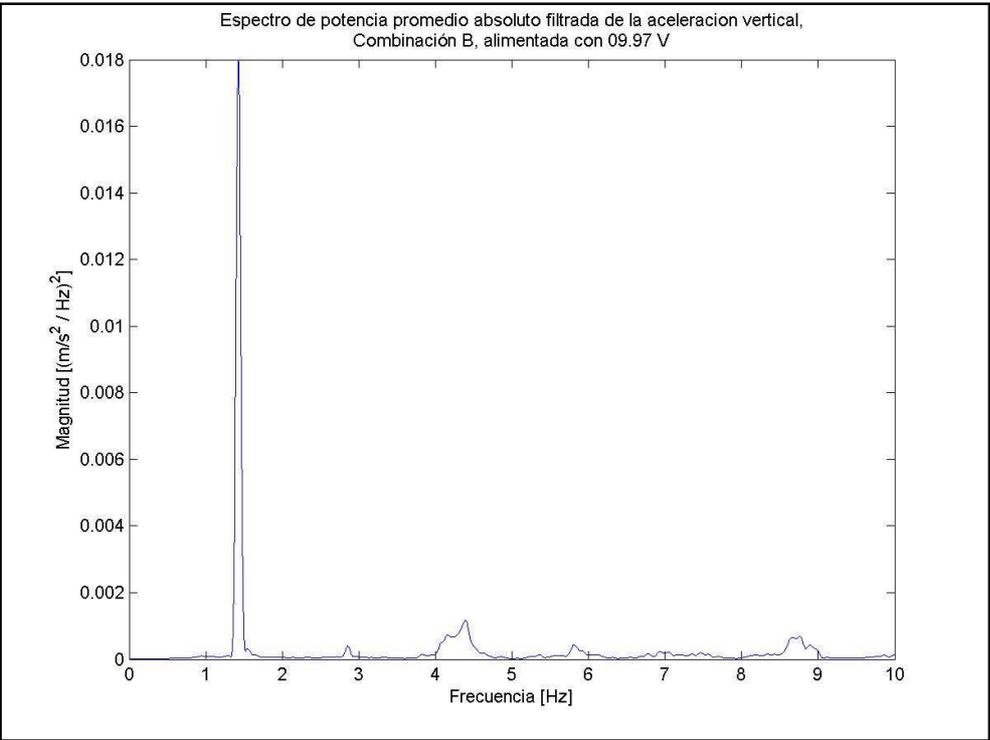
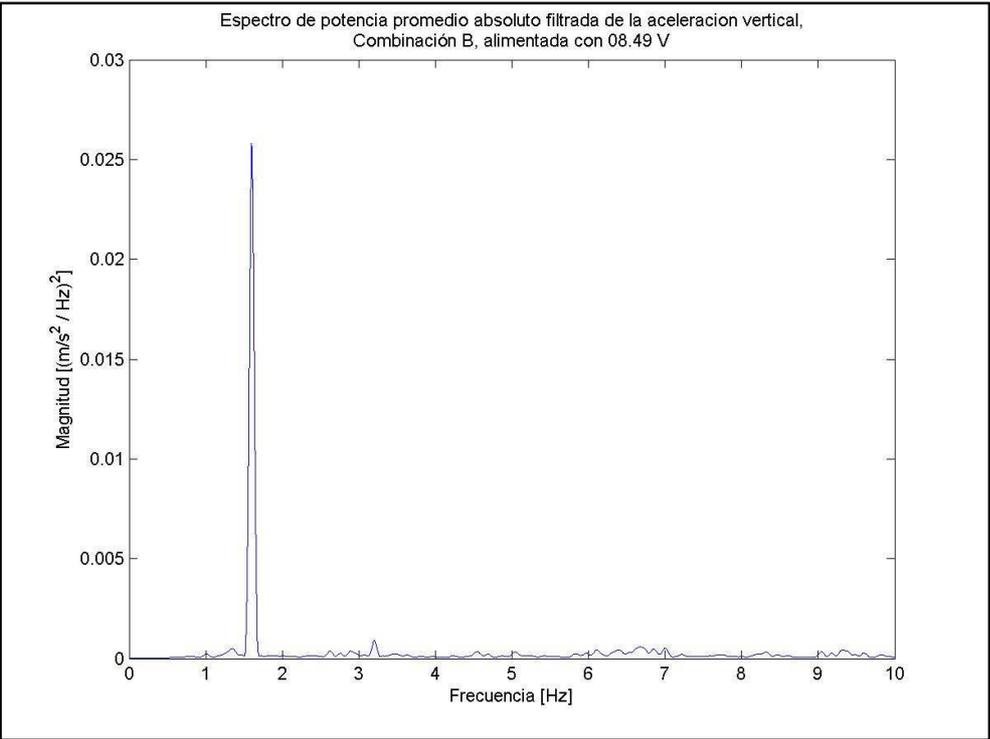


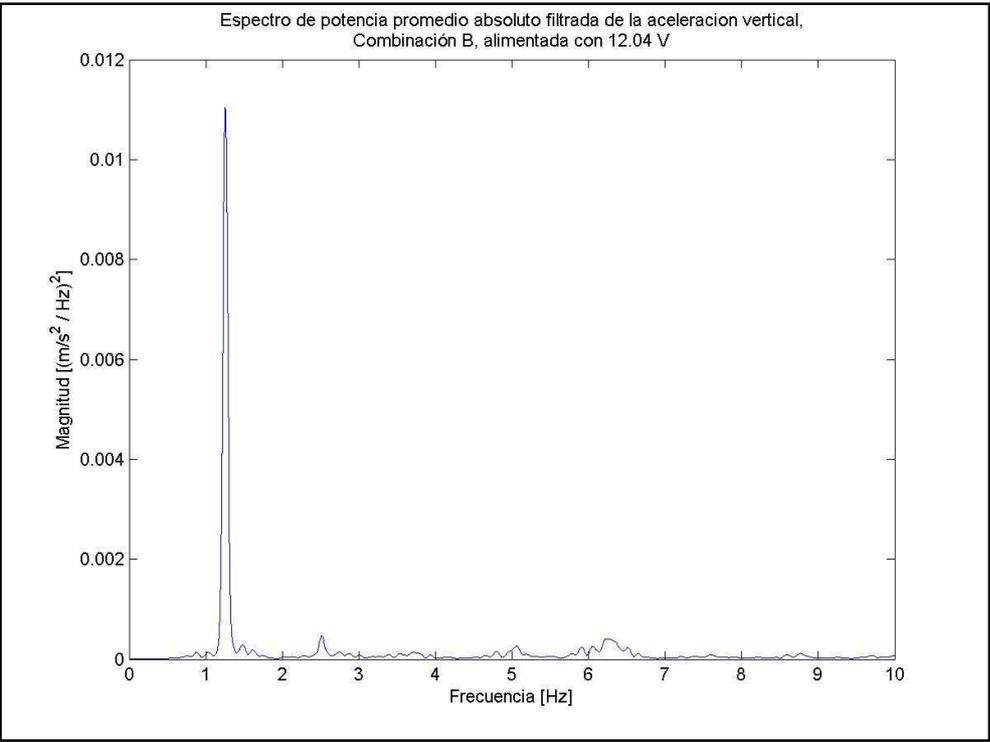
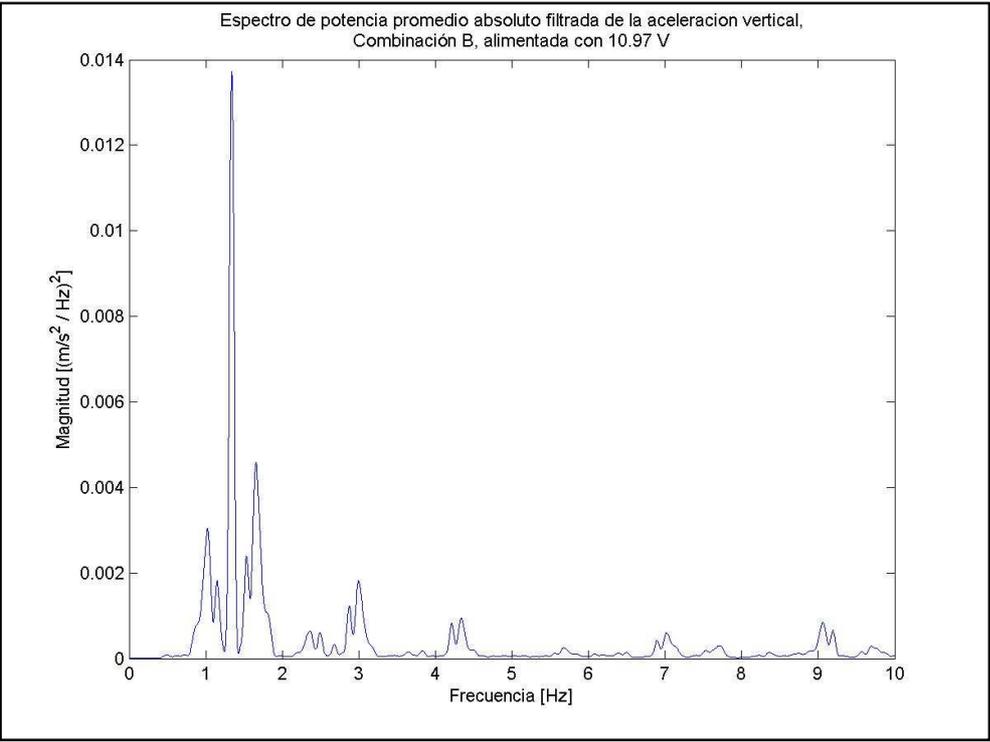




