

UNIVERSIDAD PRIVADA DE TACNA
ESCUELA DE POSTGRADO
MAESTRIA EN INGENIERÍA CIVIL CON MENCIÓN EN ESTRUCTURAS



**Implementación de Mesa Vibradora Unidireccional para Simulación
Sísmica y Experimentación con Modelos Reducidos**

TESIS

Presentada por:

Ing. Diana Luz Ayllón López

Para Obtener el Grado Académico de:
MAESTRO EN INGENIERÍA CIVIL CON MENCIÓN EN ESTRUCTURAS

TACNA – PERÚ

2017

AGRADECIMIENTO

Ante todo, debo agradecer a Dios, por darme la oportunidad de permitirme realizarme profesionalmente en esta etapa de mi vida.

A la Universidad privada de Tacna por iniciar el programa de maestrías de ingeniería civil con mención en estructuras.

A mi asesor el Magister José Velázquez por sus conocimientos, su apoyo, la paciencia y el tiempo para ayudarme a realizar este proyecto de tesis.

A mi madre Luzberta López, por su infinita paciencia y apoyo incondicional en todo el proceso tanto en mi formación en esta maestría como en la ejecución de mi Tesis.

A mi padre Javier Ayllón, por su colaboración en los momentos más necesarios para poder llegar a la culminación de mis estudios.

A mi esposo Ismael, por ayudarme a mejorar día a día y ser parte importante en la realización de este proyecto de tesis.

Finalmente, a los estudiantes de ingeniería electrónica Dilam Alvarado y Jorge Deza por su apoyo en este proyecto.

DEDICATORIA

La presente tesis está dedicada a mis padres, que sin su apoyo y sus invaluable consejos no podría haber realizado la misma.

A mi esposo Ismael y a mi querido hijo Edrian, los dos motores de mi vida, por su amor, su confianza y brindarme el tiempo para realizarme profesionalmente.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

AGRADECIMIENTO	I
DEDICATORIA.....	II
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
1. EL PROBLEMA	3
1.1. PLANEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	7
1.2.1. Interrogante Principal.....	7
1.2.2. Interrogantes Secundarias	7
1.3. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	7
1.3.1. Justificación Teórica	7
1.3.2. Justificación Práctica.....	8
1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
1.4.1. Objetivo General	8
1.4.2. Objetivos Específicos.....	8
1.5. CONCEPTOS BÁSICOS	9
1.5.1. Conceptos de Dinámica Estructural.....	9

1.5.2.	Ecuación del movimiento.....	14
1.5.3.	Vibración Libre $pt = 0$	15
1.5.4.	Carga Periódica $pt = po$	16
1.5.5.	Carga Armónica $pt = posesen \omega t$	17
1.5.6.	Método de Newmark.....	20
1.5.7.	Transformada de Laplace.....	21
1.5.8.	Modelos matemáticos de los sistemas continuos.....	26
1.5.9.	Algebra de bloques.....	27
1.5.10.	Sistema Neumático.....	36
1.6.	ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	39
CAPÍTULO II		56
2. FUNDAMENTO TEORICO CIENTIFICO		56
2.1.	MODELOS REPRESENTATIVOS.....	56
2.2.	MESA VIBRADORA UNIDIRECCIONAL.....	57
2.2.1.	Análisis En El Dominio Del Tiempo Para Un Modelo De Un Grado De Libertad	58
2.2.2.	Modelado Matemático Del Sistema.....	59
2.2.3.	Diagnostico Situacional	67
CAPÍTULO III.....		68
3. MARCO METODOLÓGICO		68
3.1.	HIPÓTESIS	68
3.1.1.	Hipótesis General.....	68

3.1.2.	Hipótesis Especificas	68
3.2.	VARIABLES.....	69
3.2.1.	Variable Independiente	69
3.2.2.	Variable Dependiente.....	70
3.3.	TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	71
3.4.	DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	72
3.5.	ÁMBITO DE ESTUDIO.....	72
3.6.	TIEMPO SOCIAL DE LA INVESTIGACIÓN	72
3.7.	POBLACIÓN Y MUESTRA	72
3.8.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS	73
CAPÍTULO IV		79
4. LOS RESULTADOS		79
4.1.	DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE CAMPO	79
4.1.1.	MESA VIBRATORIA	79
4.2.	DISEÑO DE LA PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS.....	97
4.2.1.	ARDUINO	98
4.2.2.	MATLAB – SIMULINK	99
4.3.	PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS	102
4.4.	COMPROBACIÓN DE HIPÓTESIS (DISCUSIÓN)	112
CAPÍTULO V.....		115
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		115
5.1.	CONCLUSIONES.....	115

5.2. RECOMENDACIONES	117
BIBLIOGRAFÍA	118
ANEXOS 1	122
ANEXOS 2	128
ANEXOS 3	131
ANEXOS 4	135

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Figura Cinturón de Fuego del pacífico.	3
Figura 1.2 Representación de subducción que ocurre en el Perú.....	4
Figura 1.3. Representación del péndulo invertido sometido a las fuerzas del movimiento	9
Figura 1.4: Sistema de 1gdl: (a) modelo idealizado (b) diagrama de cuerpo libre	12
Figura 1.5 Representación de un pórtico de 1 GDL (Grado de Libertad)	14
Figura 1.6 Respuesta desplazamiento en vibración libre amortiguada (subcritico)...	15
Figura 1.7 Representación de una carga periódica (función escalón).....	16
Figura 1.8. Respuesta de desplazamiento de una carga periódica	16
Figura 1.9. Péndulo invertido representación de sistema de 1gdl.....	17
Figura 1.10. Representación de una carga armónica.....	18
Figura 1.11 Para frecuencias bajas se observa que cuando.....	19
Figura 1.12 Método de Newmark: Sistemas Lineales	21
Figura 1.13 Modelo de un sistema en variables de estado.....	26

Figura 1.14 Representación de un sistema SISO	27
Figura 1.15 Modelo de sistema de Matlab – Simulink	32
Figura 1.16 Sistema de control en lazo cerrado con control PID.....	35
Figura 1.17. Esquema de la válvula 5/2 y el cilindro neumático	37
Figura 1.18 Esquema de mesa vibradora con un controlador PID (Matlab / Simulink).....	43
Figura 1.19 Esquema del control propuesto.....	43
Figura 1.20 Estructura del NN en línea propuesto.	44
Figura 2.1 Representación idealizada del modelo a ensayar.....	56
Figura 2.2 (a) Esquema general de una mesa vibratoria unidireccional	57
Figura 2.3 (a) Esquema general de una mesa vibratoria unidireccional con estructura (b) Representación Idealizada	58
Figura 2.4 Representación de sistema equivalente de la mesa vibratoria vacía.....	59
Figura 2.5 Diagrama de cuerpo de libre de la plataforma para un instante t.	60

Figura 2.6 Transmisibilidad de desplazamientos en función de la razón de frecuencias.....	64
Figura 2.7 Transmisibilidad de fuerzas en función de la razón de frecuencias	66
Figura 3.1 Diagrama de bloques de la respuesta acoplada para el sistema de 1 grado de libertad.....	75
Figura 3.2 Respuesta en el tiempo de vibración libre el sistema de 1 grado de libertad.....	75
Figura 3.3 tarjeta arduino mega 2560	76
Figura 3.4 tarjeta arduino uno R3	77
Figura 3.5 Las 3 direcciones de los ejes del acelerómetro M6050	78
Figura 4.1 Vista de planta de la plataforma de Acero A – 36.....	80
Figura 4.2 Dimensiones del rodamiento lineal utilizado	81
Figura 4.3. Rodamiento lineal de aluminio de 8 mm.....	82
Figura 4.4 Guía lineal de acero inoxidable de 500 mm	83
Figura 4.5 Vista en planta de los 2 rodamientos y 1 corredera.....	83

Figura 4.6. Vista de perfil de los rodamientos y las correderas lineales	84
Figura 4.7. Vista de planta de la Mesa de cimentación.....	84
Figura 4.8 Vista de planta inferior de la mesa de cimentación ya terminada	85
Figura 4.9. Vista Frontal del cilindro neumático	86
Figura 4.10. Dibujo interno en CAD del cilindro neumático.....	86
Figura 4.11 Esquemmatización y partes del cilindro neumático	86
Figura 4.12 Dimensionamiento del cilindro neumático (cilindro MIC20x50SCAG)87	
Figura 4.13. Vista frontal de la Válvula solenoide.....	88
Figura 4.14. Imagen 3D interna de la válvula solenoide serie 4V100	89
Figura 4.15 Dimensionamiento de la válvula solenoide serie 4V100.....	89
Figura 4.16 Compresora de aire pitbull de 2 Hp.....	91
Figura 4.17 Relay Solido Omron 5v 240v 2 Canales utilizado en la mesa unidireccional.....	92
Figura 4.18 Conexión del Relay, la tarjeta arduino y potenciómetro	92
Figura 4.19 Diagrama de Conexión del equipo que comanda la señal de ingreso.....	93

Figura 4.20. Diagrama de conexionado entre el acelerómetro MPU6050 y Arduino mega	94
Figura 4.21. fotografía de las varillas roscadas de 3/8”	95
Figura 4.22. Masa de modelo a ensayar de masa 0.34 kg	95
Figura 4.23 Colocación de los acelerómetros en la propuesta final a ensayar.....	96
Figura 4.24 Colocación de los acelerómetros en la propuesta final a ensayar.....	96
Figura 4.25. Plataforma de programación arduino para la calibración	98
Figura 4.26. Calibración del acelerómetro mediante el programa arduino	98
Figura 4.27. diagrama de bloques de la señal de comando al arduino uno.....	99
Figura 4.28. Programa en Simulink de recopilación de datos del acelerómetro de la plataforma	100
Figura 4.29. Programa en Simulink de recopilación de datos del acelerómetro de la plataforma	100
Figura 4.30. Señal del acelerómetro de la mesa en Simulink	101
Figura 4.31. Señal del acelerómetro del modelo y su respuesta en vibración libre	101

Figura 4.32. Señal de entrada que comanda la mesa vibratoria unidireccional	103
Figura 4.33. Programación en Simulink para el comando de las Frecuencias.....	103
Figura 4.34. Modelo ensayado de masa $m=0.34$ kg conectado con el acelerómetro	104
Figura 4.35. Señal de la mesa y el modelo ensayado prueba 01	106
Figura 4.36. Comparación de aceleraciones de la plataforma y el modelo ensayado prueba 01	106
Figura 4.37. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 01	107
Figura 4.38. Comparación de las aceleraciones obtenidas en el ensayo Prueba 02.	108
Figura 4.39. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 02	109
Figura 4.40. Comparación de las aceleraciones obtenidas en el ensayo Prueba 03.	110
Figura 4.41. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 03	111
Figura 4.42. Señal del acelerómetro del modelo y su respuesta en vibración libre .	112

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Terrenos en el Perú ocurridos en el siglo XXI.....	5
Tabla 2 Tipos de excitaciones dinámicas.....	10
Tabla 3 Transformadas de Laplace más usadas	25
Tabla 4. Reglas Del Algebra De Bloques	29
Tabla 5. Escala de lectura del acelerómetro MPU 6050	78
Tabla 6 Características del cilindro neumático	87
Tabla 7 Características de la válvula solenoide serie 4V100.....	90
Tabla 8 Parámetros de la esa vibratoria	93

RESUMEN

El cinturón de fuego del Pacífico es una de las zonas más destructivas del planeta. Más de 40 mil kilómetros de perímetro lo conforman las costas de varios países, entre ellos está: el Perú.

Una manera de prevención son los ensayos de Laboratorio de Mesas Vibradoras, cuyo sistema le permite simular movimientos sísmicos de distintas características, con el fin de conocer y analizar la respuesta del sistema.

Es así que, el presente trabajo experimental tiene como objetivo principal, permitir el análisis del comportamiento de modelos representativos, con la ayuda de una mesa vibratoria unidireccional.

Planteando realizar una propuesta tentativa de mesa vibradora, que ayude en la formación de ingenieros y profesionales afines. Construyendo este equipo, se experimentará en tiempo real la respuesta del sistema, ayudando a tener un conocimiento más sólido de lo teórico.

La propuesta se realizó con ayuda del programa Matlab, la señal de comando con comunicación de la tarjeta arduino, recopilación de resultados mediante el acelerómetro M6050 y la comparación con el método de Newmark.

Los resultados alcanzados con la culminación de la construcción del simulador, permitió analizar la respuesta de aceleración de la mesa vibradora y el sistema de 1 GDL, comparándolo con un análisis del método de Newmark, los cuales fueron aproximados.

Se concluye que la mesa vibradora, es capaz de ensayar modelos reducidos, obteniendo una herramienta útil que ayude a tener una clase didáctica, como fue el modelo ensayado de vibración libre.

INTRODUCCIÓN

El Perú se encuentra en una zona altamente sísmica debido a los movimientos de las placas de Nazca y la sub americana, que libera gran cantidad de energía y generan frecuentemente los sismos y terremotos.

Los sismos causan daños a las estructuras y pérdidas de vidas en la población, actualmente no se cuentan con muchas mesas vibratoras para la ayuda del docente lo que con lleva a realizar la fabricación de este prototipo de mesa a escala reducida, que puede mejorar la comprensión de los cursos de la dinámica de estructuras y diseño sismorresistente de manera didáctica.

El trabajo está organizado de la siguiente manera:

Capítulo uno: se plantea el problema donde se expone por qué debemos tener presente que nos encontramos en el anillo o el cinturón de fuego del Pacífico que es una de las zonas más destructivas del planeta.

Capítulo dos: Exponemos la base teórica para la implementación de la mesa vibradora en esta aplicamos el diseño dinámico de estructuras para estructuras de 2

grados de libertad como es nuestra mesa vibradora en este estudio lo implementamos con la transformada de Laplace para obtener finalmente la función de transferencia. Se realiza la descripción del estado situacional del equipo.

Los equipos utilizados para realizar la interpretación de resultados en este también se realiza el desarrollo de la función de transferencia de la mesa vibradora

Capítulo tres: Se explica el marco metodológico de la tesis como también los materiales utilizados tanto físicos como programas de computador.

Capítulo cuatro: se describe los elementos de la mesa vibratoria unidireccional y el trabajo de campo realizado en la construcción y en la colocación del modelo.

Se plantea el diagrama de bloques mediante el software simulink y se realizan los ensayos e interpretación de resultados en el mismo, mediante los datos obtenidos por los acelerómetros de la mesa vibradora como el modelo ensayado.

Capítulo cinco: Se describen las conclusiones y recomendaciones obtenidas en los ensayos, y las mejoras a considerar en la fabricación de la mesa vibratoria.

La litosfera de la Tierra (que incluye la corteza) está dividida en grandes losas o secciones de unos 80 kilómetros de espesor conocidas como placas; las cuales encajan entre sí pero no están completamente unidas; estas se mueven y por ende el resultado de procesos internos del planeta que suceden a miles de kilómetros por debajo de la superficie terrestre. Figura 1.2.



Figura 1.2 Representación de subducción que ocurre en el Perú.

Fuente: lahora.com.ec

Mientras estas losas se mueven encima del manto (la capa intermedia de la que se conforma la Tierra), tienden a chocar y separarse entre sí, y a veces desplazarse unas debajo de otras. La región sur oeste del Perú se encuentra en la zona de subducción de tipo andino que están conformada por las placas de Nazca y

Sudamericana; en este caso la placa oceánica se subduce bajo la continental, produciendo así los diversos movimientos sísmicos en nuestro país. Tabla 1.

Tabla 1: Terrenos en el Perú ocurridos en el siglo XXI

FECHA	UBICACIÓN	MAGNITUD	MUERTOS
23/06/2001	Cerca de la costa del Perú	8.4	138
07/07/2001	Cerca de la costa del Perú	7.6	1
26/09/2005	Norte del Perú	7.5	5
20/10/2006	Cerca de la Costa Central peruana	6.7	-
15/08/2007	Ica, Perú	8.0	595

Por lo expuesto anteriormente se hace necesario comprender el efecto que tienen los sismos en las estructuras para esto se propone realizar los ensayos en una mesa vibradora cuyo sistema le permite simular movimientos sísmicos, con fines académicos, para comprender mejor el efecto dinámico y la incidencia de la respuesta experimental de modelos estructurales simples, construyéndolos o implementándolos a escala reducida.

Para realizar una simulación, es necesario el modelo didáctico que se pretende ensayar, de manera que se instalen sobre de la plataforma. “hay que cumplir con ciertas leyes de similitud, y finalmente tener la seguridad de que la respuesta del modelo que estoy ensayando va a ser representativa del prototipo que quiero investigar”.

Además, se ensayarán el modelo en diferentes posiciones; para medir la respuesta en términos de desplazamiento y aceleraciones.

El estado experimental en simular sismos tiene impacto ayudando a complementar al Diseño y Construcción de Estructuras, generando modificaciones gracias a los resultados arrojados por los protocolos de investigación que en ella se realizan.

“Estamos viviendo en una zona altamente sísmica los sismos se van a cesar, ni nosotros no nos vamos a ir de aquí. Entonces hay que construir con lo necesario para minimizar los daños y aminorar los problemas que pudieran ocurrir por un sismo. Ninguna estructura va a estar exenta de fisuras, pero el objetivo es que no sufra deterioros de consideración”.

La elaboración del modelamiento y simulación de una mesa vibradora unidireccional, tiene como objetivo comprender el problema dinámico y apoyar en la enseñanza. De esta manera, se puede interpretar los movimientos horizontales en la base para observar en tiempo real las respuestas de modelos didácticos.

Es por ello la necesidad de la elaboración de un simulador ubicado en la ciudad de Tacna, que tendrá el objetivo de mejorar la práctica experimentales docentes, de los temas estudiados en cursos como Dinámica de Estructuras y Diseño Sismorresistente.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1. Interrogante Principal

¿La mesa vibratoria sísmico unidireccional permitirá analizar el comportamiento de modelos reducidos en Tacna 2017?

1.2.2. Interrogantes Secundarias

- A. ¿Qué tipo de ensayo se realizará con ayuda de la fabricación de la mesa vibratoria unidireccional?
- B. ¿Qué instrumentos específico se usarán para la medición de la respuesta del modelo reducidos a ensayar?

1.3. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1. Justificación Teórica

La presente investigación se justifica por las siguientes razones:

Se realiza con el propósito de aportar al conocimiento existente sobre el uso de mesas vibratoras unidireccionales, como un instrumento de evaluación y experimentación.

1.3.2. Justificación Práctica

- A. Esta investigación se realiza por la necesidad de mejorar el nivel de los estudiantes en conocimientos de dinámica de estructuras e ingeniería simorresistente, por medio de una mesa vibradora unidireccional.

- B. Además, permitirá abrir líneas de investigación con la ayuda de la mesa vibradora unidireccional ya implementada, probando diversos ensayos y temas teóricos que se lleven a la práctica para demostraciones, como son los ensayos de vibración libre, resonancia estructural, cálculo de cortante en la base, entre otros.

1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1. Objetivo General

Implementar la mesa vibradora de simulación sísmica unidireccional para analizar la respuesta del comportamiento estructural con modelos reducidos.

1.4.2. Objetivos Específicos

- A. Obtener ensayos que se realizaran con ayuda de la mesa vibratoria unidireccional.

- B. Medir la respuesta en términos de aceleración mediante un sensor (acelerómetro) en el modelo didáctico.

1.5. CONCEPTOS BÁSICOS

1.5.1. Conceptos de Dinámica Estructural

Para el mejor entendimiento del estudio realizado se presenta algunos conceptos fundamentales sobre la dinámica estructural, mostrando los diferentes tipos de excitaciones dinámicas y el sistema de 1 grado de libertad.

Las estructuras que están sometidas a cargas que varían con el tiempo, se considera como un sistema dinámico [Villarreal, 2009].

Decimos que una acción tiene un carácter dinámico si varía con el tiempo y da origen a las fuerzas de inercia, amortiguamiento y fuerzas restitutivas en las estructuras como en la Figura 1.3.