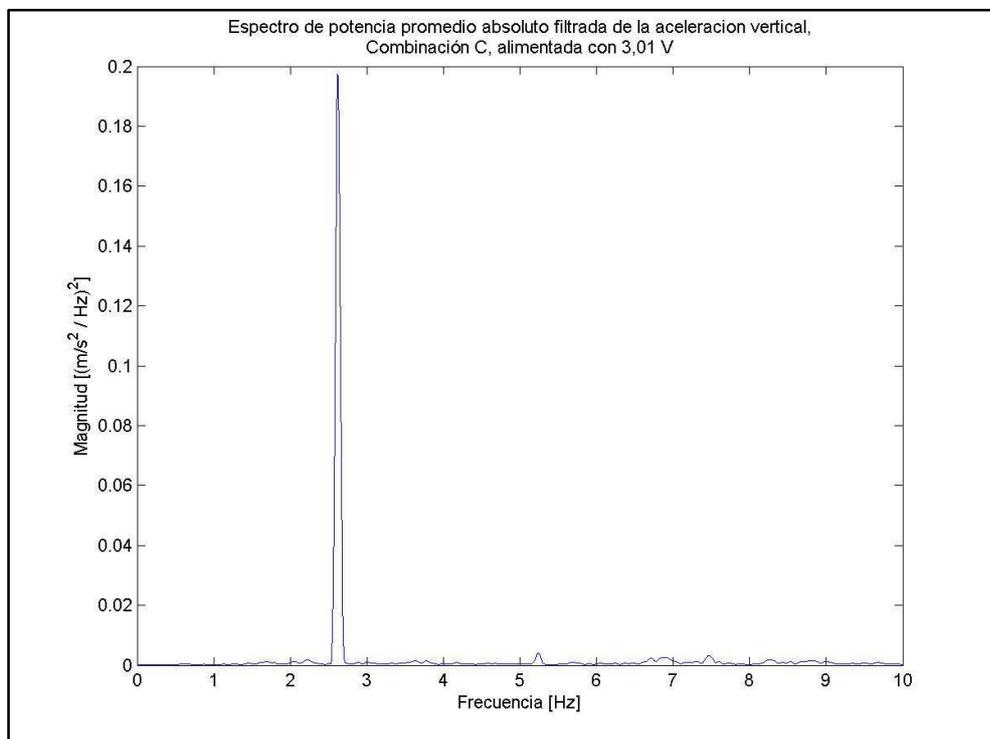
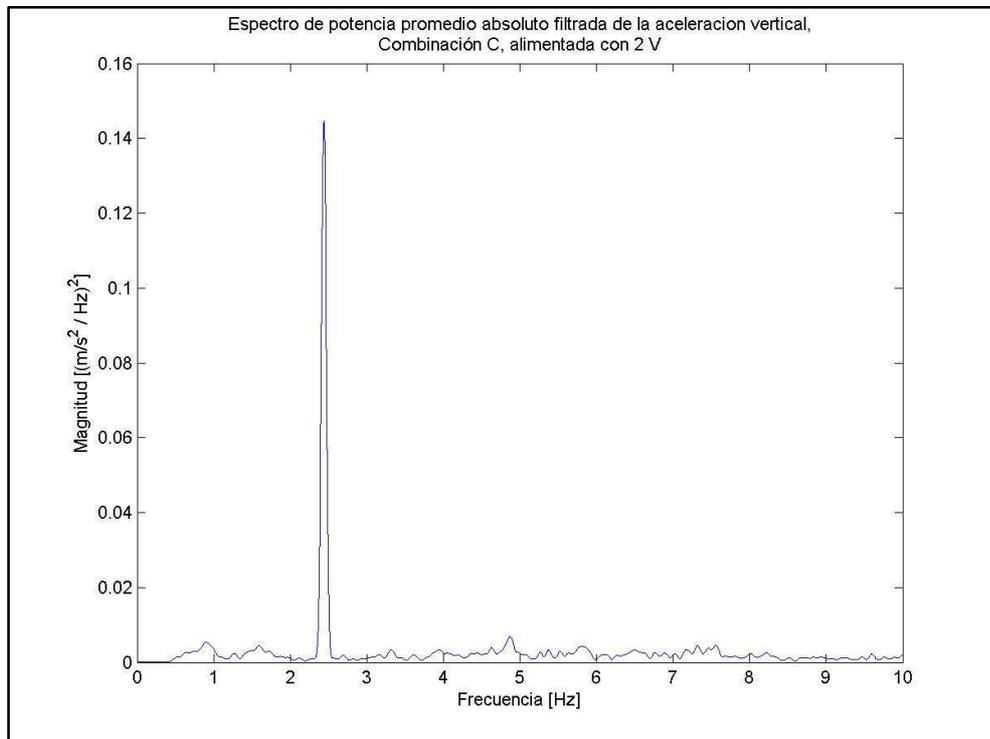


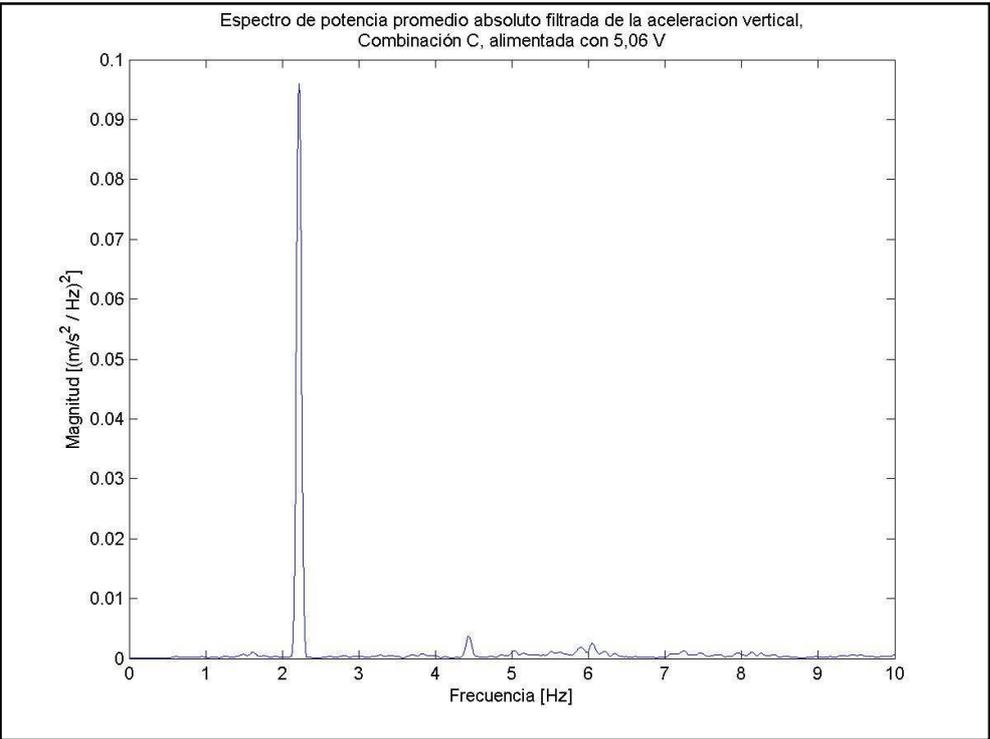