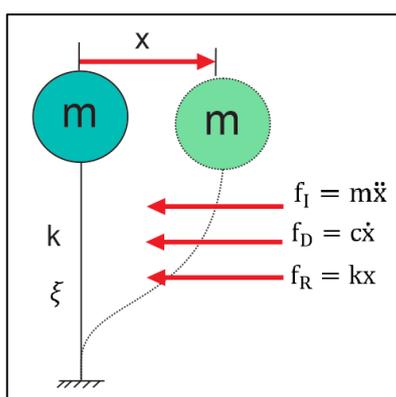


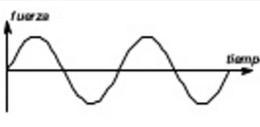
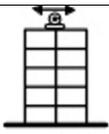
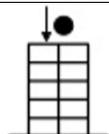
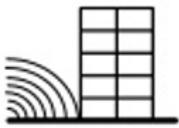
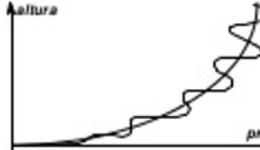
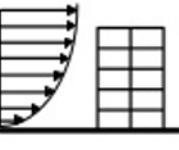
Figura 1.3. Representación del péndulo invertido sometido a las fuerzas del movimiento

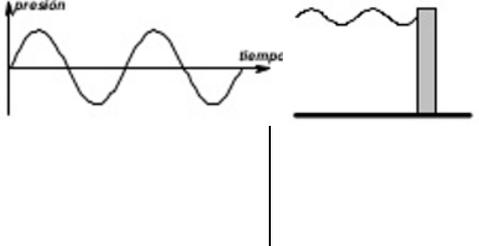
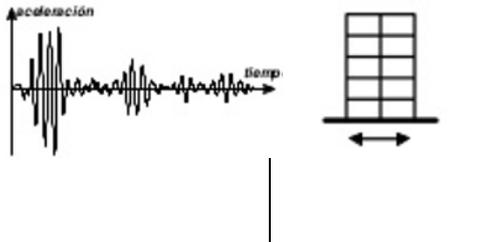
Fuente: Elaboración propia

1.5.1.1. Tipo de Excitaciones Dinámicas

Toda estructura se ve afectada numerosas veces durante su vida por efectos dinámicos que van desde magnitudes despreciables, hasta efectos que pueden poner en peligro su estabilidad. Dentro de los tipos de excitación dinámica que puede afectar una estructura, o elemento estructural, como se muestra en la siguiente Tabla 2.

Tabla 2 Tipos de excitaciones dinámicas

<p>Causada por equipos mecánicos</p> <p>En este grupo están los efectos causados por maquinarias y equipos que tengan componentes que roten o se desplacen periódicamente.</p>		
<p>Causados por impacto</p> <p>El hecho de que una masa sufra una colisión con otra, induce una fuerza impulsiva aplicada sobre las dos masas, la cual induce vibraciones.</p>		
<p>Causado por explosiones</p> <p>Una explosión produce ondas de presión en el aire, o movimientos del terreno. Ambos efectos afectan estructuras localizadas cerca del lugar de la explosión.</p>		
<p>Causado por el viento</p> <p>La intensidad de las presiones que ejercen el viento sobre las estructuras varían en el tiempo. Esto induce efectos vibratorios sobre ellas.</p>		

<p style="text-align: center;">Causado por olas</p> <p>En la estructuras hidráulicas las olas inducen efectos dinámicos correspondientes a las variaciones del empuje hidráulico sobre ellas.</p>	 <p>The diagram consists of two parts. On the left, a graph plots 'presión' (pressure) on the vertical axis against 'tiempo' (time) on the horizontal axis, showing a smooth sinusoidal wave. On the right, a vertical rectangular structure is shown on a horizontal base, with wavy lines representing water surface oscillations around it.</p>
<p style="text-align: center;">Causado por sismos</p> <p>El efecto sobre las estructuras de los movimientos del terreno producidos por la ocurrencia de un sismo conduce a vibraciones importantes de la estructura.</p>	 <p>The diagram consists of two parts. On the left, a graph plots 'aceleración' (acceleration) on the vertical axis against 'tiempo' (time) on the horizontal axis, showing a complex, irregular seismic waveform. On the right, a multi-story building is shown on a horizontal base, with a double-headed arrow below it indicating horizontal vibration.</p>

Fuente: [García, 1998]

1.5.1.2. Grados de libertad

El grado de libertad es definido como el número de desplazamientos independientes requerido para definir posiciones desplazadas de todas las masas relativas sus posiciones originales.

1.5.1.3. Sistema de un grado de libertad

Un sistema de linealidad elástica estructural o mecánica es normalmente definido a través de sus propiedades físicas esenciales de masa del sistema, propiedades elásticas y amortiguamiento. Los sistemas con un grado de libertad pueden ser representados convenientemente por el modelo matemático que aparece en la Figura 1.4 usualmente idealizado en la literatura [Chopra, 2014], [Clough & Penzien, 1995], [Paz, 1992] para un sistema con 1 GDL, conocido también por oscilador de 1GDL. Este

modelo está definido por la masa del cuerpo representada por m , la rigidez del cuerpo representada por k y por el amortiguamiento del cuerpo representado por c , con un desplazamiento $u(t)$ debido a una fuerza exterior $f(t)$. Este tipo de esquema presenta un diagrama de cuerpo libre (Figura 1.4 (b)), que establece el equilibrio de las fuerzas asociadas al modelo.

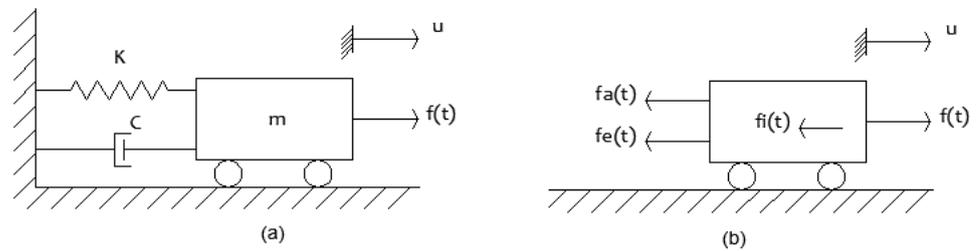


Figura 1.4: Sistema de 1gdl: (a) modelo idealizado (b) diagrama de cuerpo libre

Fuente: Elaboración propia

A partir de la Figura 1.4 (b) se puede verificar que el equilibrio de las fuerzas actuantes en el sistema está dado por:

$$\text{Ecuación 1.1} \quad f_I(t) + f_A(t) + f_E(t) = f(t)$$

Siendo $f_I(t)$ la fuerza de inercia del sistema, $f_A(t)$ fuerza de amortiguamiento del sistema y $f_E(t)$ la fuerza elástica del sistema.

1.5.1.4. Propiedades de la Dinámica De Estructuras

- Razón de amortiguamiento

Ecuación 1.2
$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n}$$

- Frecuencia circular natural

Ecuación 1.3
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

- Periodo natural de vibración

Ecuación 1.4
$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n}$$

- Frecuencia natural

Ecuación 1.5
$$f_n = \frac{1}{T_n}$$

- Frecuencia circular amortiguada

Ecuación 1.6
$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

- Periodo natural amortiguado

Ecuación 1.7
$$T_D = \frac{2\pi}{\omega_D} = \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}} = \frac{T_n}{\sqrt{1 - \xi^2}}$$

y ϕ dependerán de las condiciones iniciales (c.i.) del problema en vibración libre

Donde se dice que si $\xi < 1$, se puede considerar que las frecuencias $\omega_D = \omega_n$

1.5.2. Ecuación del movimiento

La ecuación del movimiento de un Oscilador visco elástico de 1 grado de libertad es:

$$\text{Ecuación 1.8} \quad m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = p(t)$$

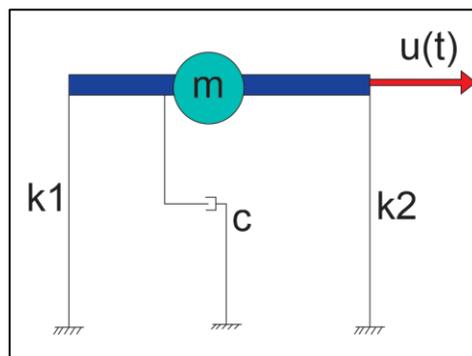


Figura 1.5 Representación de un pórtico de 1 GDL (Grado de Libertad)

Fuente: elaboración propia

Donde:

- $p(t)$ = carga dinámica
- m = masa del sistema
- c = coeficiente de amortiguamiento
- k = coeficiente de rigidez

Los métodos para resolver la ecuación número (1) son:

- Métodos clásicos para la solución de ecuaciones diferenciales
- Métodos de integración numérica basados en la integral de Duhamel
- Análisis en el dominio de la frecuencia o Laplace

1.5.3. Vibración Libre $p(t) = 0$

La respuesta de desplazamiento es $u(t) = C e^{-\xi \omega_n t} \cdot \cos(\omega_D t - \phi)$

Es decir, para estructuras que tienen amortiguamiento pequeño la respuesta de desplazamiento sigue la siguiente función; que es una función armónica con un decaimiento exponencial, con un amortiguamiento menos a 1 ($\xi < 1$)

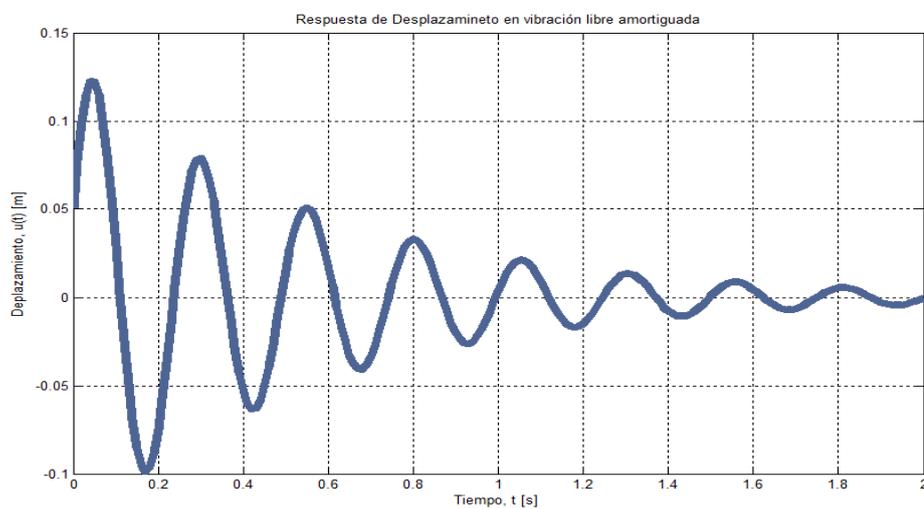


Figura 1.6 Respuesta desplazamiento en vibración libre amortiguada
(subcrítico)

Fuente: elaboración propia

1.5.4. Carga Periódica $p(t) = p_o$

Una función periódica es aquella en la su posición T_o se repite indefinidamente. Figura 1.7. Muchas fuerzas son periódicas o casi periódicas. Bajo ciertas condiciones, las fuerzas de Eliseo de un barco, la fuerza de la ola en la plataforma marina y las fuerzas del viento inducidas por vórtices en estructuras altas y esbeltas son casi periódicas. [Chopra, 2014].

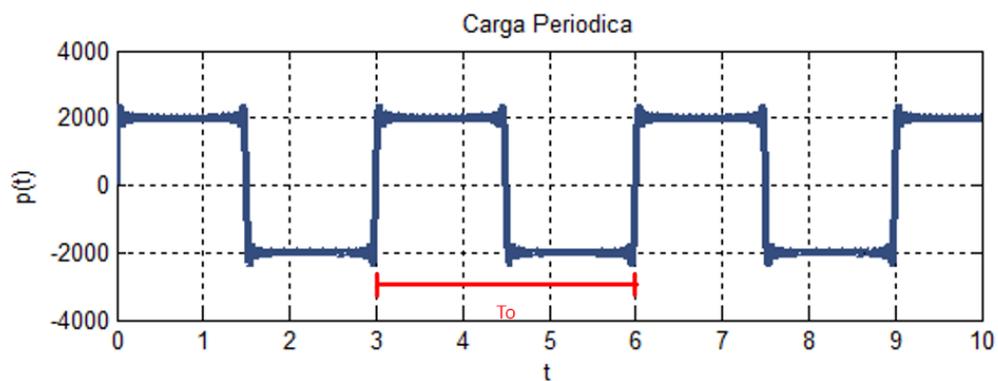


Figura 1.7 Representación de una carga periódica (función escalón)

Fuente: elaboración propia

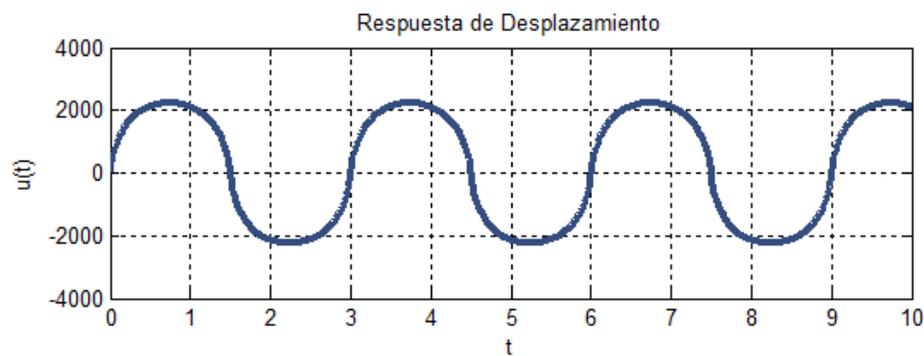


Figura 1.8. Respuesta de desplazamiento de una carga periódica

Fuente: elaboración propia

1.5.5. Carga Armónica $p(t) = p_0 \text{sen } \omega t$

La carga $p(t)$ vs. T (periodo) varia como una función sinusoidal, como amplitud constante es una situación de carga forzada y que se parece a lo que hace el terremoto.

Estudiamos carga armónica en principio porque es el ideal de las acciones vibratorias, donde la acción tiene una amplitud constante y tiene un periodo de excitación que llamamos $T = \frac{2\pi}{\omega}$

Primer caso de acción dinámica que estudiamos para entender por qué aplicamos vibraciones forzadas a OV1GDL.

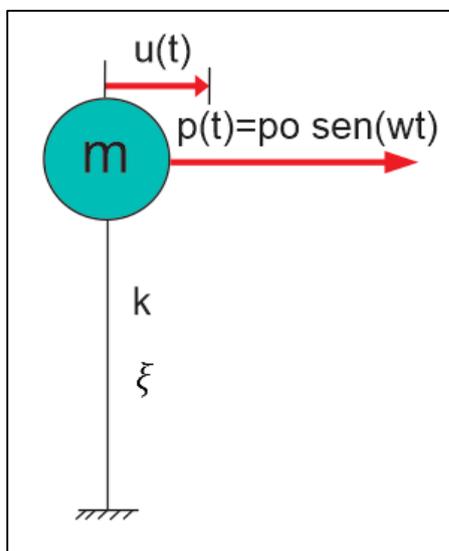


Figura 1.9. Péndulo invertido representación de sistema de 1gdl.

Fuente: elaboración propia

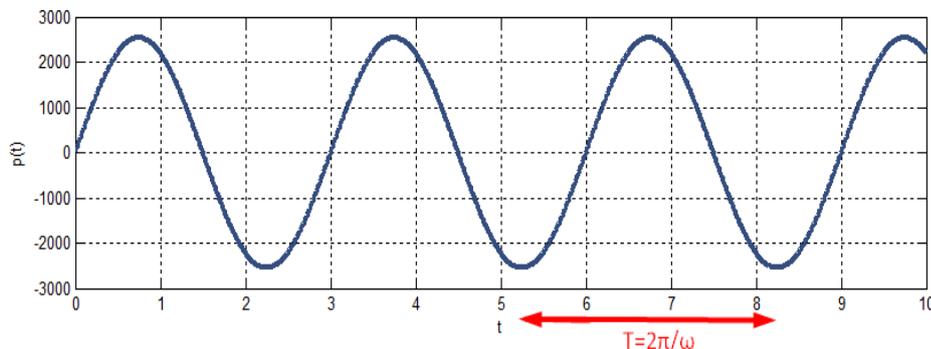


Figura 1.10. Representación de una carga armónica

Fuente: elaboración propia

Donde:

- p_o = amplitud de la carga armónica
- ω = frecuencia excitadora
- ξ = razón de amortiguamiento

La respuesta en general del desplazamiento viene dada por la siguiente expresión: (de respuesta de régimen)

$$u(t) = \mu_{est} R_d \text{sen}(\omega t - \phi)$$

Donde:

- Desplazamiento estático

$$\mu_{est} = \frac{p_o}{k}$$

- Factor de respuesta de desplazamiento:

$$R_d: \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}}$$

Relación de frecuencias: $\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$

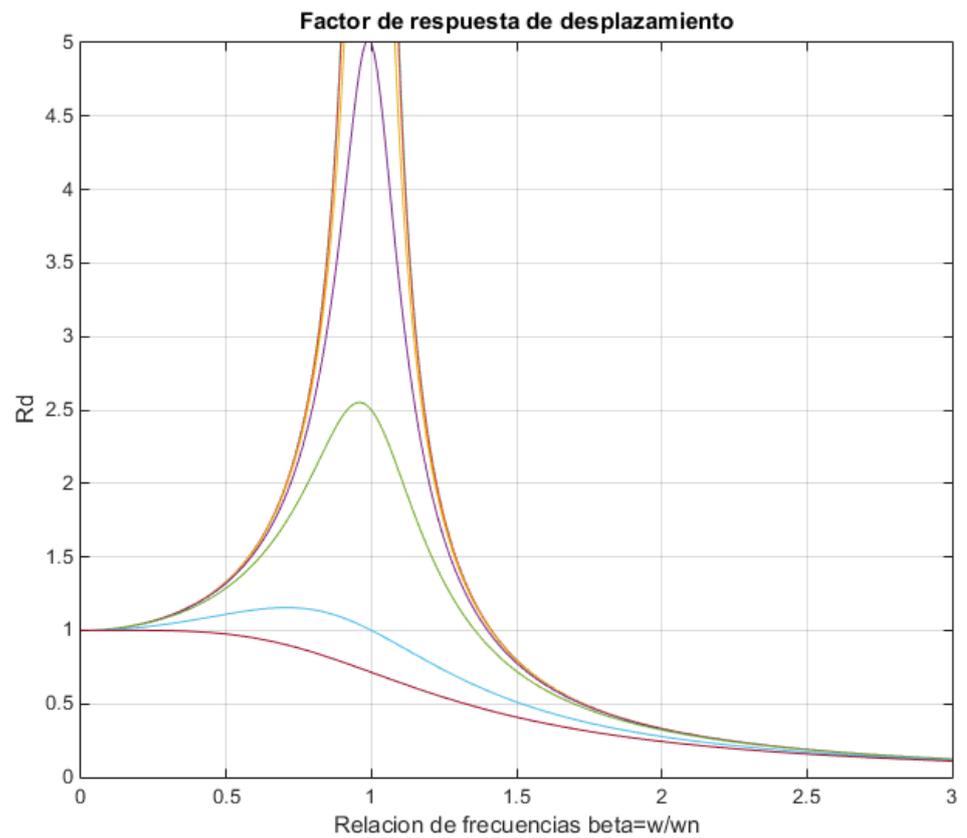


Figura 1.11 Para frecuencias bajas se observa que cuando

Fuente: elaboración propia

$$\left. \begin{array}{l} \beta \rightarrow 0 \quad Rd \rightarrow 1 \quad \text{Respuesta aproximadamente estatica} \\ \beta \rightarrow 1 \quad Rd \rightarrow Rd_{max} \quad \text{Respuesta es maxima} \\ \beta \rightarrow \infty \quad Rd \rightarrow 0 \quad \text{Respuesta nula} \end{array} \right\}$$

1.5.6. Método de Newmark

1.5.6.1. Procedimientos básicos

En 1959, Newmark desarrolló una familia de métodos paso a paso en el tiempo basándose en las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}\dot{u}_{i+1} &= \dot{u}_i + [(1 - \gamma)\Delta t]\ddot{u}_i + (\gamma\Delta t)\ddot{u}_{i+1} \\ u_{i+1} &= u_i + (\Delta t)\dot{u}_i + [(0.5 - \beta)(\Delta t)^2]\ddot{u}_i + [\beta(\Delta t)^2]\ddot{u}_{i+1}\end{aligned}$$

Los parámetros β y γ definen la variación de la aceleración durante un paso de tiempo y determinan las características de estabilidad y precisión del método. La selección típica de γ es de $1/2$, y $1/6 \leq \beta \leq 1/4$ es satisfactoria desde todos los puntos de vista, incluido el de la precisión.

La modificación se demuestra que los conocidos métodos de la aceleración promedio constante y el método de la aceleración lineal son dos casos especiales del método de Newmark.

1.5.6.2. Sistema lineal

Para los sistemas lineales es posible modificar la formulación original de Newmark. [Chopra, 2014].

TABLA 5.4.2 MÉTODO DE NEWMARK: SISTEMAS LINEALES[†]

Casos especiales

(1) Método de la aceleración promedio constante ($\gamma = \frac{1}{2}, \beta = \frac{1}{4}$)

(2) Método de la aceleración lineal ($\gamma = \frac{1}{2}, \beta = \frac{1}{6}$)

1.0 Cálculos iniciales

$$1.1 \quad \ddot{u}_0 = \frac{p_0 - c\dot{u}_0 - ku_0}{m}$$

1.2 Seleccione Δt .

$$1.3 \quad a_1 = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2}m + \frac{\gamma}{\beta\Delta t}c; \quad a_2 = \frac{1}{\beta\Delta t}m + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1\right)c; \quad y$$

$$a_3 = \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)m + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1\right)c.$$

$$1.4 \quad \hat{k} = k + a_1.$$

2.0 Cálculos para cada paso de tiempo, $i = 0, 1, 2, \dots$

$$2.1 \quad \hat{p}_{i+1} = p_{i+1} + a_1 u_i + a_2 \dot{u}_i + a_3 \ddot{u}_i.$$

$$2.2 \quad u_{i+1} = \frac{\hat{p}_{i+1}}{\hat{k}}.$$

$$2.3 \quad \dot{u}_{i+1} = \frac{\gamma}{\beta\Delta t}(u_{i+1} - u_i) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right)\dot{u}_i + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\ddot{u}_i.$$

$$2.4 \quad \ddot{u}_{i+1} = \frac{1}{\beta(\Delta t)^2}(u_{i+1} - u_i) - \frac{1}{\beta\Delta t}\dot{u}_i - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\ddot{u}_i.$$

3.0 Repetición para el siguiente paso de tiempo. Reemplace i por $i + 1$ y aplique los pasos 2.1 a 2.4 para el siguiente paso de tiempo.

Figura 1.12 Método de Newmark: Sistemas Lineales

Fuente: Chopra 2014

1.5.7. Transformada de Laplace

La transformada de Laplace es un tipo de transformada integral frecuentemente usada para la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias. La transformada de Laplace de una función $f(t)$ definida (en ecuaciones diferenciales, en análisis matemático o en análisis funcional) para todos los números positivos $t \geq 0$, es la función $F(s)$, definida por:

$$F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt$$

Siempre y cuando la integral esté definida. Cuando $f(t)$ no es una función, sino una distribución con una singularidad en 0, la definición es:

$$F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{-\varepsilon}^{\infty} e^{-st} f(t) dt$$

Cuando se habla de la transformada de Laplace, generalmente se refiere a la versión unilateral. También existe la transformada de Laplace bilateral, que se define como sigue:

$$F_B(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-st} f(t) dt$$

La transformada de Laplace $F(s)$ típicamente existe para todos los números reales $s > a$, donde a es una constante que depende del comportamiento de crecimiento de $f(t)$.

\mathcal{L} es llamado el *operador de la transformada de Laplace*.

$$Y(s) = G(s) \cdot U(s)$$



Mencionaremos que Laplace creó una curiosa fórmula para expresar la probabilidad de que el Sol saliera por el horizonte. Decía que la probabilidad era de

$(d + 1)/(d + 2)$ donde d es el número de días que el sol ha salido en el pasado. Laplace afirmaba que esta fórmula, conocida como la regla de sucesión, podía aplicarse en todos los casos donde no sabemos algo, o donde lo que conocíamos fue cambiado por lo que no. Aún se usa como un estimador de la probabilidad de un evento, si sabemos el lugar del evento, pero sólo tenemos muy pocas muestras de él.

Laplace creía fuertemente en el determinismo causal, tal como puede apreciarse en la siguiente cita:

“Podemos mirar el estado presente del universo como el efecto del pasado y la causa de su futuro. Se podría concebir un intelecto que en cualquier momento dado conociera todas las fuerzas que animan la naturaleza y las posiciones de los seres que la componen; si este intelecto fuera lo suficientemente vasto como para someter los datos a análisis, podría condensar en una simple fórmula el movimiento de los grandes cuerpos del universo y del átomo más ligero; para tal intelecto nada podría ser incierto y el futuro, así como el pasado, estarían frente a sus ojos.”[Wikipedia]

1.5.7.1. Análisis en el dominio de la frecuencia y en el dominio de Laplace

La transformada de Laplace (T.L.) está escrita como una función del tiempo.

$$F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt$$

Donde “s” es un número complejo que representa el dominio de Laplace (el cual tiene una parte real y una parte imaginaria)

$$s = \sigma + i\omega$$

Para el caso particular en que $s = i\omega$ la transformada se reduce a la transformada de Fourier:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{i\omega t} dt$$

La transformada de Fourier como la transformada de Laplace tienen propiedades como (para condiciones iniciales)

$$\text{Fourier} \left\{ \begin{array}{l} f(t) \leftrightarrow F(\omega) \\ f'(t) \leftrightarrow i\omega F(\omega) \\ f''(t) \leftrightarrow -\omega^2 F(\omega) \end{array} \right\}$$

$$\text{Laplace} \left\{ \begin{array}{l} f(t) \leftrightarrow F(s) \\ f'(t) \leftrightarrow sF(s) \\ f''(t) \leftrightarrow s^2 F(s) \end{array} \right\}$$

Regresando a la ecuación del movimiento Ec. (1)

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = p(t)$$

Y aplicamos la T.L. a ambos miembros:

$$ms^2U(s) + csU(s) + kU(s) = P(s)$$

$$(ms^2 + cs + k)U(s) = P(s)$$

$$U(s) = \frac{P(s)}{ms^2 + cs + k}$$

La solución en el dominio del tiempo se obtiene aplicando la transformada Inversa de Laplace:

$$u(t) = \mathcal{L}^{-1}\{U(S)\}$$

Tabla 3 Transformadas de Laplace más usadas

$f(t)$	$F(s)$
1	$\frac{1}{s}$
$u(t-a)$	$\frac{e^{-as}}{s}$
k cte.	$\frac{k}{s}$
t^n	$\frac{n!}{s^{n+1}}$ para $n \in \mathbb{Z}^+$
t^a	$\frac{\Gamma(a+1)}{s^{a+1}}$ para $a \in (-1, \infty)$
e^{at}	$\frac{1}{s-a}$
$e^{at}t^n$	$\frac{n!}{(s-a)^{n+1}}$ para $n \in \mathbb{Z}$
$e^{kt}t^a$	$\frac{\Gamma(a+1)}{(s-k)^{a+1}}$ para $a \in (-1, \infty)$
$\sin(at)$	$\frac{a}{s^2+a^2}$
$\cos(at)$	$\frac{s}{s^2+a^2}$
$e^{at}\sin(bt)$	$\frac{b}{(s-a)^2+b^2}$
$e^{at}\cos(bt)$	$\frac{s-a}{(s-a)^2+b^2}$
$\sinh(at)$	$\frac{a}{s^2-a^2}$
$\cosh(at)$	$\frac{s}{s^2-a^2}$
$e^{at}\sinh(bt)$	$\frac{b}{(s-a)^2-b^2}$
$e^{at}\cosh(bt)$	$\frac{s-a}{(s-a)^2-b^2}$

Fuente: Wikipedia

1.5.8. Modelos matemáticos de los sistemas continuos

1.5.8.1. Sistemas no lineales

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(x), t); \quad y(t) = h(x(t), u(f), t)$$

1.5.8.2. Sistemas lineales variantes en el tiempo

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t); \quad y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t)$$

1.5.8.3. Complejidad de sistemas

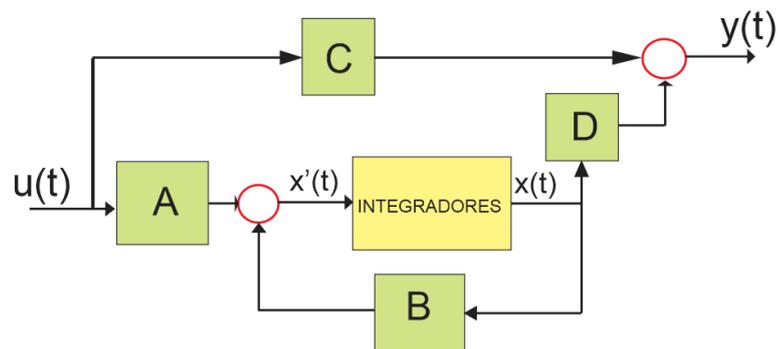


Figura 1.13 Modelo de un sistema en variables de estado

Fuente: elaboración propia

1.5.8.4. Sistemas lineales SISO

Ecuación diferencial: modela los sistemas dinámicos lineales de parámetros concentrados en tiempo continuo.

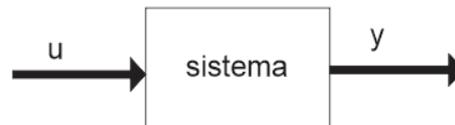


Figura 1.14 Representación de un sistema SISO

Fuente: elaboración propia

1.5.9. Algebra de bloques

Un bloque representa la función de transferencia que relaciona las señales de entrada y salida. La dirección de un bloque siempre es única e indica el flujo causa efecto y también de flujo de la información.

Los bloques se pueden conectar entre si y se opera entre ellos usando las reglas algebraicas de la suma y de la multiplicación para su simplificación.

1.5.9.1. Bloque funcional:

Es un rectángulo que contiene la función de transferencia correspondiente a esa parte del sistema de control.

1.5.9.2. Punto de suma:

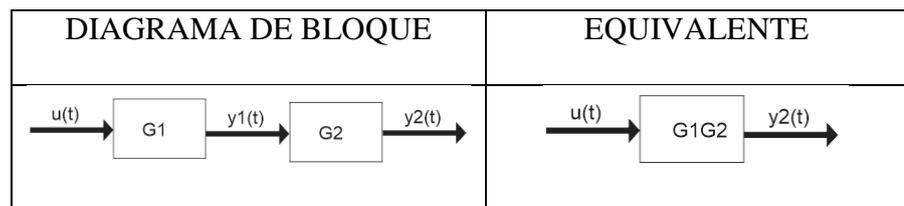
Es un círculo o un rectángulo que indica la operación suma o resta que se va a realizar.

1.5.9.3. Punto de bifurcación:

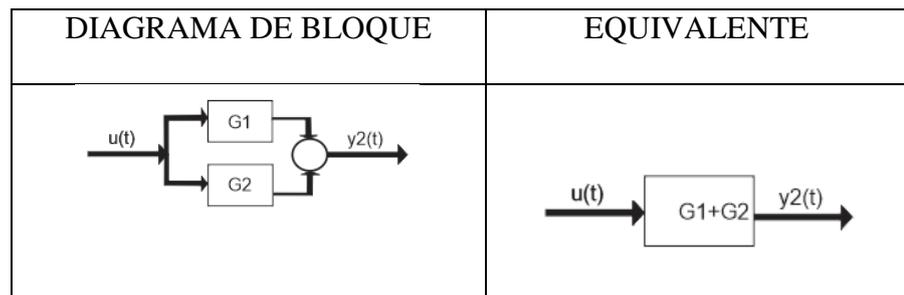
En un punto que enlaza la trayectoria tomada inicialmente con otra trayectoria diferente a ella.

Es importante tener en cuenta que para poder simplificar un diagrama de bloques debemos conocer los teoremas que nos plantea el álgebra de bloques y así poder hallar la función de transferencia de un sistema de control, estos teoremas son los siguientes:

A. Bloques en cascada: son también conocidos como bloques en serie.



B. Bloques en paralelo:



C. Bloques realimentados:

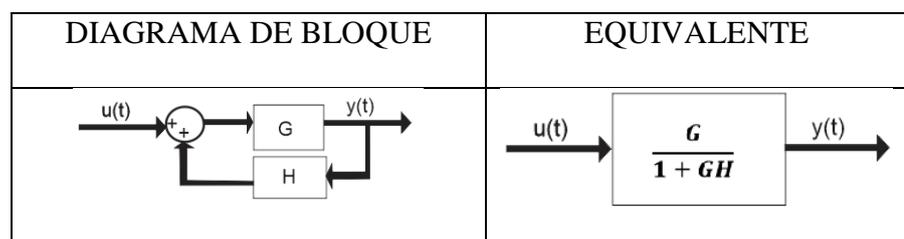
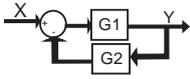
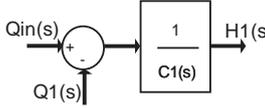
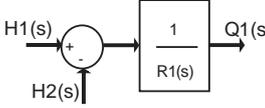
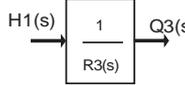


Tabla 4. Reglas Del Algebra De Bloques

Ecuación	Diagrama de bloques originales	Diagrama de bloques equivalentes
Conmutativa para la suma		
Distributiva para la suma		
Conmutativa para la multiplicación		
Distributiva para la multiplicación		
Bloques en paralelo		
Movimientos a la izquierda de un punto de suma		
Movimiento a la derecha de un punto de suma		
Movimiento a la izquierda de un punto de bifurcación		
Movimiento a la derecha de un punto de bifurcación		
Movimiento a la izquierda de un punto de bifurcación sobre un punto de suma		
Compensación de función de transferencia		
Compensación de función de transferencia		

Lazo cerrado a Lazo abierto		
Diagrama de bloques	Ecuación	
	$H_1(s) = \frac{1}{C_1(s)} (Q_{in}(s) - Q_1(s))$	
	$Q_1(s) = \frac{1}{R_1} (H_1(s) - H_2(s))$	
	$Q_3(s) = \frac{1}{R_3} (H_3(s))$	

Elaboración propia. Fuente: Academia Cartagena 99

1.5.9.4. Diagrama de bloques

Al modelar sistemas de control, nos topamos con que dicho sistema puede tener varios componentes diferentes entre ellos.

Para simplificar su análisis, por lo general se usa una herramienta denominada diagrama de bloques.

Un diagrama de bloques es una representación gráfica e las funciones que lleva a cabo cada componente. Tal diagrama muestra las relaciones existentes entre los diversos componentes.

En un diagrama de bloques se enlazan una con otra todas las variables del sistema, mediante bloques funcionales.

1.5.9.5. Matlab – Simulink

En el programa Matlab contamos con el sub programa de simulink una herramienta muy útil ya que cuenta en su librería con el bloque de función de transferencia continuas.

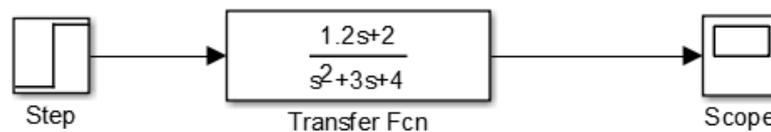


Figura 1.15 Modelo de sistema de Matlab – Simulink

Fuente: elaboración propia

1.5.9.6. Sistemas de control

Un sistema de control es un conjunto de dispositivos encargados de administrar, ordenar, dirigir o regular el comportamiento de otro sistema, con el fin de reducir las probabilidades de fallo y obtener los resultados deseados. Por lo general, se usan sistemas de control industrial en procesos de producción industriales para controlar equipos o máquinas.

Existen dos clases comunes de sistemas de control, sistemas de lazo abierto y sistemas de lazo cerrado. En los sistemas de control de lazo abierto la salida se genera dependiendo de la entrada; mientras que en los sistemas de lazo cerrado la salida depende de las consideraciones y correcciones realizadas por la retroalimentación. Un sistema de lazo cerrado es llamado también sistema de control con realimentación. Los

sistemas de control más modernos en ingeniería automatizan procesos sobre la base de muchos parámetros y reciben el nombre de controladores de automatización programables (PAC).

A. Sistema de control de lazo abierto

Es aquel sistema en que solo actúa el proceso sobre la señal de entrada y da como resultado una señal de salida independiente a la señal de entrada, pero basada en la primera. Esto significa que no hay retroalimentación hacia el controlador para que éste pueda ajustar la acción de control. Es decir, la señal de salida no se convierte en señal de entrada para el controlador.

Ejemplo: Al hacer una tostada, lo que hacemos es controlar el tiempo de tostado de ella misma entrando una variable (en este caso el grado de tostado que queremos). En definitiva, el que nosotros introducimos como parámetro es el tiempo.

Estos sistemas se caracterizan por:

Ser sencillos y de fácil concepto.

Nada asegura su estabilidad ante una perturbación.

La salida no se compara con la entrada.

Ser afectado por las perturbaciones. Estas pueden ser tangibles o intangibles.

La precisión depende de la previa calibración del sistema.

B. Sistema de control de lazo cerrado

Son los sistemas en los que la acción de control está en función de la señal de salida. Los sistemas de circuito cerrado usan la retroalimentación desde un resultado final para ajustar la acción de control en consecuencia.

El control en lazo cerrado es imprescindible cuando se da alguna de las siguientes circunstancias:

Cuando un proceso no es posible de regular por el hombre.

Una producción a gran escala que exige grandes instalaciones y el hombre no es capaz de manejar.

Vigilar un proceso es especialmente difícil en algunos casos y requiere una atención que el hombre puede perder fácilmente por cansancio o despiste, con los consiguientes riesgos que ello pueda ocasionar al trabajador y al proceso. [Martín J. y Ñeco R.]

Sus características son:

Ser complejos, pero amplios en cantidad de parámetros.

La salida se compara con la entrada y le afecta para el control del sistema.

Su propiedad de retroalimentación.

Ser más estable a perturbaciones y variaciones internas.

1.5.9.7. Regla de Ziegler-Nichols

El método de Ziegler-Nichols permite ajustar o "sintonizar" un regulador PID de forma empírica, sin necesidad de conocer las ecuaciones de la planta o sistema controlado. Estas reglas de ajuste propuestas por Ziegler y Nichols fueron publicadas en 1942 y desde entonces es uno de los métodos de sintonización más ampliamente difundido y utilizado. Los valores propuestos por este método intentan conseguir en el sistema realimentado una respuesta al escalón con un sobrepulso máximo del 25%, que es un valor robusto con buenas características de rapidez y estabilidad para la mayoría de los sistemas.

El método de sintonización de reguladores PID de Ziegler-Nichols permite definir las ganancias proporcional, integral y derivativa a partir de la respuesta del sistema en lazo abierto o a partir de la respuesta del sistema en lazo cerrado. Cada uno de los dos ensayos se ajusta mejor a un tipo de sistema.

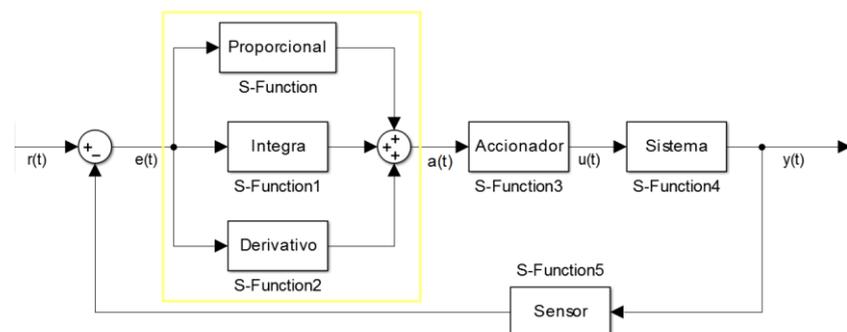


Figura 1.16 Sistema de control en lazo cerrado con control PID

Fuente: elaboración propia

La señal de ingreso a la planta es un controlador retroalimentado en la cual la suma de las tres señales proporcional, integral y derivativo, la planta nos entrega como dato la señal de salida la cual se resta a la señal de ingreso el resultado es el error el cual ingresa la señal de nuestro PID para cerrar el sistema.

1.5.10. Sistema Neumático

Las últimas décadas han visto un gran desarrollo de los controladores neumáticos de baja presión para sistemas de control industrial, que en la actualidad se usan ampliamente en los procesos industriales. Entre las razones para que estos controladores resulten atractivos están que son a prueba de explosiones, son sencillos y son fáciles de mantener.

El caudal del gas a través de la restricción es una función de la diferencia de presión del gas $p_i - p_o$. Tal sistema de presión se caracteriza en términos de una resistencia y una capacitancia.

1.5.10.1. Resistencia Y Capacitancia de los Sistemas de Presión.

Muchos procesos industriales y controladores neumáticos incluyen el flujo de un gas, que puede ser aire, en recipientes a presión conectados a través de tuberías.

1.5.10.2. Interacción Válvula Y Cilindro Neumático

Se procederá a explicar el funcionamiento y la interacción que hay entre la válvula solenoide 5/2 y el cilindro neumático, los cuales son los que le dan el movimiento a la mesa vibratoria unidireccional.

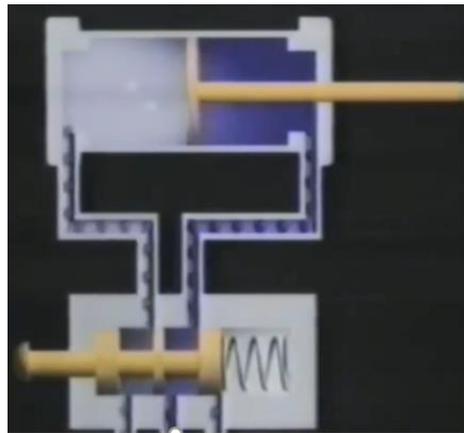


Figura 1.17. Esquema de la válvula 5/2 y el cilindro neumático

Fuente: Recuperado de tecnologiahlanz

Como se observa en la figura 3.13 se aprecia el sistema el cual se usa en la mesa vibratoria fabricada una válvula 5/2 alimentando al cilindro neumático.

La válvula tiene 5/2 tienen dos posiciones, de trabajo y de reposo sin embargo esta válvula tiene 5 vías se representa por este símbolo

La válvula de 5/2 se utiliza para controlar el cilindro de doble efecto ambas vías de la parte superior de la válvula se conecta al cilindro, la vía central

la parte inferior se conecta a la alimentación y las otras dos vías son los escapes.