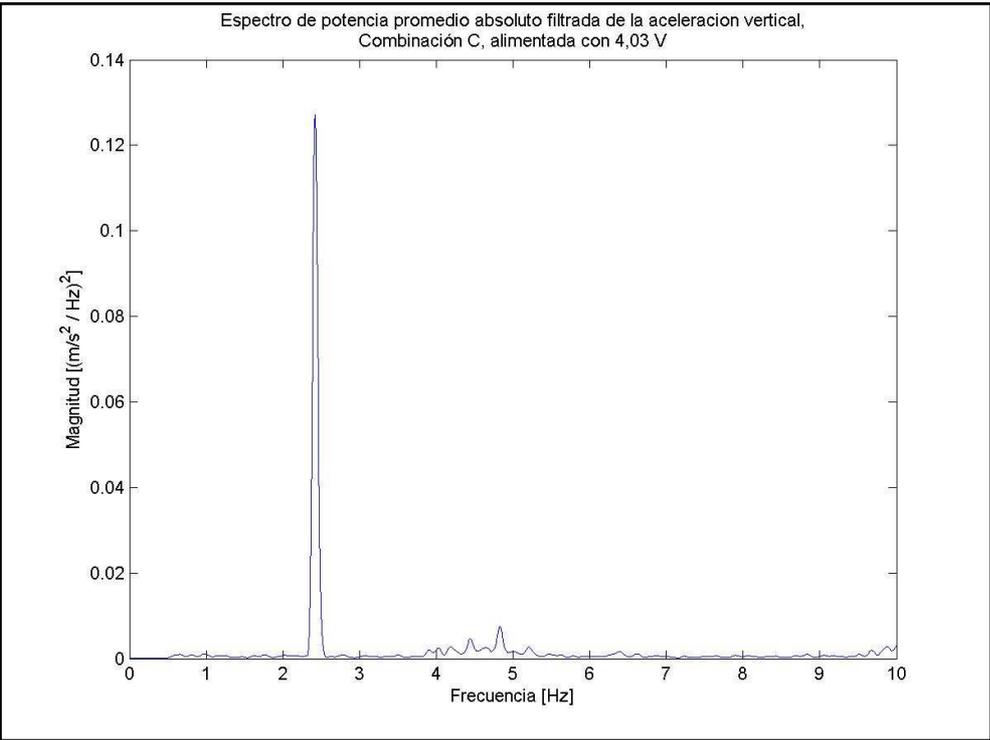


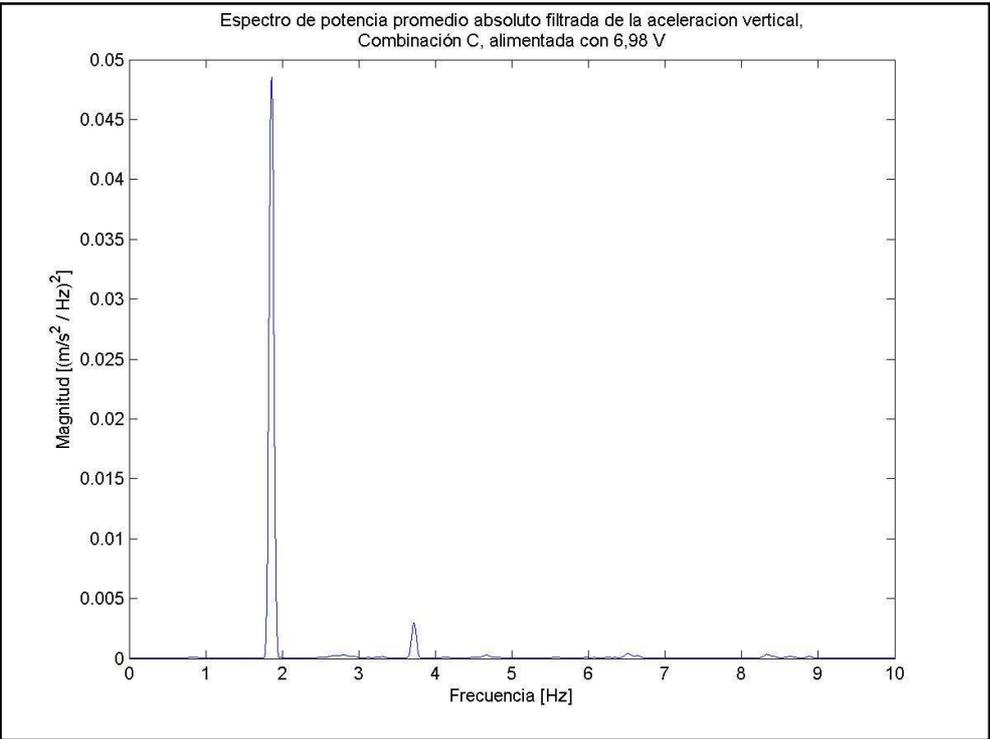
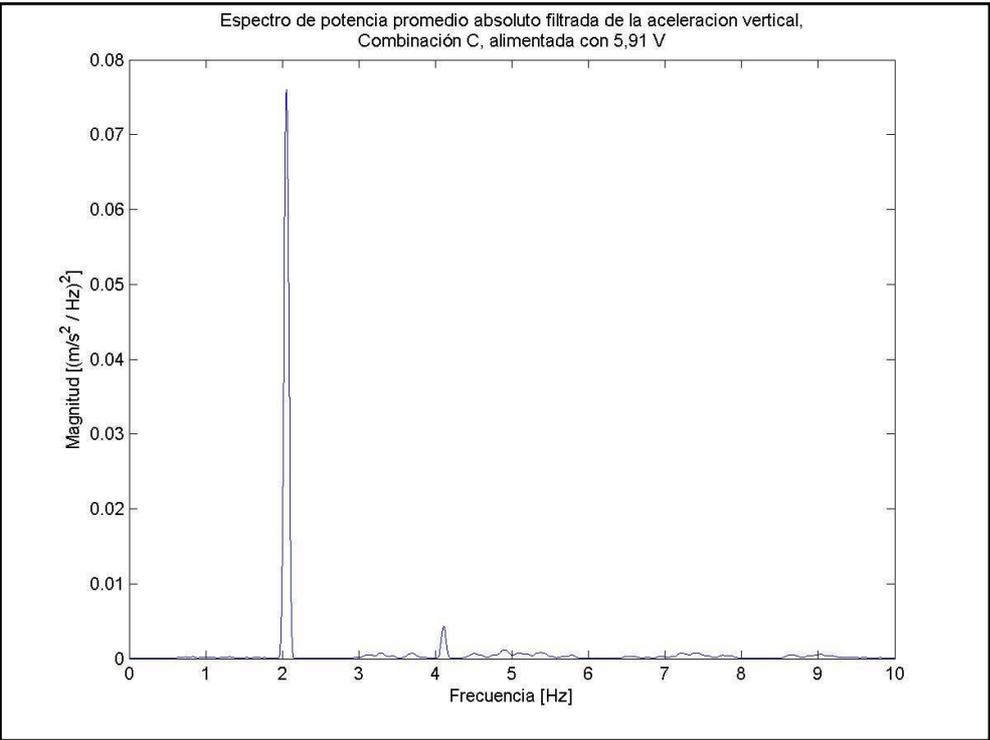


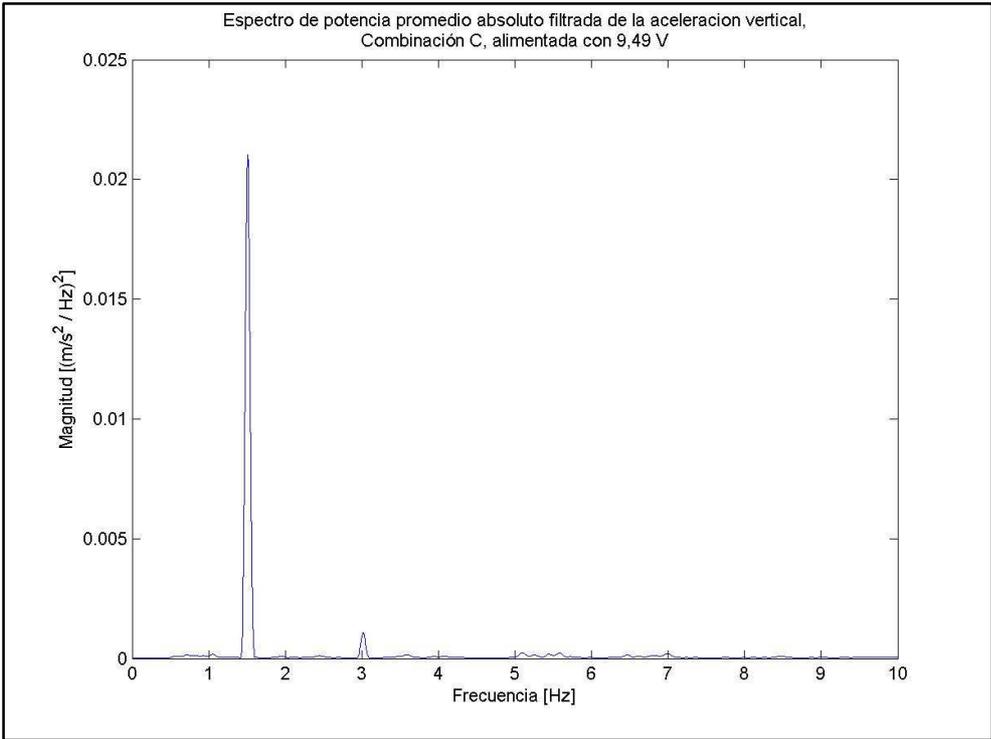