En su posición inicial la válvula dirige el aire al lado del vástago del cilindro manteniéndolos retraído cuando se acciona el pulsador la válvula dirige el aire hacia el lado del émbolo al mismo tiempo descarga el aire de lado del vástago cuando se suelta el pulsador; la válvula dirige de nuevo el aire al lado del vástago descargando al mismo tiempo el lado del émbolo.

Una vez construida la mesa vibradora y verificando su funcionamiento, que puede generar movimientos horizontales donde se colocaran el modelo a escala para finalmente obtener su la aceleración del espectro y la mesa vibratoria.

1.6. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

El presente proyecto de tesis cuenta con los siguientes antecedentes de la investigación:

1.6.1. Investigación titulada:

Desarrollo de un algoritmo de red neuronal como controlador adicional en línea al controlador PID

1.6.1.1. AUTOR (ES)

S.H. Larbi, N. Bourahla, H. Benchoubane, K. Choutri

1.6.1.2. CONTENIDO

La mesa vibratoria es una herramienta potente en pruebas dinámicas en las que se considera una alta fidelidad de reproducción de señal como una característica distintiva del sistema. sin embargo, un control preciso de los movimientos de la plataforma para asegurar aceleraciones deseadas sigue siendo un desafío debido a la interferencia de los diferentes sistemas mecánicos, hidráulicos y Piezas electrónicas, así como la muestra de ensayo particularmente sus fuertes no linealidades inherentes. Este estudio aborda la mejora de la concordancia de señales de aceleración en una mesa vibratoria usando controlador en línea basado en un algoritmo de red neuronal recurrente. Esta última se desarrolla para proporcionar una corrección a la señal de comando producida por el sistema de control de

la mesa de sacudidas real, con el fin de distorsión de señal entre la señal reproducida y la deseada. La mesa vibradora se simula por su transferencia Función implementada en Matlab / Simulink, incluyendo un controlador en línea PID. El entrenamiento de la Red Neural se realiza fuera de línea. La respuesta de la función de transferencia del sistema y la aceleración se utiliza como entrada para el NN. La señal deseada en aceleración representa el objetivo NN. Después de la formación, el NN se implementa en el modelo Matlab / Simulink para proporcionar una corrección en Salida, en el mismo tiempo que el PID. Para evaluar el rendimiento del esquema de control propuesto, es decir, PID-NN, se ha calculado un coeficiente de correlación R entre la señal de destino y el sistema salida. Los resultados muestran que el controlador NN mejora la coincidencia de señales en la aceleración.

Introducción

Las mesas vibratorias son una de las herramientas más esenciales en la ingeniería experimental de terremotos. Son se utiliza para reproducir cargas dinámicas similares a movimientos de terremotos reales para probar el comportamiento dinámico de estructuras o elementos estructurales. Sin embargo, la presencia de no linealidades inherentes en el sistema, la interacción de la tabla-espécimen, da la complejidad de todo el sistema y los estados altamente no lineales durante el ensayo, se sabe

que deterioran ampliamente el rendimiento del control. Los controladores lineales no pueden controlar la mesa vibratoria de una manera eficiente.

Se han llevado a cabo varios trabajos para desarrollar métodos de control robustos y el rendimiento de control tradicional PID, como la adición de realimentación de aceleración, compensaciones no lineales, o más recientemente la combinación de PID con redes neuronales artificiales. Estos últimos se han introducido de diferentes maneras. En un esquema, una función de control adicional es dada por la red neuronal para aprender y compensar las no linealidades inherentes. De manera diferente, el controlador PID-NN.

Ha sido desarrollado donde las funciones PID se incluyen en las neuronas ocultas, redes neuronales también se ha utilizado para afinar el PID y predecir los parámetros apropiados del regulador PID.

El modelo de mesa vibradora

El modelado de la mesa vibradora es una tarea realmente compleja debido a las varias partes no lineales del sistema y sus parámetros variables en el tiempo. Se han realizado muchos estudios para modelar el sistema de mesa de sacudidas

Utilizando la identificación de parámetros experimentales o métodos de liberalización del sistema dinámico para desarrollar el modelo analítico del sistema.

Un trabajo anterior de los autores se centró en el modelado del comportamiento general de una mesa vibratoria de una manera realista, preservando las partes físicas del sistema usando un elemento finito (FE)

Modelo de una mesa vibratoria cargada sin controlador en el presente estudio, se estima una función de transferencia analítica del sistema comparando la relación de entrada y salida del modelo FE. Los resultados más precisos se producen usando seno y varias o simulaciones estiman la función de transferencia de segundo orden de la mesa vibratoria viene dada por la siguiente ecuación.

$$T(s) = \frac{2.8912s + 383.9521}{s^2 + 2.6485s + 524.642}$$

Con el fin de modelar el comportamiento de la mesa vibradora con un sistema de control en línea, la transferencia se implementa en Matlab / Simulink con un controlador PID en línea. Las ganancias sintonizadas del controlador, es decir, los parámetros P, I y D son iguales a 0,717, 0,013 y 3,32, respectivamente. El modelo es mostrado en la Figura 1.18

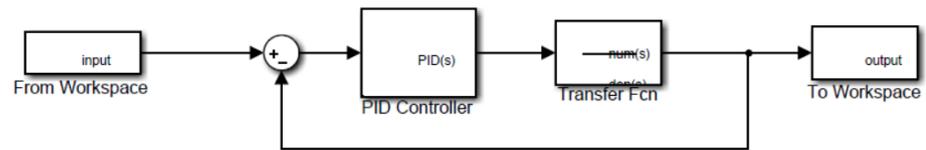


Figura 1.18 Esquema de mesa vibradora con un controlador PID
(Matlab / Simulink).

Estrategia de control de redes neuronales-PID

El NN se utiliza para añadir una corrección adicional a la señal de comando producida por el controlador PID, con el fin de reducir la distorsión de la señal. El esquema del control de coincidencia propuesto se muestra en Figura 1.19.

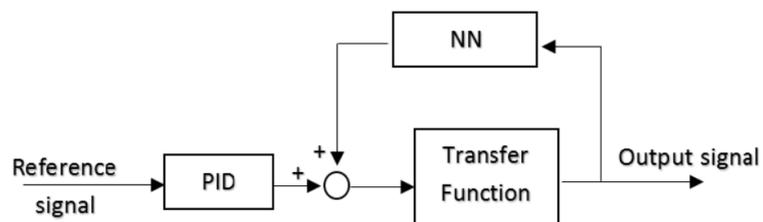


Figura 1.19 Esquema del control propuesto.

Se realizan varias simulaciones para recoger las señales de entrada / salida de la mesa PID y se utilizaron para constituir una base de datos para entrenar el NN, en modo °Ffline. Después de la capacitación, el NN propuesto se implementa a través de una función Matlab / Simulink para

añadir un control auxiliar en línea a la planta. El modelo del sistema con tanto el PID como el controlador NN se muestran en la Figura 1.20.

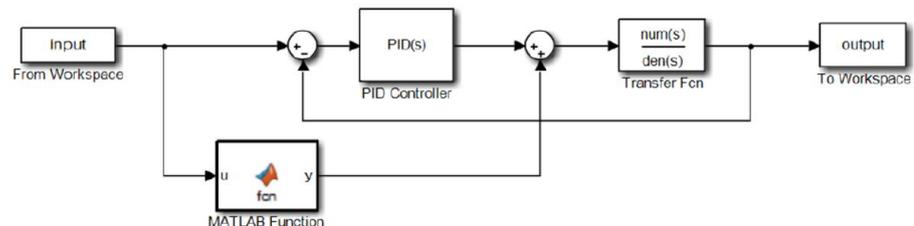


Figura 1.20 Estructura del NN en línea propuesto.

En los últimos años, se han tenido considerables pérdidas de vida debido a colapsos de las edificaciones, producidos por los grandes terremotos ocurridos en la ciudad de Kobe, Japón (1995), el terremoto de Ica, Perú (2007), el terremoto de Manta, Ecuador (2016). Los terremotos de Popayán y Armenia, Colombia (1983 y 1999), Chile (2010) uno de los más grandes en la historia.

Dichos acontecimientos, nos ayudan a tener una mejora continua en el diseño de los elementos estructurales, así como en toda la edificación; a su vez fue necesario fortalecer la ingeniería sismorresistente cuyo enfoque fue de evaluar, observar y analizar los efectos de movimientos sísmicos en estructuras reales y a escala, para ver su comportamiento frente a los diferentes sismos y así mejorar el diseño estructural, con la ayuda de mesas vibratorias las cuales son aproximaciones de los movimientos sísmicos.

La mesa vibratoria más antigua conocida, impulsada por el poder de la mano, se construyó en Japón al final del siglo 19. A principios de los acontecimientos del siglo XX se había trasladado la mesa vibratoria a la Universidad de Stanford en los EE.UU. con la introducción de un motor eléctrico para producir un movimiento oscilatorio más refinado en una dirección. La respuesta de la pieza de prueba se graba mecánicamente por plumas en un tambor giratorio. Mayores terremotos en la década de 1920 despertaron un nuevo interés en la Universidad de Stanford que resultaron en una mesa móvil unidireccional en los carriles que se activa ya sea por un péndulo golpeando en un extremo, el otro siendo resistido por resortes o por una masa excéntrica unida a la mesa. Una característica de esta mesa es que cambiando la magnitud de una masa excéntrica se podía generar el movimiento armónico continuo, proporcionado de este modo un método de control. (Severn, 2010)

En la década de 1950. Se utilizó una entrada de péndulo similar en una mesa vibratoria construida en California, pero en lugar de rieles estaba soportada por un grupo de barras verticales flexibles en una sola dirección. La guerra de 1939-1945 había resultado en la disponibilidad de dispositivos eléctricos para medir la respuesta. Además, en Italia en ese momento el uso de péndulos fue aumentando por la contra-rotación de los

dispositivos de entrada de masa dando mejores controles de frecuencia, también se usaron arreglos de varios excitadores electrodinámicos. En Japón, el movimiento fue inducido por la liberación de resortes comprimidos. La idea de producir la entrada de un pistón lleno de aceite se introdujo en el MIT, después del terremoto de Long Beach, a una tabla suspendida desde arriba por alambres. (Severn, 2010)

Actualmente, existen alrededor de 51 instalaciones con simuladores sísmicos de gran escala; y cada vez más se vienen desarrollando sistemas de simulación sísmicos más modernos con capacidad de replicar movimientos hasta en 6 grados de libertad y cada vez con mayor capacidad de carga.

Se toma como ejemplo las nuevas instalaciones en el laboratorio del Centro Nacional de Investigación Aplicada de Ingeniería Terrestre en Argelia. Este laboratorio cuenta con las instalaciones necesarias para realizar en ensayos dinámicos estructurales de gran escala. Está compuesto por una mesa vibratoria de 6 grados de libertad de 6.10 m. x 6.10 m., un muro de reacción de 13.00 m. x 15.00 m. y una losa de reacción 13.00 m, x 32 m. El laboratorio está equipado con un avanzado sistema de distribución hidráulica, serie de actuadores de alto rendimiento, 128 canales de adquisición de datos del sistema y dos de alta capacidad, grúas

puentes de 10 ton. y 32 ton. La mesa vibratoria es capaz de simular eventos sísmicos con desplazamientos de +/- 150 mm y +/- 250 mm en la dirección vertical. Aceleraciones de +/- 1.0g para direcciones horizontales y +/- 0.8 g para la dirección vertical. Es posibles hacer ensayos con capacidad máxima de 60 ton. (Bechtoula, 2014).

1.6.2. Investigación Titulada:

Sistema De Control Para Una Mesa Vibratoria De 3 Grados De Libertad Durante Ensayos De Simulación Vibradora

1.6.2.1. Autor (Es)

José Velásquez y Marcial Blondet

1.6.2.2. CONTENIDO

Los terremotos ocurridos en Sudamérica han demostrado que muchos edificios son altamente vulnerables ante sismos severos y que nuestros códigos de diseño deben permanecer en constante desarrollo. Los recientes eventos ocurridos en Perú (2007), Chile (2010) y Ecuador (2016) han causado cientos de pérdidas de vidas.

Para mitigar este riesgo sísmico, se han realizado ensayos de simulación vibratoria en mesas vibratorias. Estas plataformas permiten simular el movimiento generado por los terremotos. En particular, las mesas electrohidráulicas permiten simular sismos de gran magnitud debido a que están compuestas por un sistema hidráulico que puede generar grandes fuerzas en la plataforma a través de un conjunto de servoválvulas y actuadores. Los ensayos de simulación vibratoria en mesas vibratorias permiten conocer mejor el comportamiento de estructuras de concreto, acero y albañilería. Cuando la estructura es muy masiva se presenta una interacción muy pronunciada entre el espécimen de ensayo y la mesa vibratoria. Esta interacción se complica aún más si la estructura de ensayo sufre daño o se comporta dentro del rango no lineal.

En este artículo, se analiza la interacción entre la mesa y la estructura de ensayo. Inicialmente, se construyen modelos analíticos basados en sistemas mecánicos viscoelásticos de uno y dos grados de libertad. Con la herramienta matemática del análisis en el dominio de la frecuencia se calculan las funciones de transferencia y se demuestra que las mesas unidireccionales distorsionan la señal vibratoria para estructuras muy masivas. Los sistemas de control de lazo cerrado se constituyen en una herramienta potente que atenúa esta interacción a través de sistemas de retroalimentación automáticos. Estos sistemas de control reducen la interacción a través de elementos de compensación que corrigen en tiempo real las fuerzas, velocidades y desplazamientos.

En base al análisis de mesas unidireccionales, se propone un modelo matemático para una mesa vibratoria electrohidráulica con 3 grados de libertad: horizontal, vertical y rotacional. El modelo considera la interacción de la estructura de ensayo. Para mejorar el desempeño del sistema de control se discuten técnicas de corrección en términos de compensación de fuerza, estabilización de diferencia de presiones, compensación de velocidad y compensación de aceleraciones. De esta manera se puede representar el movimiento del suelo durante un sismo severo con 3 grados de libertad. Finalmente, el sistema de control propuesto puede utilizarse en los laboratorios de estructuras con mesas vibratorias con movimiento en múltiples grados de libertad y que permiten estudiar el comportamiento sísmico de estructuras sometidos a movimientos complejos en el suelo. [Velásquez & Blondet, 2016]

1.6.3. Investigación Titulada:

Análisis de la interacción entre la mesa vibratoria y la estructura durante ensayos de simulación sísmica

1.6.3.1. Autor (Es)

José Velásquez y Marcial Blondet

1.6.3.2. CONTENIDO

1. Ensayos de simulación sísmica en mesas vibratorias

La naturaleza aleatoria e incierta de las señales sísmicas, que se interpretan como aceleración impuesta en la base de las estructuras induce a que muchos ensayos de laboratorio se realicen con especímenes a escala natural y sometidas a movimientos sísmicos reales. En muchos casos, el peso de la estructura de ensayo alcanza límites operacionales y se observa una fuerte interacción sobre la mesa vibratoria. Esta interacción altera la señal reproducida. En este análisis se busca medir esa interacción analíticamente a través de un modelo matemático, como primer paso para establecer sistemas de control que permitan reproducir fielmente la señal sísmica.

El sistema de la mesa vibratoria típicamente se representa como se muestra en la figura 1. En general, el sistema de una mesa vibratoria electrohidráulica está compuesta por servoválvula, actuadores, muros de reacción, plataforma y estructura de ensayo.

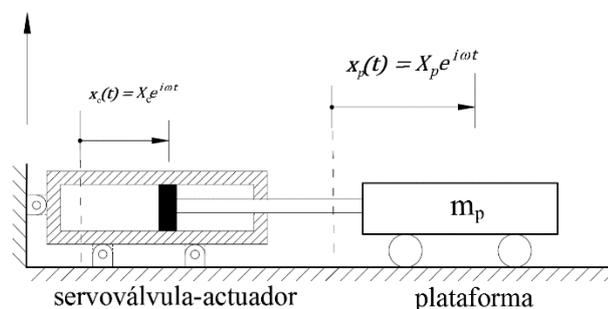


Figura 1. Esquema de la mesa de vibratoria vacía como un sistema servoválvula-actuador-plataforma.

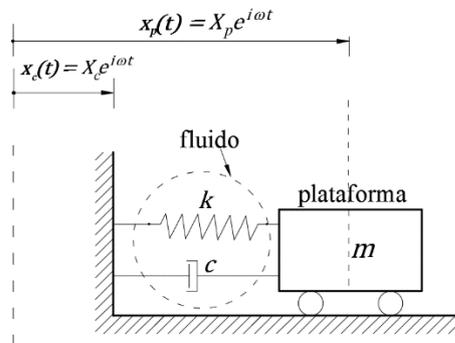


Figura 2. Representación equivalente de la mesa de vibratoria vacía como un oscilador viscoelástico de un grado de libertad.

Una señal sísmica típicamente puede descomponerse en una serie de funciones armónicas, cada una vibrando con su amplitud y frecuencia. En consecuencia, en este estudio se evalúa la respuesta ante una carga armónica compleja. Se define al desplazamiento de comando como $x_c(t) = X_c e^{i\omega t}$ y al desplazamiento de la mesa como $x_p(t) = X_p e^{i\omega t}$. Las amplitudes de ambas funciones armónicas son respectivamente X_c y X_p . Ambas funciones armónicas son representadas por los fasores de la figura 2 que están girando en el plano complejo en sentido antihorario con una velocidad angular ω , que también representa la frecuencia excitadora. El desplazamiento de la mesa, tal como se muestra, tiene un ángulo de fase φ con respecto al desplazamiento de comando. La relación entre ambos fasores se representa mediante una función de transferencia $H(\omega)$, en donde $X_p = H(\omega)X_c$.

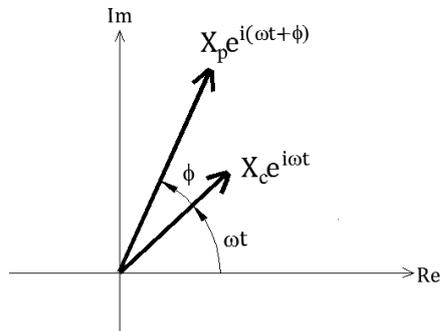


Figura 3. Representación del desplazamiento de comando y el desplazamiento de la mesa como funciones armónicas en el plano complejo.

2. Análisis en el dominio del tiempo para un modelo de un grado de libertad

De manera equivalente, se puede asumir que la mesa vibratoria vacía, es decir, la plataforma es el oscilador viscoelástico de un grado de libertad de la figura 1. Por lo tanto, la plataforma de la mesa tiene propiedades equivalentes de masa m , coeficiente de rigidez k y coeficiente de amortiguamiento c . Se define la razón de amortiguamiento como $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$.

Se asume que la plataforma, representada como un oscilador viscoelástico de un grado de libertad, se somete al desplazamiento en el apoyo $x_c(t) = X_c = X_c e^{i\omega t}$, el cual representa al desplazamiento de comando como una señal armónica con amplitud X_c y frecuencia excitadora ω . Con respecto a un sistema de referencia inercial (S.R.I.) se pretende calcular la respuesta de desplazamiento de la mesa como $x_p(t) = X_p = X_p e^{i\omega t}$. Un sistema lineal cuando es excitado armónicamente también responde armónicamente.

En un instante t , se formula del diagrama de cuerpo libre de la plataforma, tal como se muestra en la figura 4. Se observa que la plataforma está sometida a las fuerzas restitutiva, disipativa y de inercia. Para el caso viscoelástico, estas fuerzas vienen dadas por:

- Fuerza restitutiva: $f_R(t) = k[x_p(t) - x_c(t)]$
- Fuerza disipativa: $f_D(t) = c[\dot{x}_p(t) - \dot{x}_c(t)]$
- Fuerza restitutiva: $f_R(t) = m\ddot{x}_p(t)$

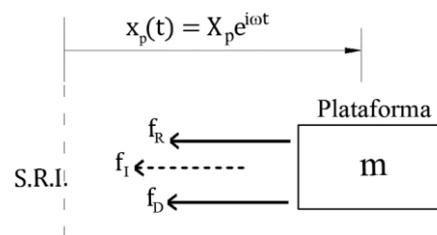


Figura 4. Diagrama de cuerpo de libre de la plataforma para un instante t .

La ecuación del movimiento del sistema en equilibrio dinámico viene dada por

$$f_I + f_D + f_R = 0$$

$$m\ddot{x}_p(t) + c[\dot{x}_p(t) - \dot{x}_c(t)] + k[x_p(t) - x_c(t)] = 0 \quad \dots(1)$$

...(2)

y luego de reemplazar las expresiones de la aceleración total de la mesa, velocidad relativa y desplazamiento relativo en la ecuación

$$-m\omega^2 X_p e^{i\omega t} + c(X_p - X_c)i\omega e^{i\omega t} + k(X_p - X_c)e^{i\omega t} = 0$$

$$\mathbf{X}_p = \left(\frac{k + \omega ci}{k + \omega ci - m\omega^2} \right) \mathbf{X}_c$$

Luego, la función de transferencia entre el desplazamiento de la plataforma y el desplazamiento de comando se observa en la expresión

$$\mathbf{X}_p = \mathbf{H}(\omega) \mathbf{X}_c$$

$$\mathbf{H}(\omega) = \frac{k + \omega ci}{k + \omega ci - m\omega^2}$$

...(3)

Se define la relación de frecuencias como $\beta = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{f}{f_n}$, se sabe que la razón de amortiguamiento es $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$ y la rigidez se expresa como $k = m\omega_n^2$. Luego

$$\mathbf{H}(\omega) = \frac{1 + 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} i}{1 + 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} i - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

$$\overline{\mathbf{H}(\beta)} = \frac{1 + 2\zeta\beta i}{1 + 2\zeta\beta i - \beta^2}$$

...(4)

En una representación más compacta, la función de transferencia $\mathbf{H}(\omega)$ puede representarse como el producto de su amplitud y su ángulo de fase, es decir

$$\mathbf{H}(\omega) = H(\omega) e^{i\varphi}$$

Luego, de simplificar la expresión se tiene que la función de transferencia tiene las siguientes expresiones como amplitud y ángulo de fase

$$|H(\beta)| = \left| \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \right|$$

...(5)

...(6)

$$\phi = \text{atan} \left[\frac{-2\zeta\beta^3}{(1 - \beta^2) + (2\zeta\beta)^2} \right]$$

Cabe destacar que la amplitud de la función de transferencia dada por la ecuación (5) también representa la transmisibilidad del sistema. La figura 4a muestra la relación entre amplitud y ángulo de fase versus relación de frecuencias.

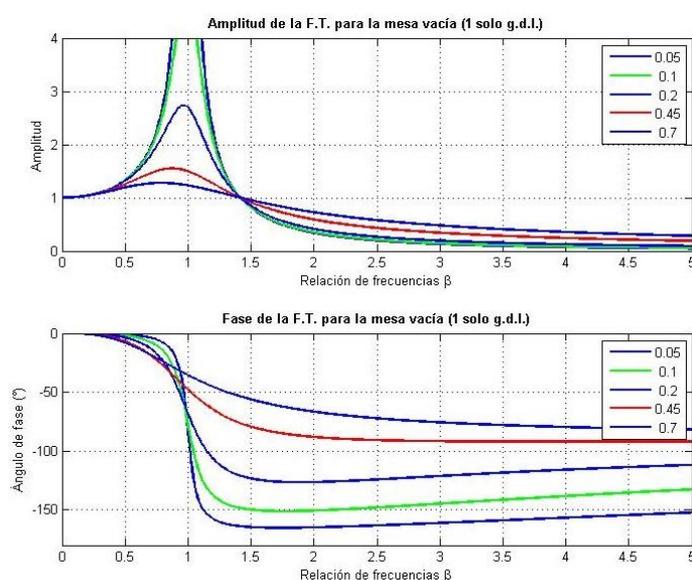


Figura 4a. Amplitud y ángulo de fase de la función de transferencia de la plataforma vacía versus la relación de frecuencias

En la figura 4 se muestra el resultado para una plataforma con una frecuencia natural $f_n = 15$ Hz de. Se observa que, para todos los casos, el amortiguamiento reduce la amplitud. La amplitud alcanza un máximo valor para frecuencias de excitación cercanas a la frecuencia natural de la plataforma. Al igual que la transmisibilidad, para frecuencias de excitación superiores a $f_n\sqrt{2}$, el amortiguamiento aumenta la amplitud. La tendencia es que para frecuencias excitadores altas, la plataforma tiende a tener desplazamiento nulo.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTO TEORICO CIENTIFICO

2.1. MODELOS REPRESENTATIVOS

Este modelo simple se puede idealizar como un sistema que está constituido por una masa concentrada en la parte superior soportada por un elemento estructural que proporciona rigidez en la dirección considerada.

Consiste en una varilla con una masa en un extremo y en el otro un eje que puede pivotar bidimensionalmente, todo esto va montado sobre la mesa vibratoria que puede moverse longitudinalmente.

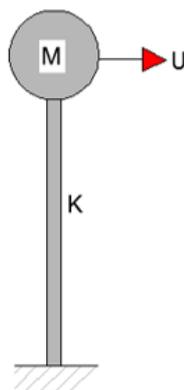
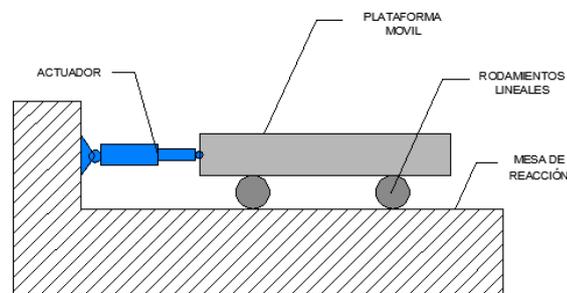


Figura 2.1 Representación idealizada del modelo a ensayar

Fuente: Elaboración propia

2.2. MESA VIBRADORA UNIDIRECCIONAL

El aspecto teórico para el funcionamiento de la mesa vibratoria vacía, es representado en teoría como modelo analítico basado como oscilador visco elástico de un grado de libertad como se ve en la Figura 2.2 y se calcula su función de transferencia en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia.



(a)

Figura 2.2 (a) Esquema general de una mesa vibratoria unidireccional

Fuente: Elaboración propia

Del mismo modo la interacción de la mesa vibratoria y la estructura durante ensayos de simulación vibratoria es representada como modelos analíticos basados en osciladores visco elásticos de dos o más grados de libertad Figura 2.3 (según corresponda a la estructura) y se calcula la función de transferencia. La función de transferencia representa la relación entre el desplazamiento de la mesa y el desplazamiento de comando, y se expresa en términos de su amplitud y ángulo de fase.

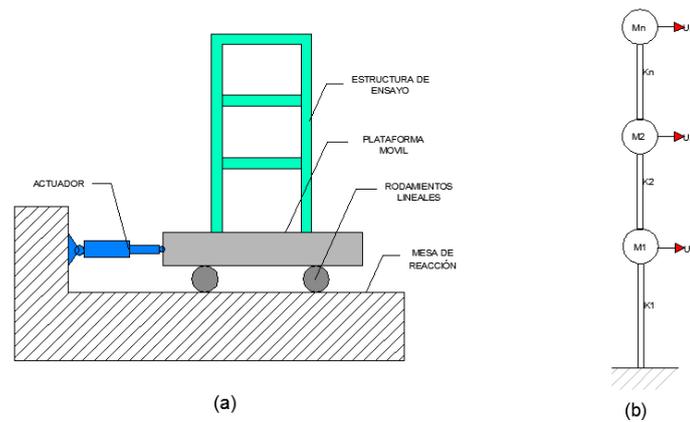


Figura 2.3 (a) Esquema general de una mesa vibratoria unidireccional con estructura (b) Representación Idealizada

Fuente: Elaboración propia

2.2.1. Análisis En El Dominio Del Tiempo Para Un Modelo De Un Grado De Libertad

Frecuentemente se tiene equipos o partes de equipos que son excitados a través de una base elástica, la que puede ser modelada por resortes y amortiguadores; es el caso de nuestra mesa vibratoria vacía la cual puede ser representada como sistema masa – resorte con excitación en la base como se muestra en la figura 2.9 siendo su plataforma el oscilador visco elástico de un grado de libertad y es así que se obtiene sus propiedades equivalentes de masa “m”, coeficiente de rigidez “k” y coeficiente de amortiguamiento “c”; es así que la razón de amortiguamiento se define como $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$

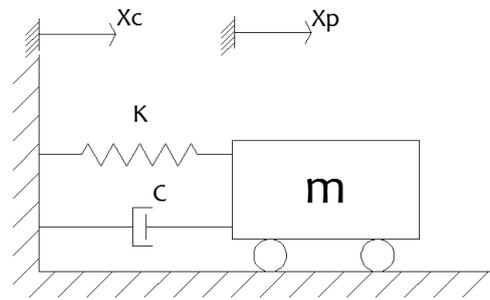


Figura 2.4 Representación de sistema equivalente de la mesa vibratoria vacía

Fuente: Elaboración propia

2.2.2. Modelado Matemático Del Sistema

Se pretende calcular la respuesta de desplazamiento de la mesa como $X_p(t)=X_p$. Sabiendo que un sistema lineal es excitado armónicamente también responde armónicamente.

Para un tiempo t , se formula un diagrama de cuerpo libre de la plataforma tal como se muestra en la Figura 2.5. La teoría nos indica que la plataforma está sometida a fuerzas restitutiva, disipativa y de inercia. Por equilibrio de fuerzas estas vienen dadas por:

- Fuerza restitutiva: $f_R(t) = k[x_p(t) - x_c(t)]$

- Fuerza disipativa: $f_D(t) = c[\dot{x}_p(t) - \dot{x}_c(t)]$

- Fuerza inercia : $f_I(t) = m\ddot{x}_p(t)$

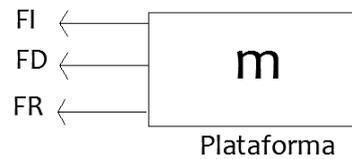


Figura 2.5 Diagrama de cuerpo de libre de la plataforma para un instante t .

La ecuación del movimiento del sistema en equilibrio de (D'Alembert) es:

Ecuación 2.1
$$f_I + f_D + f_R = 0$$

Ecuación 2.2
$$m\ddot{x}_p(t) + c[\dot{x}_p(t) - \dot{x}_c(t)] + k[x_p(t) - x_c(t)] = 0$$

Se calcula la función de transferencia $H(w)$, al hallar la relación de X_p/X_c desarrollando la ecuación (2) donde X_p es el desplazamiento de la mesa (o amplitud de salida) y X_c es el desplazamiento del comando (o amplitud de entrada). Usando la transformada de Laplace obtendremos:

$$ms^2x_p(t) + csx_p(t) + kx_p(t) = csx_c(t) + kx_c(t)$$

Ecuación 2.3
$$x_p(t) \left[s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m} \right] = x_c(t) \left[\frac{cs+k}{m} \right]$$

$$H(t) = \frac{x_p(t)}{x_c(t)} = \frac{\left[\frac{cs+k}{m} \right]}{\left[s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m} \right]}$$

Reemplazando $k = m\omega_n^2$ y $c = 2\zeta m\omega_n$; en la Ecuación 2.3

$$\text{Ecuación 2.4} \quad \frac{x_p(s)}{x_c(s)} = \frac{2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

Al igual que $s = i\omega$ se reemplaza en la Ecuación 2.4 para obtener en el dominio de la frecuencia (transformada de Fourier)

$$\text{Ecuación 2.5} \quad H(\omega) = \frac{x_p(\omega)}{x_c(\omega)} = \frac{2\zeta\omega_n(i\omega) + \omega_n^2}{(i\omega)^2 + 2\zeta\omega_n(i\omega) + \omega_n^2}$$

Luego, podemos simplificar con la relación de frecuencias $\beta = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{f}{f_n}$, es por ello que se multiplicara en el denominador y numerador de la Ecuación 2.5 por ω_n^2 , obteniendo:

$$\text{Ecuación 2.6} \quad H(\omega) = \frac{2\zeta(i\omega/\omega_n) + 1}{-(\omega/\omega_n)^2 + 2\zeta(i\omega/\omega_n) + 1}$$

$$H(\omega) = \frac{1 + 2\beta\zeta i}{1 - \beta^2 + 2\zeta\beta}$$

La Ecuación 2.6 es la función de transferencia para la mesa sísmica sola, la cual puede representarse como el producto de su amplitud y su ángulo de fase, es decir

$$\overrightarrow{H(\beta)} = \frac{1 + 2\zeta\beta i}{1 + 2\zeta\beta i - \beta^2}$$

$$\overrightarrow{H(\beta)} = \frac{[1 + 2\zeta\beta i]}{[(1 - \beta^2) + 2\zeta\beta i]} \cdot \frac{[(1 - \beta^2) - 2\zeta\beta i]}{[(1 - \beta^2) - 2\zeta\beta i]}$$

$$\text{Ecuación 2.7} \quad \overrightarrow{H(\beta)} = \frac{[(1 - \beta^2) + (2\zeta\beta)^2] - 2\zeta\beta^3 i}{[(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2]}$$

De la Ecuación 2.7 obtenemos a y b para entender mejor la representación se muestra a continuación:

$$a = \frac{[(1 - \beta^2) + (2\zeta\beta)^2]}{[(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2]}$$

$$b = \frac{-2\zeta\beta^3 i}{[(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2]}$$

Si sabemos que:

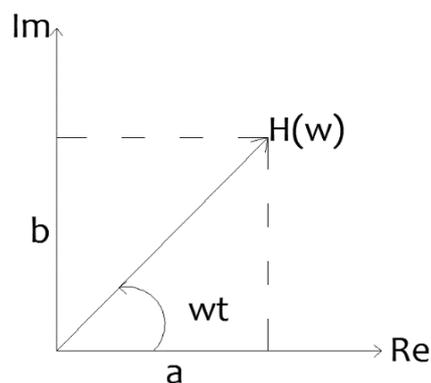
$$H(\omega) = a + bi$$

- Amplitud

$$\text{Ecuación 2.8 } |H(\omega)| = \sqrt{a^2 + b^2}$$

- Angulo de Fase

$$\text{Ecuación 2.9 } \phi(\omega) = \text{arctg}\left(\frac{b}{a}\right)$$



A continuación, el desarrollo de la Ecuación 2.8 del cálculo para la Amplitud

$$|H(\beta)| = \left| \frac{\sqrt{[(1 - \beta^2) + (2\zeta\beta)^2]^2 + (2\zeta\beta^3)^2}}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right|$$

$$|H(\beta)| = \left| \frac{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + 2(1 - \beta^2)(2\zeta\beta)^2 + (2\zeta\beta)^4 + (2\zeta\beta)^2(1 - (1 - \beta^2))^2}}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right|$$

$$|H(\beta)| = \left| \frac{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + 2(1 - \beta^2)(2\zeta\beta)^2 + (2\zeta\beta)^4 + (2\zeta\beta)^2[1 - 2(1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right|$$

$$|H(\beta)| = \left| \frac{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^4 + (2\zeta\beta)^2 + (2\zeta\beta)^2(1 - \beta^2)^2}}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right|$$

$$|H(\beta)| = \left| \frac{\sqrt{[(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2](1 + (2\zeta\beta)^2)}}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right|$$

$$|H(\beta)| = \left| \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \right|$$

y nuestro Angulo de fase como nos indica en la Ecuación 2.9

$$\phi = \text{arctg} \left[\frac{-2\zeta\beta^3}{(1 - \beta^2) + (2\zeta\beta)^2} \right]$$

Donde $\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$. Esta razón se denomina transmisibilidad de desplazamientos y se usa para describir como el movimiento es transmitido desde la base a la masa, en función de la razón de frecuencias ω/ω_n .

En la Figura 2.6 Transmisibilidad de desplazamientos en función de la razón de frecuencias se ilustra la transmisibilidad de desplazamientos. Se observa que la máxima transmisibilidad ocurre en la resonancia $\omega = \omega_n$, es en ese punto donde se trasmite la mayor cantidad de movimiento desde la base.

También se ve que para $\beta < \sqrt{2}$, la transmisibilidad es mayor a 1. Esto indica que para esas combinaciones de ω_n y ω , el movimiento de la masa es una amplificación del movimiento de la base. Notar que, en este rango, para un cierto valor de r , la razón de amortiguamiento determina el nivel de amplificación. Específicamente, mientras mayor es ζ , menor es la transmisibilidad.

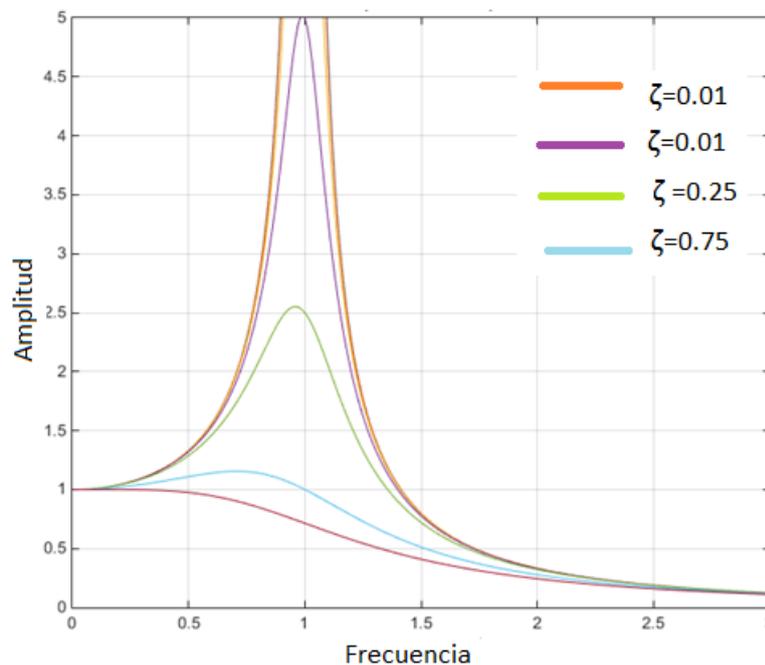


Figura 2.6 Transmisibilidad de desplazamientos en función de la razón de frecuencias

Para valores de $\beta > \sqrt{2}$ la transmisibilidad es siempre menor a 1. Esto implica que el movimiento de la masa tiene una amplitud menor que la amplitud del movimiento de la base. En este rango de frecuencias más altas el efecto del amortiguamiento es exactamente el opuesto del caso con frecuencias bajas. Aumentar el amortiguamiento, en realidad, aumenta la transmisibilidad del sistema. El rango de

frecuencias definidas por $\beta > \sqrt{2}$ forman el concepto de aislamiento de las vibraciones.

Otra variable de interés en el problema de excitación en la base es la fuerza transmitida a la masa como resultado del desplazamiento armónico de la base. La fuerza se transmite a través del resorte y amortiguador:

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{k}(\mathbf{x}_p - \mathbf{x}_c) + \mathbf{c}(\dot{\mathbf{x}}_p - \dot{\mathbf{x}}_c)$$

Estas fuerzas se deben equilibrar con la fuerza inercial de la masa, por lo tanto:

$$\mathbf{F}(t) = -m\ddot{\mathbf{x}}_p$$

Para el estado estacionaria, la solución para x_p viene dada por la siguiente ecuación

$$\mathbf{F}(t) = m\omega^2\omega_n\mathbf{x}_c \left[\frac{\omega_n^2 + (2\zeta\omega)^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \right]^{1/2} \cos(\omega t - \theta_1 - \theta_2)$$

Usando de nuevo la razón de frecuencias, la ecuación anterior se puede escribir como:

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_T \cos(\omega t - \theta_1 - \theta_2)$$

donde la magnitud de la fuerza transmitida, F_T , viene dada por,

Ecuación 2.10

$$F_T = kX_c\beta^2 \left[\frac{1+(2\zeta\beta)^2}{(1-\beta^2)^2+(2\zeta\beta)^2} \right]^{1/2}$$

La Ecuación 2.10 sirve para definir la transmisibilidad de fuerzas como la razón:

$$\frac{F_T}{kX_c} = \beta^2 \left[\frac{1 + (2\zeta\beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right]^{1/2}$$

Esta transmisibilidad de fuerzas, F_T / kX_c , entrega una medida adimensional de como el desplazamiento en la base de amplitud Y resulta en una fuerza aplicada sobre la masa. En la Figura 3.6 se ilustra la transmisibilidad de fuerzas en función de la razón de frecuencias. Se debe notar a diferencia de la transmisibilidad de desplazamientos, la transmisibilidad de fuerzas no necesariamente disminuye para $\beta > \sqrt{2}$. De hecho, mientras el amortiguamiento aumenta, la transmisibilidad de fuerzas aumenta drásticamente para $\beta > \sqrt{2}$.