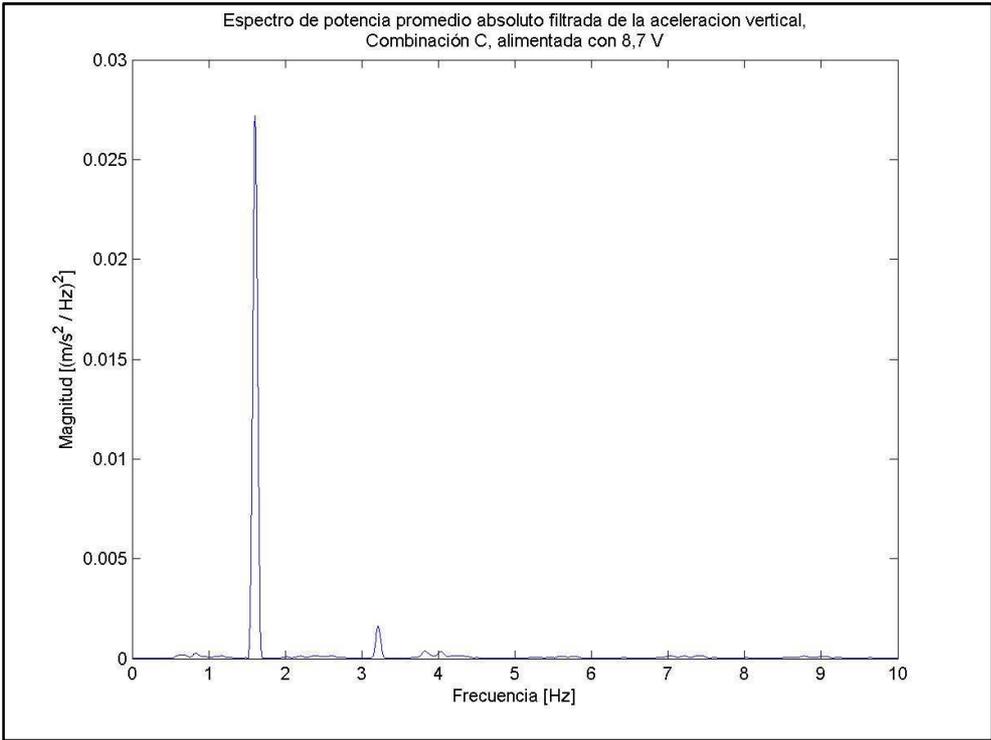


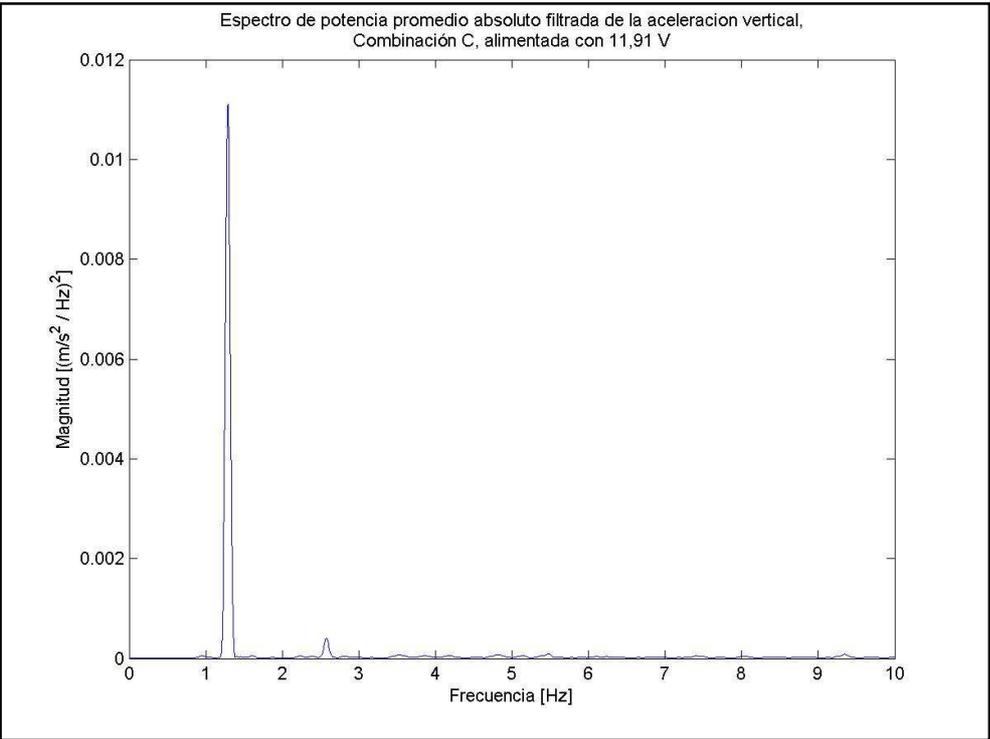
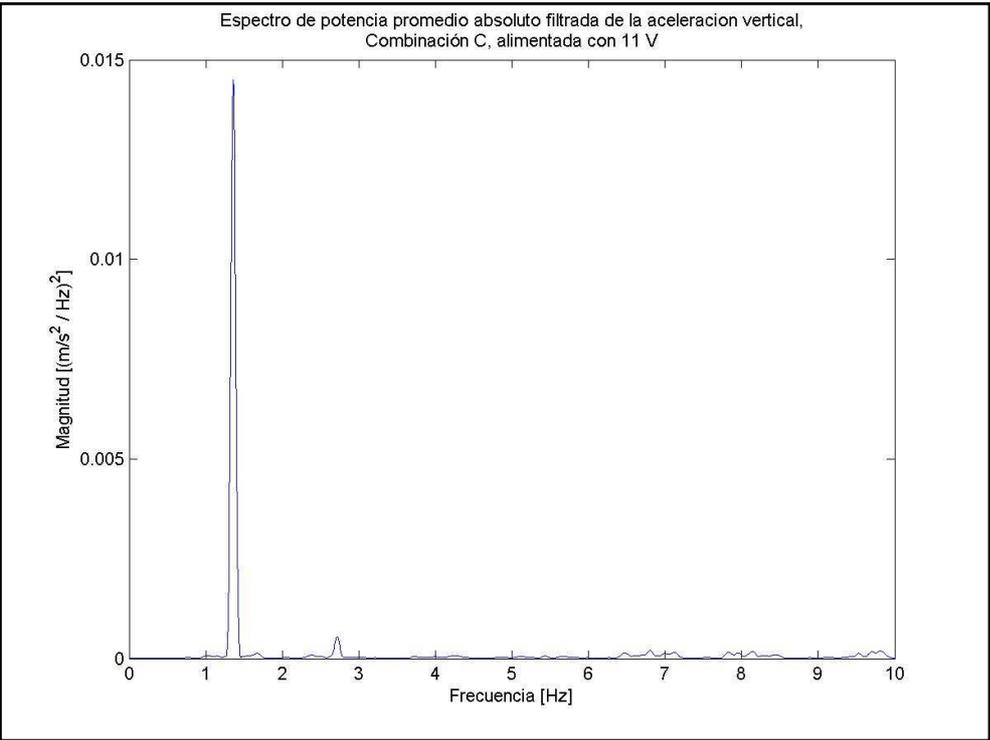