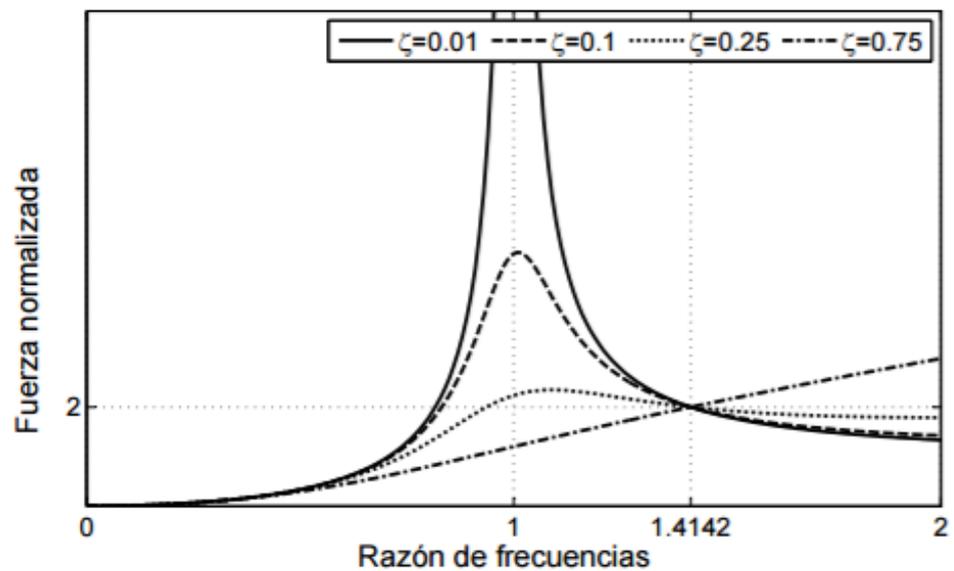


Figura 2.7 Transmisibilidad de fuerzas en función de la razón de frecuencias

2.2.3. Diagnostico Situacional

La mesa vibratoria unidireccional se construyó iniciando con bosquejos y modelos referenciales de mesas construidas en los países como España y Colombia, posterior se seleccionó mediante sus especificaciones cada uno de sus componentes:

- Plataforma
- Rodamientos lineales
- Mesa de cimentación
- Cilindro neumático
- Compresora de aire
- Tarjeta arduino y Relay

Se han trabajado con la mesa vibratoria hasta el momento sin tener ningún problema, es decir la mesa cumple con el funcionamiento de generar movimientos que son comandados por medio del computados al igual que con la ayuda de acelerómetros y el arduino mega es capaz de recopilar los datos de la aceleración que se generan al iniciar su movimiento.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. HIPÓTESIS

3.1.1. Hipótesis General

La mesa vibradora unidireccional de simulación sísmica permite analizar la respuesta del comportamiento del modelo reducido.

3.1.2. Hipótesis Especificas

A. Hipótesis especifica 1

El tipo de ensayo que se realiza con ayuda de la mesa vibratoria unidireccional será de vibración libre.

B. Hipótesis especifica 2

Los instrumentos específicos a usar tendrán la medición de la respuesta del modelo reducido.

3.2. VARIABLES

Contribuyen a los factores que intervienen en la investigación para señalar los valores específicos, que caracterizan las cualidades que describen los elementos teóricos que conforman la investigación.

Una variable, es una característica que, al ser medida en diferentes individuos, es susceptible de adoptar diferentes valores.

Para la ejecución de la presente tesis, se ha identificado 2 variables que pueden ser medibles.

3.2.1. Variable Independiente

Mesa vibradora para simulación sísmica

3.2.1.1. Denominación de la variable

La mesa vibratoria vacía, es representada en teoría como modelo analítico basado como oscilador visco elástico de un grado de libertad. Y la interacción de la mesa vibratoria con el modelo reducido ensayo sobre la mesa es representada como modelos analíticos basados en osciladores

visco elásticos de dos o más grados de libertad dependiendo la complejidad del sistema a modelar.

3.2.1.2. Indicadores

- A. Movimientos unidireccionales
- B. Respuesta del equipo.
- C. Capacidad de la mesa.
- D. Apoyos del simulador.
- E. Rango de operación.

3.2.1.3. Escala de Medición

- A. 1 grado de libertad.
- B. Aceleración (g)
- C. Kilogramos (kg)
- D. Rodamientos lineales
- E. Hertz (Hz).

3.2.2. Variable Dependiente

Modelos Reducidos

3.2.2.1. Denominación de la variable

Consiste en una varilla con una masa concentrada en el extremo superior, a la vez que puede pivotar bidimensionalmente, a efecto de movimientos longitudinales causados por la mesa vibratoria.

3.2.2.2. Indicadores

- A. Periodo del modelo estructural
- B. Aceleración absoluta
- C. Velocidad relativa
- D. Desplazamiento relativo

3.2.2.3. Escala De Medición

- A. Periodo (segundos)
- B. g (gravedad)
- C. metros por segundo (m/s)
- D. Metros (m)

3.3. TIPO DE INVESTIGACIÓN

Tipo de investigación experimental ya que consiste en la manipulación de variables experimentales, en condiciones rigurosamente controladas, con el fin de

describir de qué modo o por qué causa se produce una situación o acontecimiento particular.

3.4. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

El diseño de investigación es experimental ya que consiste en la manipulación de variables experimentales, en condiciones rigurosamente controladas, con el fin de describir de qué modo o por qué causa se produce una situación o acontecimiento particular.

3.5. ÁMBITO DE ESTUDIO

En la región de Tacna.

3.6. TIEMPO SOCIAL DE LA INVESTIGACIÓN

La construcción de la mesa vibradora y la evaluación de resultados fue en el periodo de 2016 – 2017.

3.7. POBLACIÓN Y MUESTRA

La población de estudio esta referenciada en el estudio en seis ensayos distribuidos, de tres ensayos en cada modelo con la mesa vibradora, con las características sísmicas unidireccional.

3.8. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS

3.8.1. Técnicas

Observación del comportamiento de los ensayos en el valor de la frecuencia generada. Recopilación de datos obtenidos en el computador mediante el acelerómetro, de la mesa vibratoria y el modelo reducido al mismo tiempo. Y verificación de la respuesta de vibración libre del modelo una vez terminado el ensayo.

3.8.2. Instrumentos

3.8.2.1. Computador

El computador requerido para el ensayo y procesamientos de datos debe tener las mínimas características:

- Procesador Core 2 Duo 2GHz o superior
- 2GB de RAM
- Tarjeta gráfica de 512 MB o superior
- DirectX 9.0 o superior
- 4 GB de espacio libre en el disco duro
- Windows XP en adelante.

3.8.2.2. Matlab – Simulink

Se realiza el presente proyecto con la versión de Matlab 2014b el cual es un software técnico de programación matemática que sirve para realizar múltiples tareas de la materia.

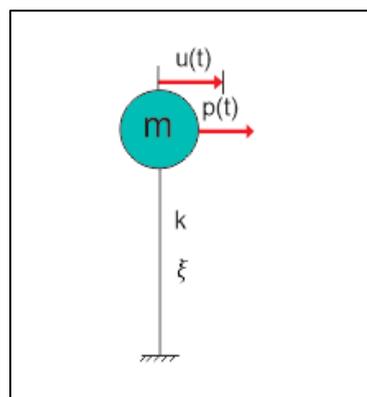
El software Matlab es de alto nivel para el cálculo técnico, permite resolver problemas de algebra lineal, estadísticas, funciones graficas bidimensionales y tridimensionales entre otras características que podrás descubrir con el uso del software.

3.8.2.3. Simulink

Es un entorno dentro del Matlab que permite simular sistemas dinámicos de las ecuaciones algebraicas que se representan a través de una interfaz basada en bloques.

Simulink grafica los términos de la función de los bloques establecidos para saber su comportamiento.

Como por ejemplo el OV1GDL transformada al dominio de Laplace



$$\mathcal{L}\{m\ddot{u} + c\dot{u} + ku\} = \mathcal{L}\{p\}$$

$$ms^2U + csU + kU = P$$

$$ms^2U = P - csU - kU$$

$$U = \frac{1}{ms^2}(P - csU - kU)$$

Fuente: Elaboración propia

El diagrama de Bloques para el OVE1GDL estará representado por lo siguiente:

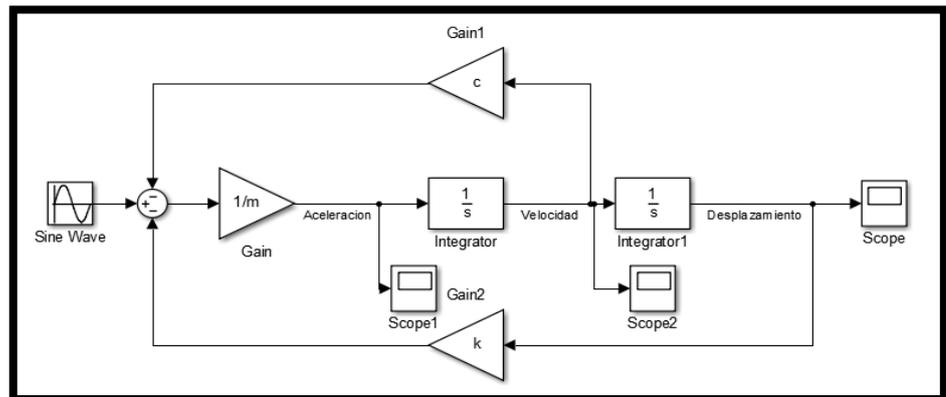


Figura 3.1 Diagrama de bloques de la respuesta acoplada para el sistema de 1 grado de libertad

Fuente: Elaboración propia

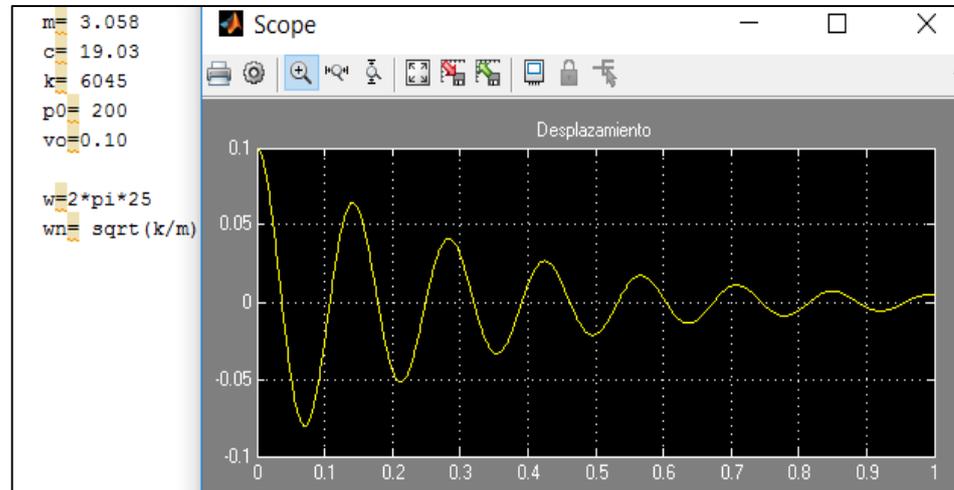


Figura 3.2 Respuesta en el tiempo de vibración libre el sistema de 1 grado de libertad

Fuente: Elaboración propia

3.8.3. TARJETA ARDUINO

3.8.3.1. Arduino mega 2560

El Arduino Mega está basado en el microcontrolador ATmega2560. Tiene 54 pines de entradas/salidas digitales (14 de las cuales pueden ser utilizadas como salidas PWM), 16 entradas analógicas, 4 UARTs (puertos serial por hardware), conexión USB, jack de alimentación y botón de reset. Incorpora todo lo necesario para que el microcontrolador trabaje; simplemente conéctalo a tu PC por medio de un cable USB o con una fuente de alimentación externa.

Arduino Mega ahora utiliza un microcontrolador ATmega8U2 en vez del chip FTDI. Esto permite mayores velocidades de transmisión por su puerto USB y no requiere drivers para Linux o MAC (archivo inf es necesario para Windows) además ahora cuenta con la capacidad de ser reconocido por el PC como un teclado, mouse, joystick, etc. [arduino.cl].

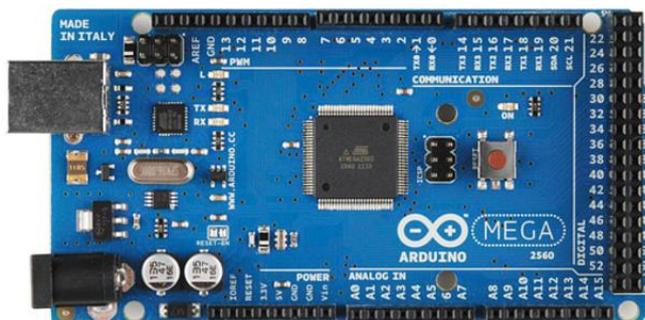


Figura 3.3 tarjeta arduino mega 2560

Fuente: arduino.cl

3.8.3.2. Arduino uno

El Arduino es una plataforma computacional física open-source basada en una simple tarjeta de I/O y un entorno de desarrollo que implementa el lenguaje Processing/Wiring. El Arduino Uno R3 puede ser utilizado para desarrollar objetos interactivos o puede ser conectado a software de tu computadora. El IDE open-source puede ser descargado gratuitamente (actualmente para Mac OS X, Windows y Linux). [arduino.cl].

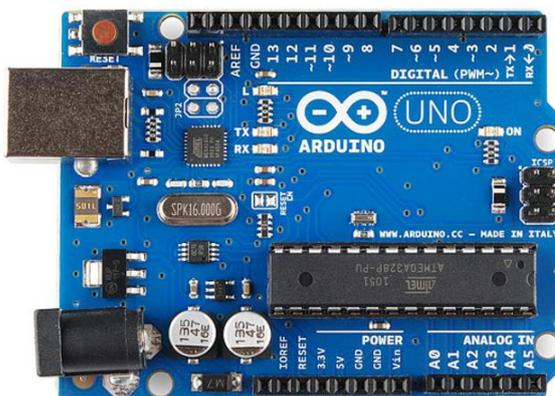


Figura 3.4 tarjeta arduino uno R3

Fuente: arduino.cl

3.8.4. ACELEROMETROS

3.8.4.1. Acelerómetro M6050

Es un sensor que mide la aceleración, inclinación o vibración y transforma la magnitud física de aceleración en otra magnitud eléctrica que será la que emplearemos en los equipos de adquisición estándar. Los rangos de medida van desde las décimas de g, hasta los miles de g.

Tabla 5. Escala de lectura del acelerómetro MPU 6050

Variable	valor mínimo	valor central	valor máximo
Lectura MPU6050	-32768	0	32767
Aceleración	-2g	0g	+2g

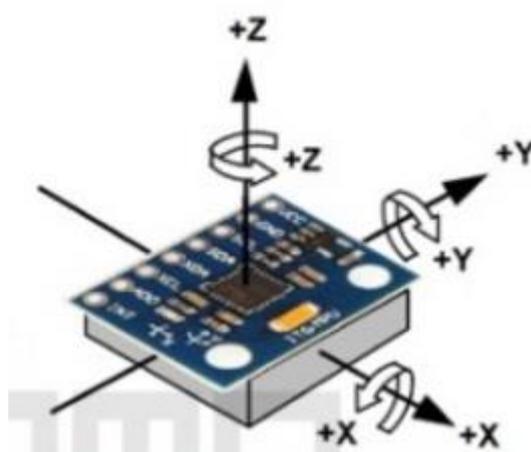


Figura 3.5 Las 3 direcciones de los ejes del acelerómetro M6050

Fuente: Naylamp Mechatronics

CAPÍTULO IV

LOS RESULTADOS

4.1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE CAMPO

4.1.1. MESA VIBRATORIA

4.1.1.1. Plataforma

La construcción del simulador unidireccional se inició por la plataforma en la cual se colocarían el modelo a ensayar, debido a considerar diversos modelos con diferentes pesos es que se optó por construir la plataforma de acero de 60 x 60 cm, considerando la escala de la mesa de 1/10.

Se consideró perforar dicha plataforma con pequeños diámetros de 3/8", a cada 10 cm por toda la plataforma de manera simétrica, teniendo un total de 25 agujeros, los cuales tienen el propósito de poder colocar el modelo reducidos y así ensayarlos.

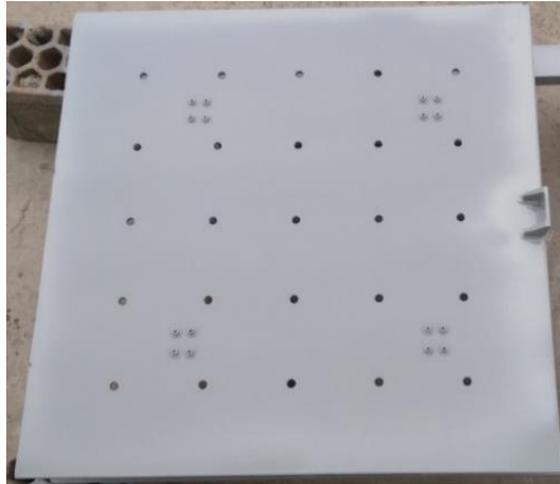


Figura 4.1 Vista de planta de la plataforma de Acero A – 36

Fuente: Elaboración propia

4.1.1.2. Rodamientos lineales

El rodamiento es ideal para ser usado en plataformas deslizantes. Se deslizan sobre ejes del mismo diámetro. Incluye Soporte para un acoplar rápidamente a la estructura. [naylor mechatronics]

A. Especificaciones Técnicas

- Carga dinámica C: 260N
- Carga estática Co: 400N
- Dimensiones:
 - Diámetro Interior 8mm
 - Longitud 30mm
 - Ancho 22mm.

Para la selección de los rodamientos se consideró las características dinámicas de los rodamientos lineales

- ✓ Peso de carga dinámica = $274\text{N} / 9.8\text{m/s}^2 = 27.95\text{Kg}$
- ✓ Considerando un factor de seguridad de $f_s = 0.85$
- ✓ Peso soportado de cada rodamiento lineal = $0.85 * 27.95 = 23.75\text{Kg}$

Para nuestra mesa considerando que nuestras dimensiones son simétricas consideramos que por 4 rodamiento lineales la carga máxima soportada

- ✓ Rodamiento lineal (4 unid) = $4 * 23.75 = 95\text{Kg}$

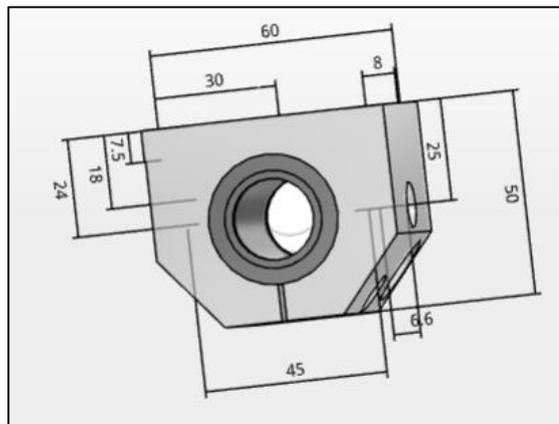


Figura 4.2 Dimensiones del rodamiento lineal utilizado

Fuente: airtac



Figura 4.3. Rodamiento lineal de aluminio de 8 mm

Fuente: naylamp mechatronics

4.1.1.3. Guía lineal

Fabricado en acero inoxidable y con un acabado superficial especial para una menor fricción al movimiento hacen de esta guía un componente adecuado para aplicaciones de movimiento lineal. [naylamp mechatronics]

A. ESPECIFICACIONES

- Material: Acero Inoxidable
- Diámetro: 8mm
- Largo: 500mm
- Extremos chaflanados

Para la selección de las guías se consideró las características del material

- ✓ Esfuerzo de fluencia = 26kgf/mm²
- ✓ $1kp = 1\text{ kgf} = 1\text{ kg} * 9,80666\text{ m/s}^2 = 9,80665\text{ N}$

- ✓ El factor de seguridad para cortante según el AISC =0.75
- ✓ $=26*0.75=19.526\text{kgf/mm}^2$
- ✓ Área circular de la varilla $=\text{Pi}*(8\text{mm})^2/4=50.264\text{ mm}^2$
- ✓ Peso soportado= $19.5\text{ kgf/mm}^2*50.264\text{ mm}^2=980.148\text{kgf}$

Para el esfuerzo cortante en el medio de la varilla

$$V=F/2$$

$$V=490\text{Kg}$$



Figura 4.4 Guía lineal de acero inoxidable de 500 mm

Fuente: naylamp mechatronics



Figura 4.5 Vista en planta de los 2 rodamientos y 1 corredera

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.6. Vista de perfil de los rodamientos y las correderas lineales

Fuente: Elaboración propia

4.1.1.4. Mesa de cimentación

La mesa de cimentación está hecha de acero A – 36 de Angulo C de 2x1. Soporta todo el sistema de la mesa desde el actuador (cilindro neumático) y la plataforma de 60 x 60 cm. Con fijación de 2 rodamientos en la mesa de cimentación para que no se desalinee.



Figura 4.7. Vista de planta de la Mesa de cimentación

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.8 Vista de planta inferior de la mesa de cimentación ya terminada

Fuente: Elaboración propia

4.1.1.5. Cilindro neumático

- A. **Características:** Norma ISO 6432 Resistentes a la oxidación, Anillo magnético standard para control de posición. Se suministra con tuerca de fijación y contratuerca del vástago. No requieren lubricación

- B. **Datos Técnicos:** Fluido: Aire comprimido Filtrado, lubricado o no lubricado Presión de Trabajo: 0.5 a 7 Bar ~ 7 a 100 PSI Temperatura de Trabajo: -5°C a 70°C ~ 23°F a 158°F Amortiguación: Elástica



Figura 4.9. Vista Frontal del cilindro neumático

Fuente: Elaboración propia

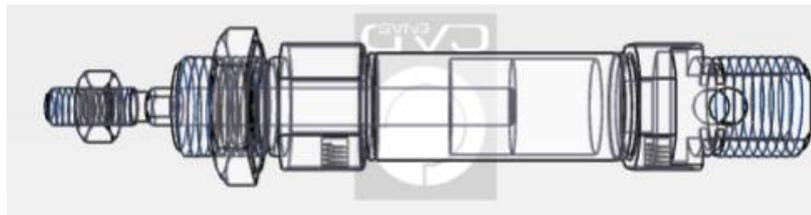


Figura 4.10. Dibujo interno en CAD del cilindro neumático

Fuente: airtac.partcommunity.com

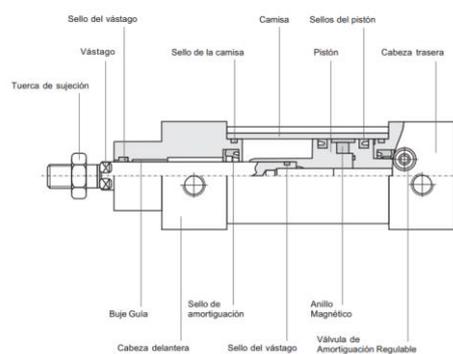


Figura 4.11 Esquematización y partes del cilindro neumático

Fuente: airtac.partcommunity.com

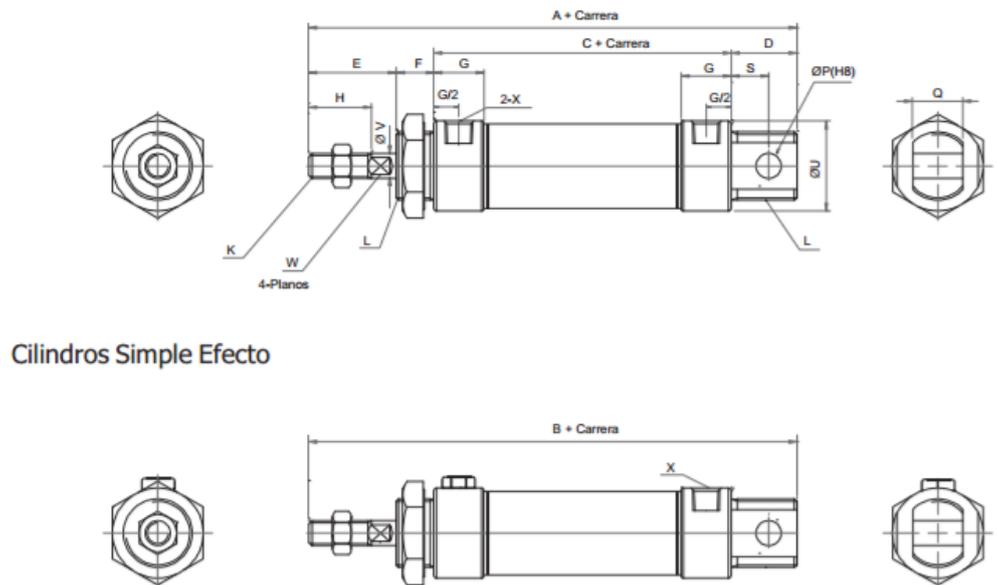


Figura 4.12 Dimensionamiento del cilindro neumático (cilindro MIC20x50SCAG)

Fuente: airtac.partcommunity.com

Tabla 6 Características del cilindro neumático

Diam	A	B	C	D	E	F	G	H
20 mm	137	137	76	21	28	12	16	20

Diam	K	L	P	Q	S	U	V	W	X
20mm	M8x1.25	M22x1.5	8	16	12	27	8	6	G1/8"

4.1.1.6. Válvula solenoide

A. Característica:

- Servo pilotadas
- Operador manual adicional
- Libres de mantenimiento
- Bajo consumo de potencia
- Facilidad de montaje

B. Datos Técnicos

- **Fluido:** Aire comprimido Filtrado, lubricado o no lubricado
- **Presión de Trabajo:** 1.5 a 8 Bar ~ 21 a 114 PSI Temperatura de Trabajo: -5°C a 60°C ~ 23°F a 140°F
- **Tiempo de Respuesta:** 0.05 segundos
- **Max. Ciclaje:** en Válvulas 5/2: 5 Ciclos/segundo



Figura 4.13. Vista frontal de la Válvula solenoide

Fuente: Elaboración propia

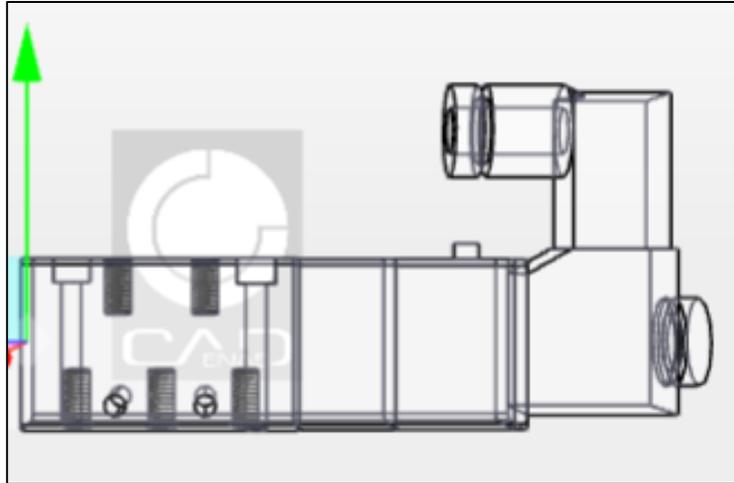


Figura 4.14. Imagen 3D interna de la válvula solenoide serie 4V100

Fuente: airtac.partcommunity.com

Válvulas 5/2

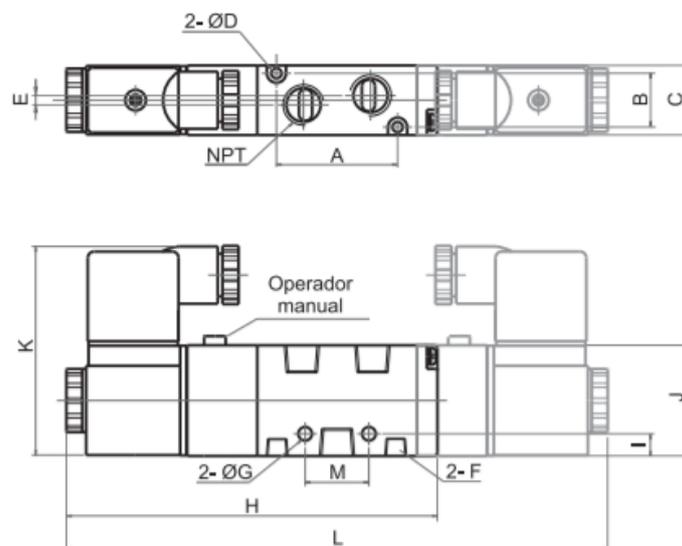


Figura 4.15 Dimensionamiento de la válvula solenoide serie 4V100

Fuente: airtac.partcommunity.com

Tabla 7 Características de la válvula solenoide serie 4V100

NPT	A	B	C	ØD	E	F	ØG
1/8"	38	17	22	3.2	0	1/8"	4.3

4.1.1.7. Compresora neumática

Uso: Ideal para alimentar múltiples herramientas de aire de alta demanda

- **Características** Motor de aluminio.
Trabajo continuo de 4 a 6 horas
- **Marca** Pitbull
- **Modelo** ZBM 25A
- **Material** Acero y PVC
- **Medidas** Ancho: 50 cm. PrºFundidad: 30 cm. Alto: 62 cm
- **Potencia** 2 HP
- **Capacidad** 50 L
- **Voltaj** 220 V
- **Presión** 8 bar
- **Frecuencia** 60 Hz
- **Tipo** Compresoras de aire



Figura 4.16 Compresora de aire pitbull de 2 Hp

4.1.1.8. Tarjeta arduino

Las tarjetas arduino trabaja como una tarjeta de interfaz entre el computador (trabajando con el entorno de Simulink) y la mesa, al igual también como adquisición de datos con el acelerómetro 6050.

Las tarjetas arduino que han sido utilizadas en el equipo son:

- Arduino uno
- Arduino mega 2560

4.1.1.9. Relay

Modulo con 2 canales independientes, el cual tiene las siguientes características:

cada uno con un Relay AC250V a 10A, DC30V 10A. Contiene 2 diodos de protección conectados en paralelo a la bobina del relé. Voltaje de activación: 5V

- DC conectar el positivo de la fuente de alimentación (presionar la fuente de alimentación del voltaje del relé)
- DC- conectar el cátodo de una fuente de alimentación
- CH módulo de relé de disparo del disparador (ingreso de la señal desde arduino)

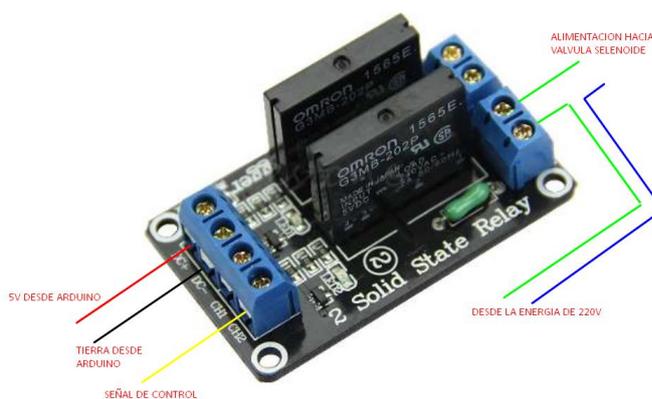


Figura 4.17 Relay Solido Omron 5v 240v 2 Canales utilizado en la mesa unidireccional

Fuente: <http2.mlstatic.com>

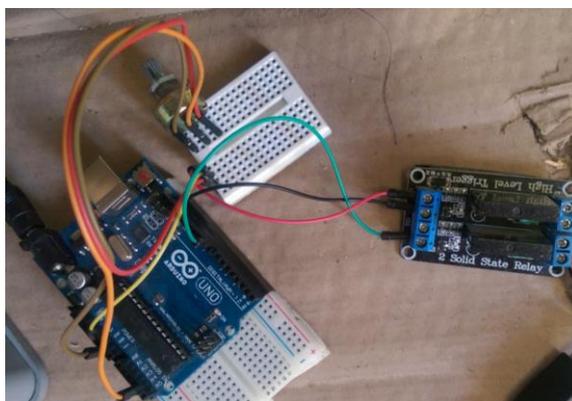


Figura 4.18 Conexión del Relay, la tarjeta arduino y potenciómetro

Fuente: Elaboración propia

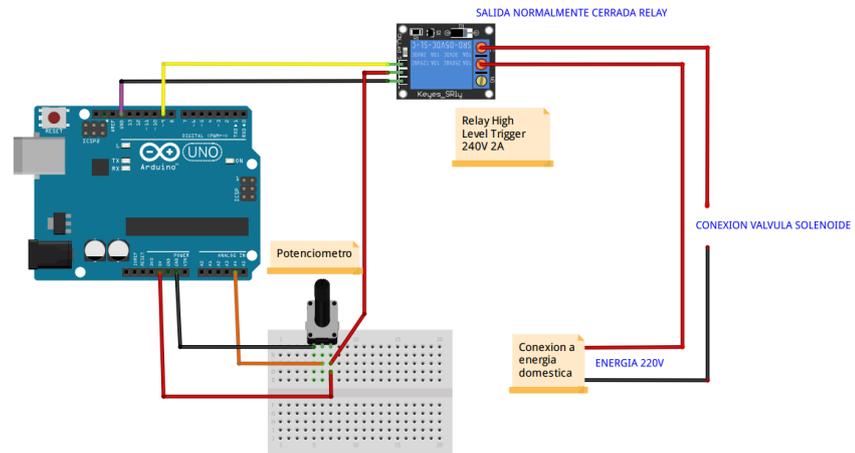


Figura 4.19 Diagrama de Conexión del equipo que comanda la señal de ingreso

Fuente: Elaboración propia

Tabla 8 Parámetros de la esa vibratoria

PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN
Peso máximo de la mesa	30 kg
Grados de libertad	1 (horizontal)
Desplazamiento máximo	± 45 mm
Aceleración máxima	± 1 g
Frecuencia máxima de operación	12 Hz

4.1.2. Modelos Reducidos

Las columnas se unieron en la plataforma con la ayuda de tuercas, arandelas y volandas de presión de 3/8", tanto en la parte inferior como superior de la plataforma asegurando así la unión de ambos elementos, para la simulación de empotramiento del sistema.

Finalmente, una vez empotrada la columna (varilla roscada) en la plataforma se procede a la colocación de la masa a ensayar, asegurándola de la misma forma, logrando así ser una sola unidad.

4.1.2.1. Acelerómetro

Los acelerómetros usados son los anteriormente mencionados en el capítulo 3. Los cuales van colocados uno en la plataforma de la mesa vibratoria y el segundo en el modelo a ensayar, como se observa en la Figura 4.23

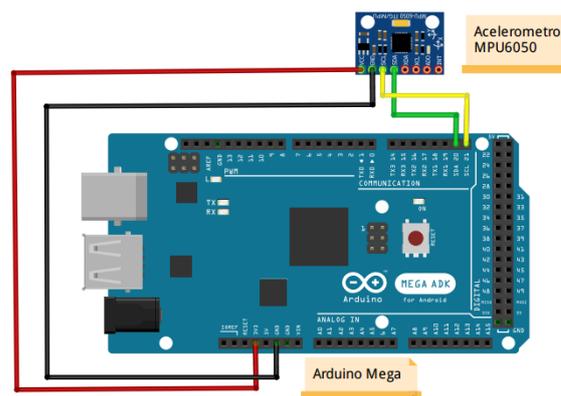


Figura 4.20. Diagrama de conexionado entre el acelerómetro MPU6050 y Arduino mega

Fuente: elaboración propia

4.1.2.2. Columna

La columna del modelo son varillas roscadas de acero de 40 cm con un diámetro de 3/8".



Figura 4.21. fotografía de las varillas roscadas de 3/8"

Fuente: Elaboración propia

4.1.2.3. Masa

La masa que se utiliza en los ensayos es una pesa representativa, con un peso de 0.34 kg.



Figura 4.22. Masa de modelo a ensayar de masa 0.34 kg

Fuente: Elaboración propia

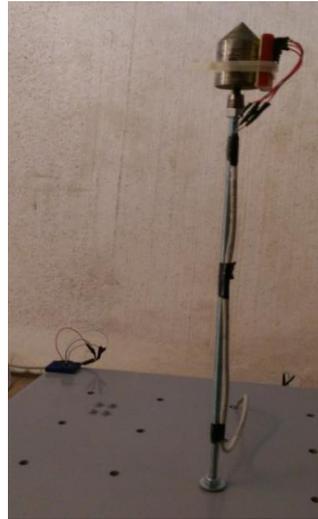


Figura 4.23 Colocación de los acelerómetros en la propuesta final a ensayar

Fuente: Elaboración propia

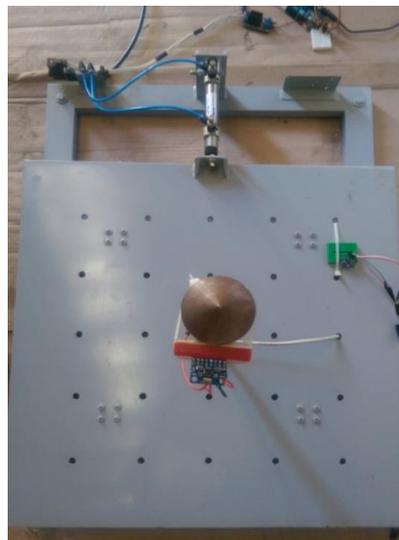


Figura 4.24 Colocación de los acelerómetros en la propuesta final a ensayar

Fuente: Elaboración propia

4.2. DISEÑO DE LA PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS

El resultado de la construcción de la mesa vibratoria logro generar movimientos horizontales comandados por el computador.

Siendo el cilindro neumático el generando de estos movimientos con la ayuda de la compresora de aire, conformando finalmente nuestra mesa vibratoria la cual se presenta como opción de un sistema neumático a diferencia de las mesas vibratoras de sistema hidráulico. Son más seguras de manipular.

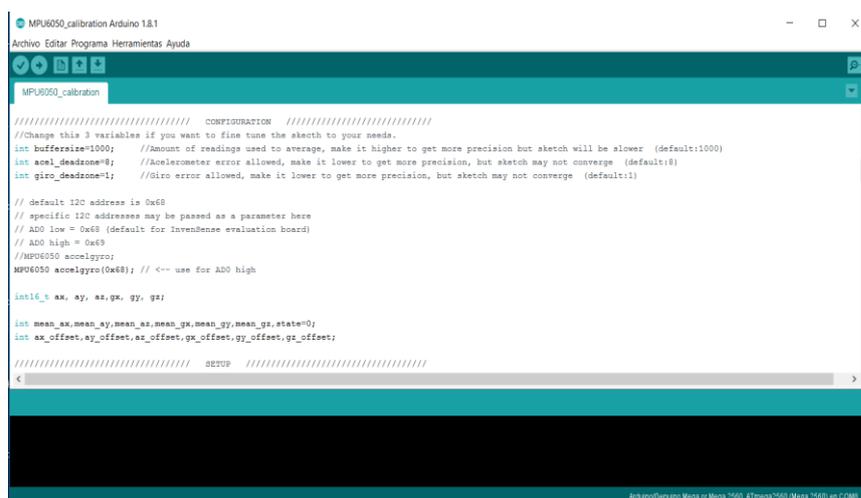
Al mismo tiempo de la construcción de la mesa vibratoria se trabajó en el computador con el programa Matlab, el cual tendría que ser la herramienta para calibrar los equipos, los comandos para experimentar las diferentes frecuencias y además la recopilación de datos de los ensayos.

La comunicación del computador a la tarjeta arduino y está a un acelerómetro, permitió el objetivo de comandar el sistema de la mesa y obtener los resultados en tiempo real, es decir al mismo tiempo iniciado con el ensayo es que se recopilan los datos y se guardan en el programa ya diseñado.

Posterior a esto, una vez finalizado los ensayos los datos de la modelación son guardados, para así trabajar con las señales de ingreso y salida, ver el comportamiento en vibración libre al finalizar la señal de ingreso y obtener las propiedades del sistema modelado.