## COMBINACIÓN C

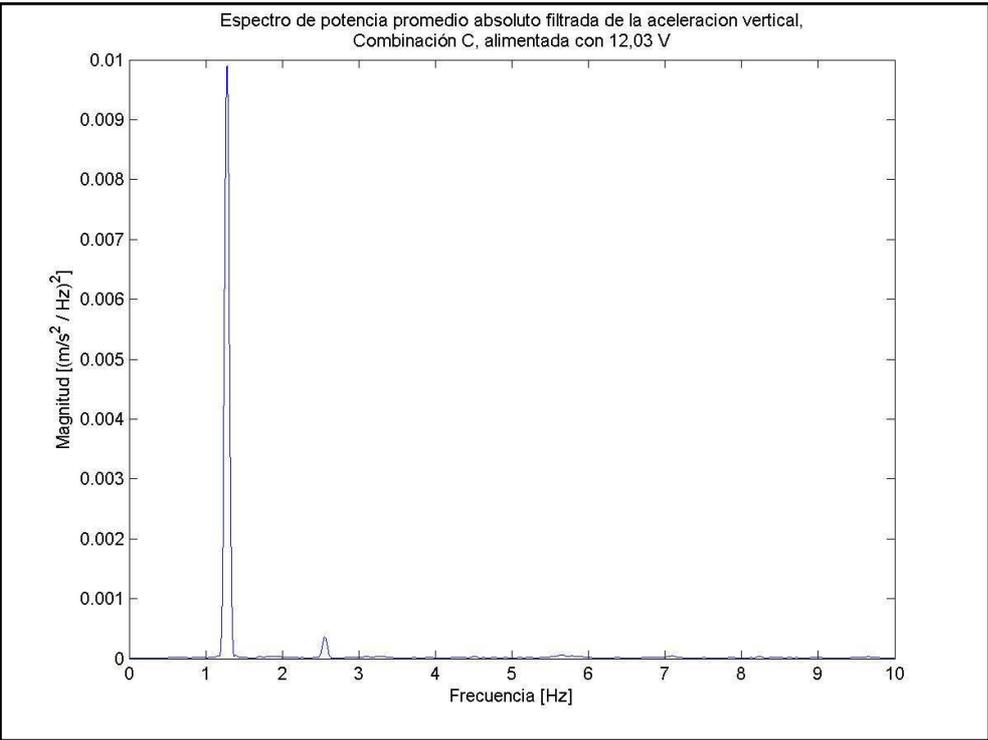








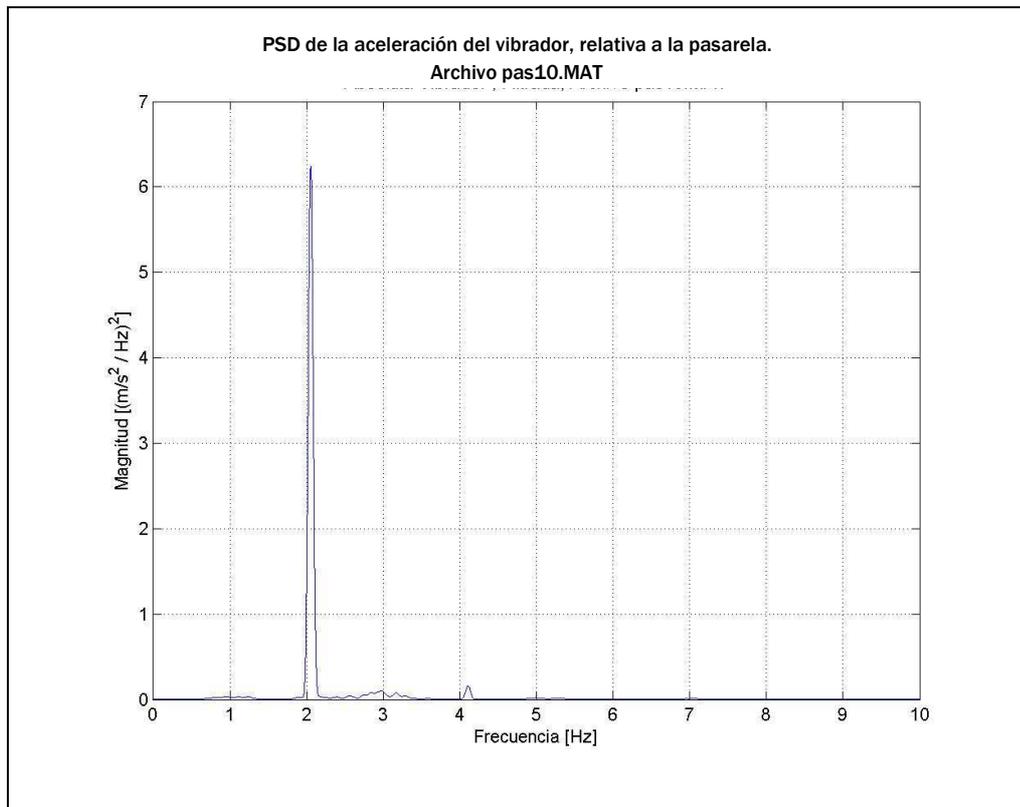


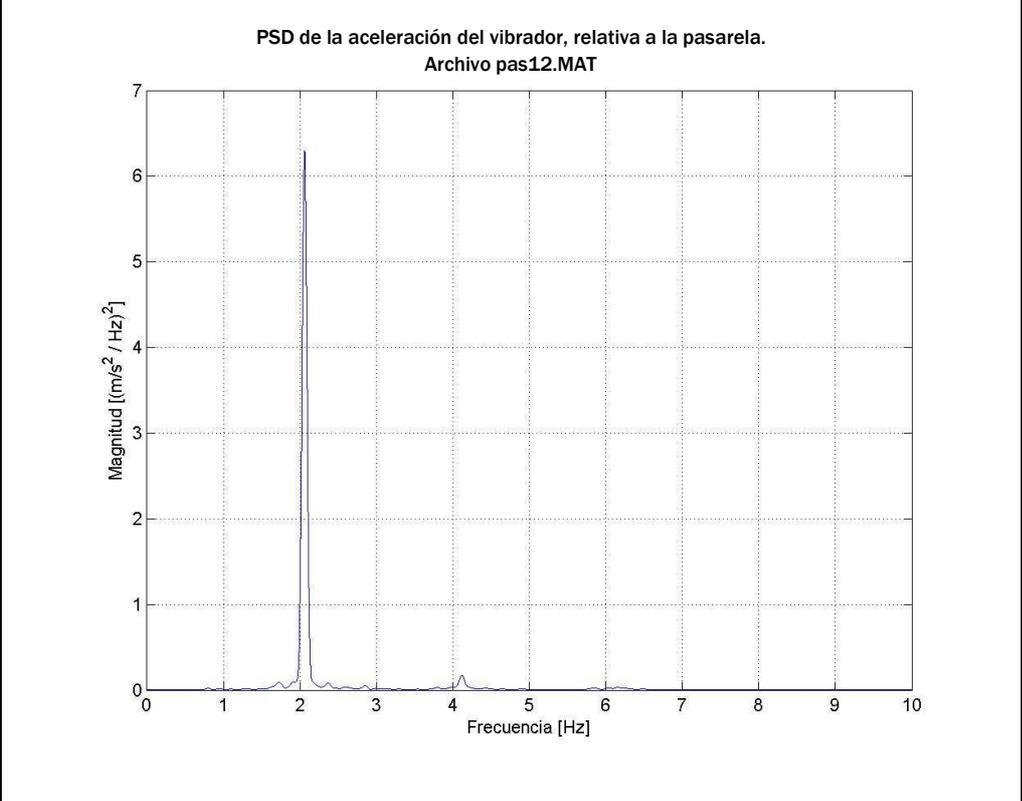
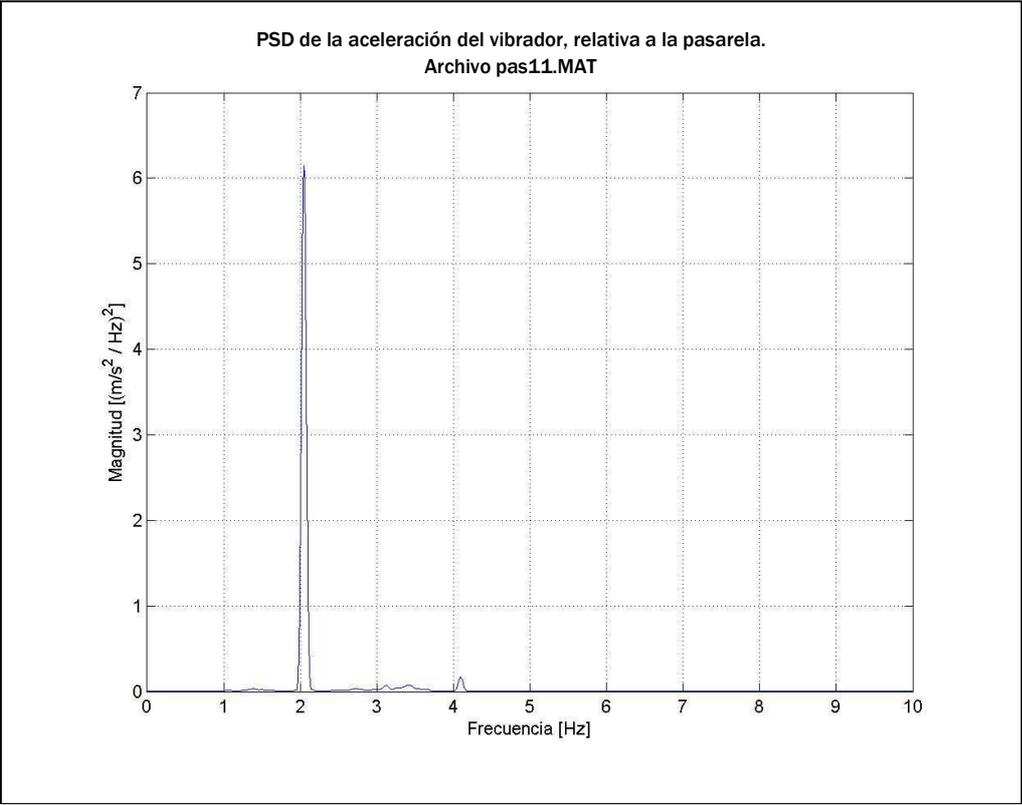


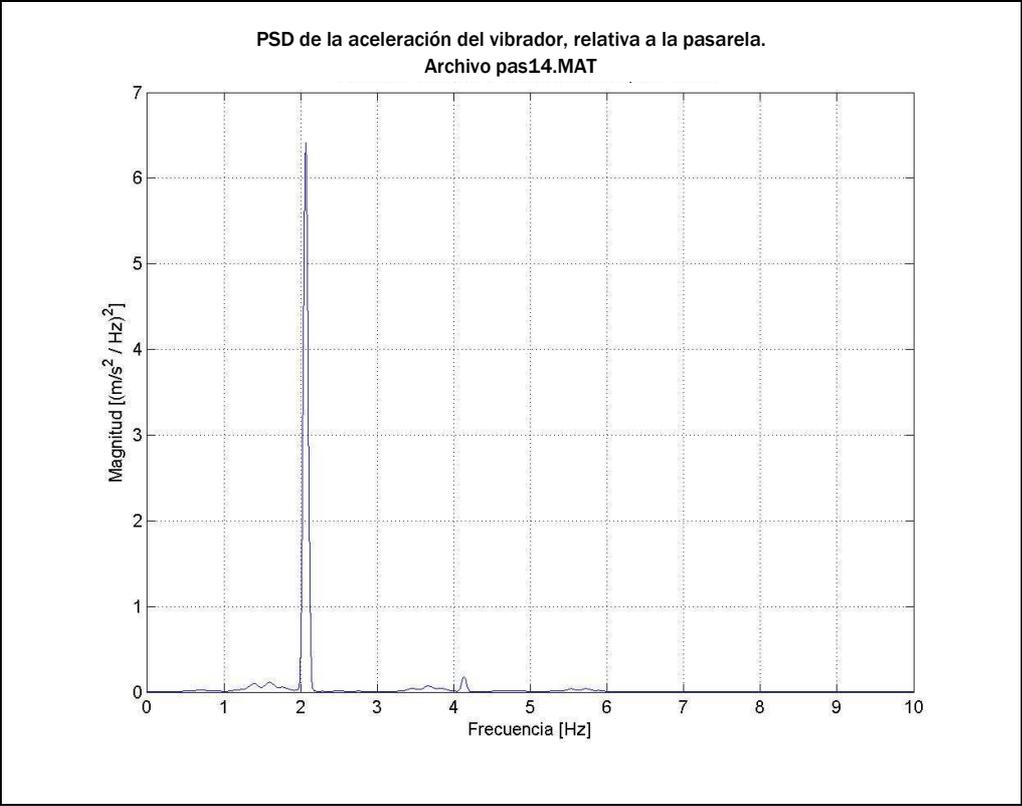
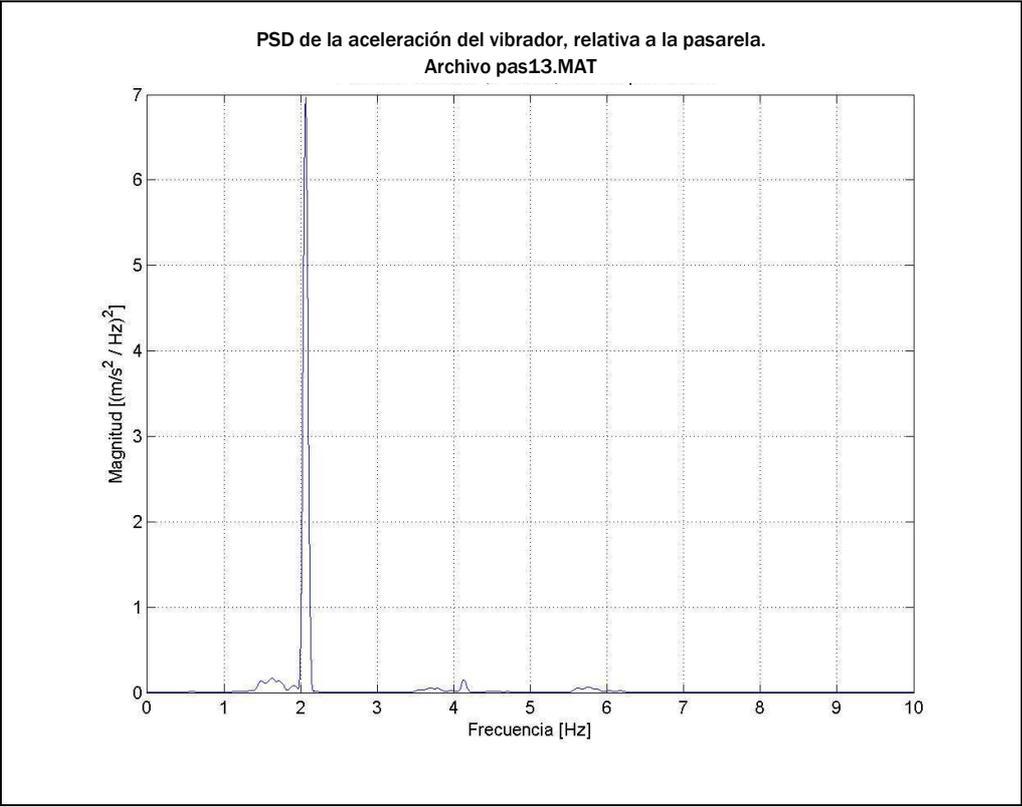
## ANEXO C

Esta sección contiene los espectros de potencia de la aceleración absoluta producida por el vibrador en las pruebas realizadas sobre la pasarela. De estos espectros se obtiene el contenido de frecuencia de la excitación para cada ensayo.

- Vibrador , Combinación C







■ Vibrador , Combinación C + Masa Adicional