4.2.1. ARDUINO

Arduino se enfoca en acercar y facilitar el uso de la electrónica y programación de sistemas embebidos en proyectos multidisciplinarios



```

MPU6050_calibration Arduino 1.8.1
Archivo Editar Programa Herramientas Ayuda

MPU6050_calibration

//////////////////////////////////// CONFIGURATION //////////////////////////////////////
//Change this 3 variables if you want to fine tune the sketch to your needs.
int bufferSize=1000; //Amount of readings used to average, make it higher to get more precision but sketch will be slower (default:1000)
int accel_deadzone=8; //Accelerometer error allowed, make it lower to get more precision, but sketch may not converge (default:8)
int giro_deadzone=1; //Giro error allowed, make it lower to get more precision, but sketch may not converge (default:1)

// default I2C address is 0x68
// specific I2C addresses may be passed as a parameter here
// AD0 low = 0x68 (default for InvenSense evaluation board)
// AD0 high = 0x69
//MPU6050 accelgyro;
MPU6050 accelgyro(0x68); // <- use for AD0 high

int16_t ax, ay, az, gx, gy, gz;

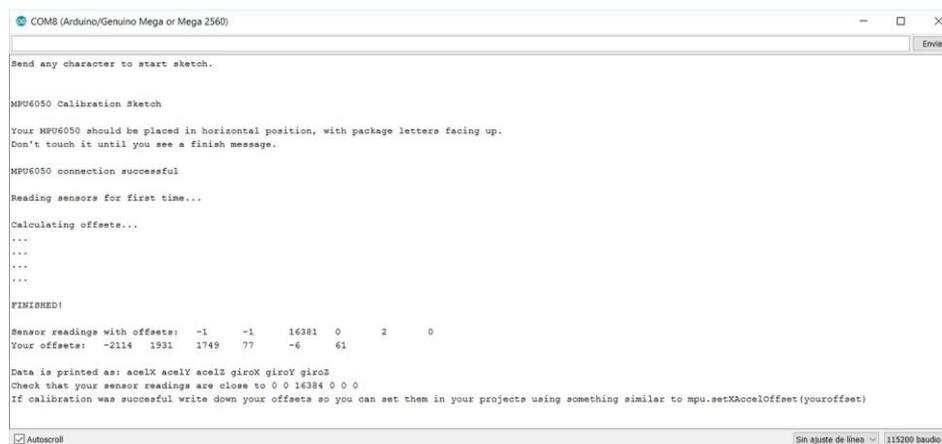
int mean_ax,mean_ay,mean_az,mean_gx,mean_gy,mean_gz,stats=0;
int ax_offset,ay_offset,az_offset,gx_offset,gy_offset,gz_offset;

//////////////////////////////////// SETUP //////////////////////////////////////

```

Figura 4.25. Plataforma de programación arduino para la calibración

Fuente: elaboración propia



```

COM8 (Arduino/Genuino Mega or Mega 2560)
Enviar

Send any character to start sketch.

MPU6050 Calibration Sketch

Your MPU6050 should be placed in horizontal position, with package letters facing up.
Don't touch it until you see a finish message.

MPU6050 connection successful

Reading sensors for first time...

Calculating offsets...
...
...
...
...

FINISHED!

Sensor readings with offsets:  -1  -1  16381  0  2  0
Your offsets:  -2114  1931  1749  77  -6  61

Data is printed as: accelX accelY accelZ giroX giroY giroZ
Check that your sensor readings are close to 0 0 16384 0 0 0
If calibration was successful write down your offsets so you can set them in your projects using something similar to mpu.setXAccelOffset(yourOffset)

Autoscroll Sin ajuste de líneas 115200 baudos

```

Figura 4.26. Calibración del acelerómetro mediante el programa arduino

Fuente: elaboración propia

4.2.2. MATLAB – SIMULINK

El procesamiento de datos se elabora con el programa Matlab simulink el cual es un diagrama de bloques de lazo abierto como se observa en la Figura 4.27

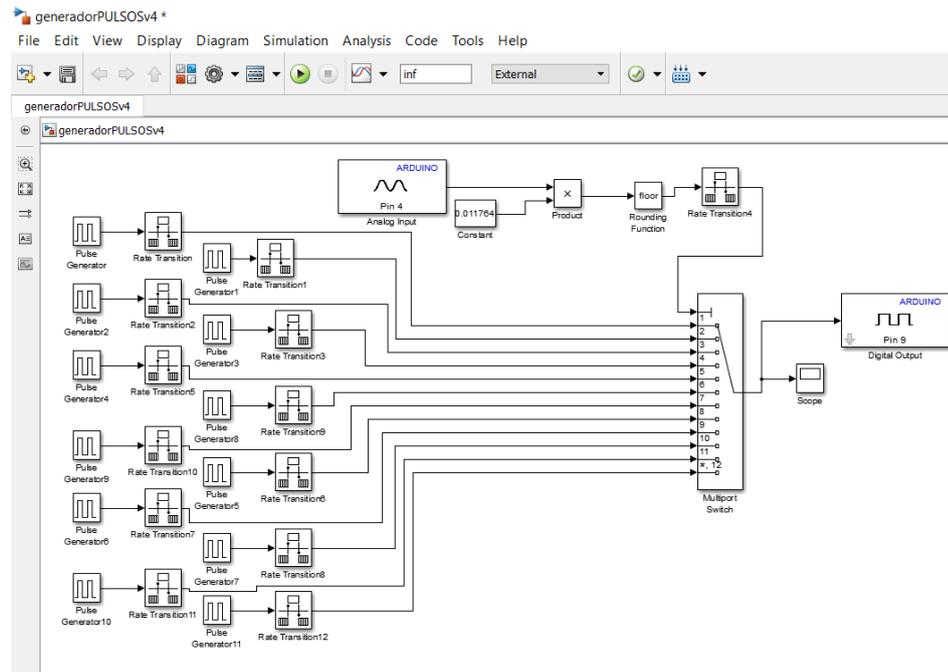


Figura 4.27. diagrama de bloques de la señal de comando al arduino uno

Fuente: elaboración propia

La recopilación de ensayos se obtuvo con el programa Matlab y Simulink configurando los acelerómetros como se ve en la Figura 4.27 y Figura 4.28

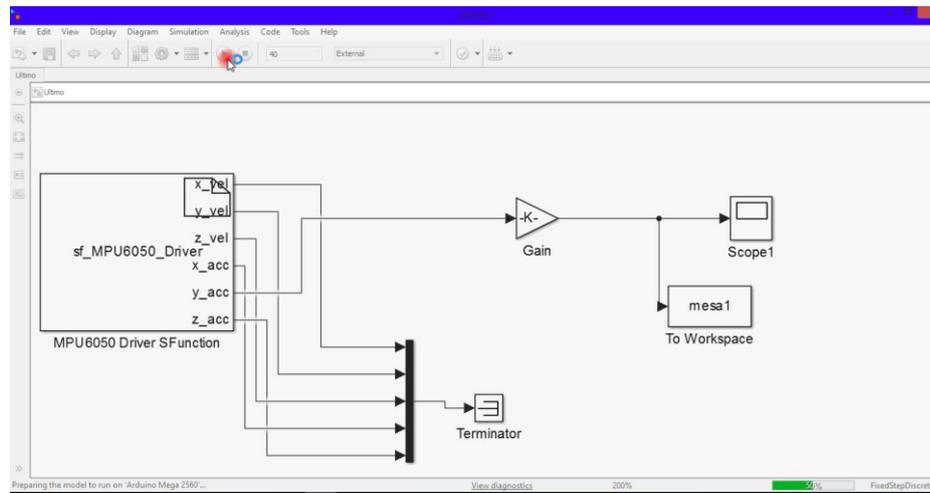


Figura 4.28. Programa en Simulink de recopilación de datos del acelerómetro de la plataforma

Fuente: elaboración propia

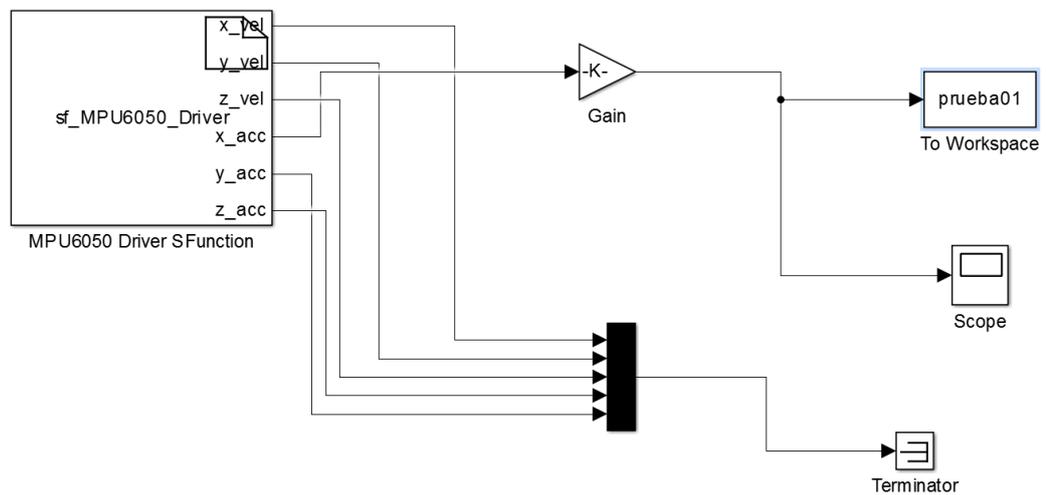


Figura 4.29. Programa en Simulink de recopilación de datos del acelerómetro de la plataforma

Fuente: elaboración propia

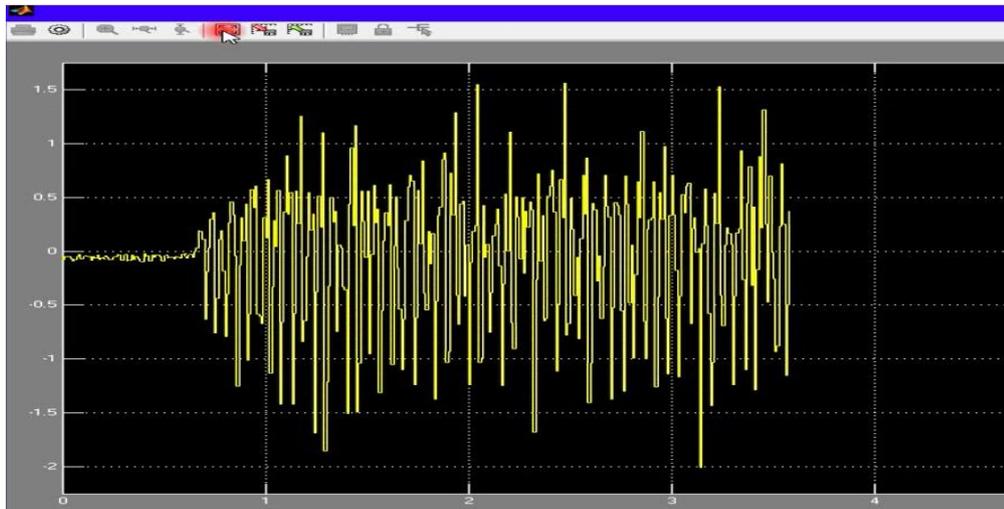


Figura 4.30. Señal del acelerómetro de la mesa en Simulink

Fuente: elaboración propia

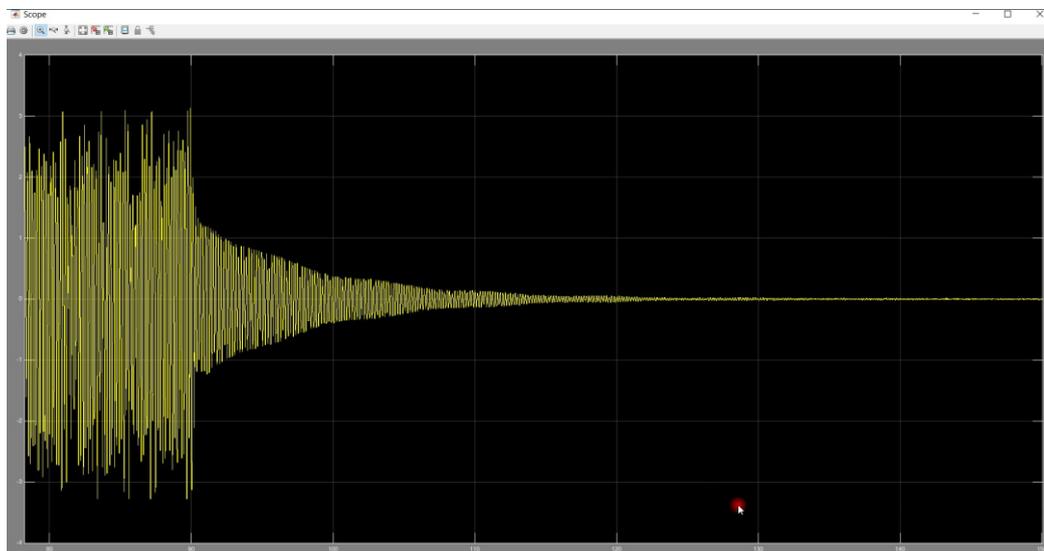


Figura 4.31. Señal del acelerómetro del modelo y su respuesta en vibración libre

Fuente: elaboración propia

4.3. PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS

Los siguientes ensayos se realizaron con la previa calibración del acelerómetro MPU6050, y aplicando el comparativo con el método de Newmark vs los resultados del equipo a la vez que se muestra la señal que comanda al actuados para producir las aceleraciones, y finalmente el comparativo de las aceleraciones de la plataforma y el modelo ensayado.

Datos de la varilla a ensayar

- ✓ Diámetro de la varilla = $3/8'' = 9.525 \text{ mm}$
- ✓ Longitud de la varilla = 400 mm
- ✓ Módulo de Elasticidad = $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}$
- ✓ Inercia de la varilla

$$I = \frac{1}{4}\pi r^4$$

$$I = 404.045 \text{ mm}^4$$

- ✓ Cálculos de la Rigidez del sistema

$$k = \frac{3EI}{h^3}$$

$$k = \frac{12(2.1 \times 10^5 \text{ N/mm})(404.045 \text{ mm}^4)}{(400 \text{ mm})^3}$$

$$k = 3.98 \text{ N/mm}$$

La señal para todos los ensayos son señales de pulsos como se muestra en la Figura 4.32 los cuales van de 0 a 1 pudiendo controlar la frecuencia de los mismos si se requiere como se muestra en la Figura 4.33.

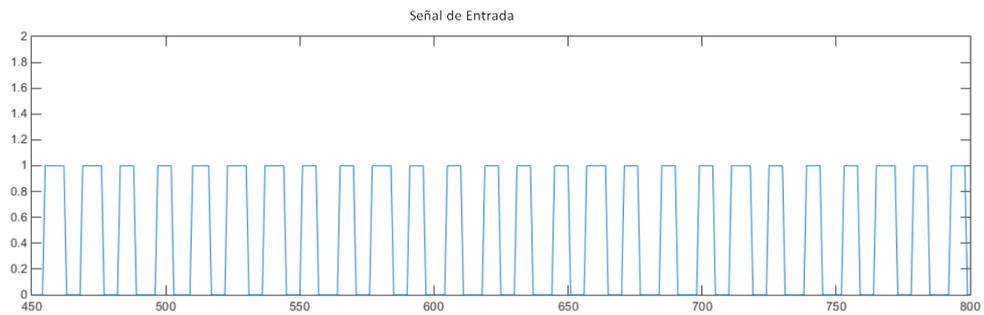


Figura 4.32. Señal de entrada que comanda la mesa vibratoria unidireccional

Fuente: elaboración propia

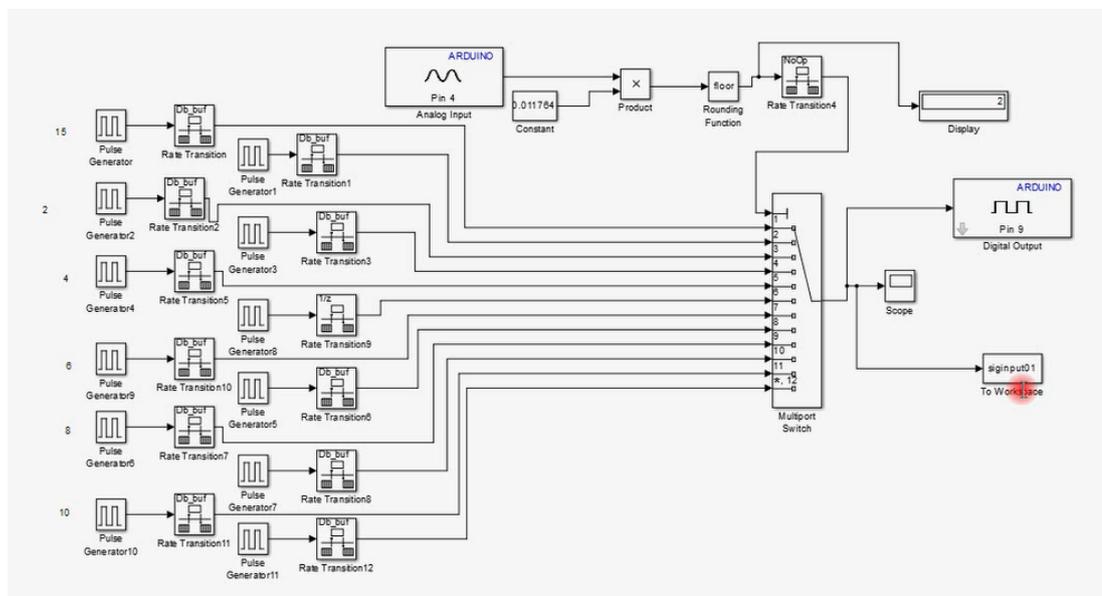


Figura 4.33. Programación en Simulink para el comando de las Frecuencias

Fuente: elaboración propia

4.3.1. Ensayos



Figura 4.34. Modelo ensayado de masa $m=0.34$ kg conectado con el acelerómetro

Fuente: elaboración propia

Datos:

Masa = 0.34 kg

Altura = 400 mm

$K = 3.98$ N/mm

$\xi = 0.34\%$

- Frecuencia natural

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{3.98}{0.34}} = 3.42 \text{ rad/s}$$

- Periodo natural de vibración

$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{2\pi}{3.42} = 1.84 \text{ s}$$

- Frecuencia Natural

$$f_n = \frac{1}{T_n} = \frac{1}{1.84} = 0.54 \text{ Hz}$$

- Resultados P01

Usando el método de Newmark:

$$u_{gmax} = 1.538$$

$$d_{max} = 0.058$$

$$v_{max} = 0.192$$

atmax	2.0735
atmodelomax	2.5721

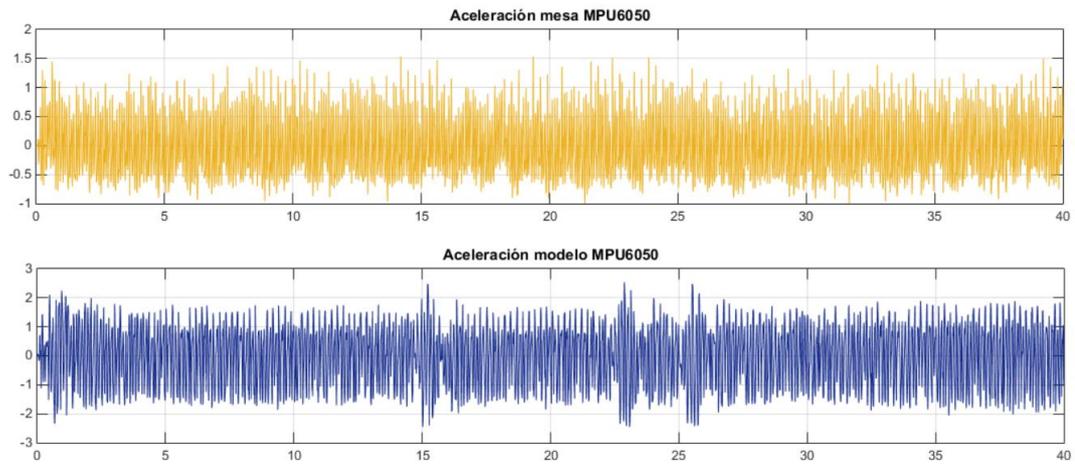


Figura 4.35. Señal de la mesa y el modelo ensayado prueba 01

Fuente: elaboración propia

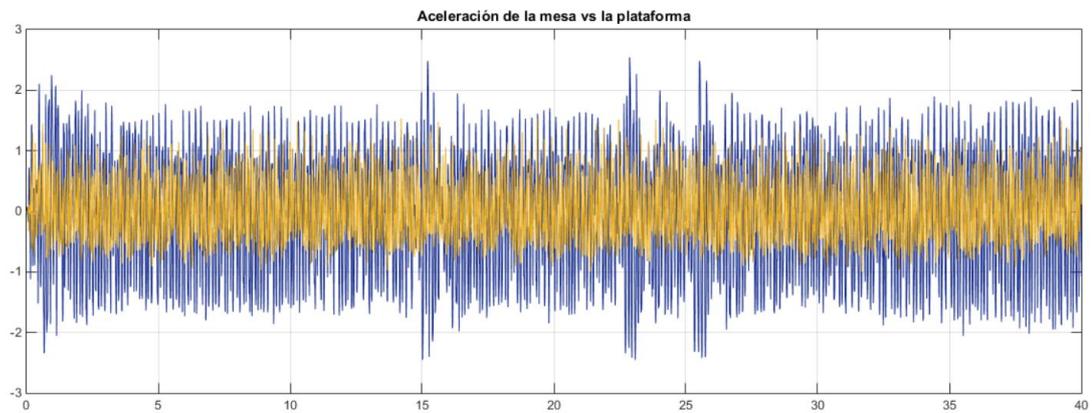


Figura 4.36. Comparación de aceleraciones de la plataforma y el modelo ensayado prueba 01

Fuente: elaboración propia

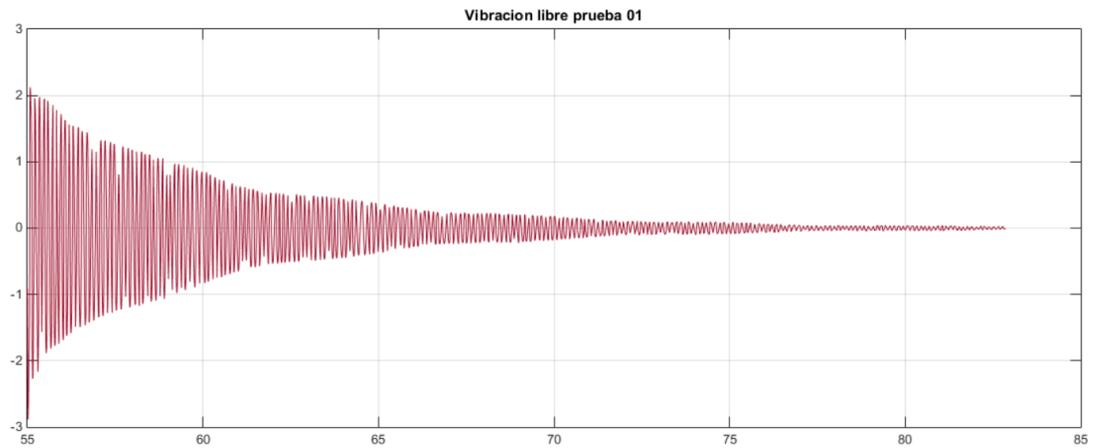


Figura 4.37. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 01

Fuente: Elaboración propia

Calculo de Decremento logarítmico

$$\zeta = \frac{1}{2\pi N} \cdot \ln\left(\frac{u_i}{u_{i+1}}\right)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\pi(11)} \cdot \ln\left(\frac{0.4764}{0.388}\right)$$

$$\zeta = 0.0029$$

- Resultados P02

Usando el método de Newmark:

$$ugmax = 1.8272$$

$$dmax = 0.0667$$

$$vmax = 0.4878$$

atmax	3.1667
atmodelomax	3.2769

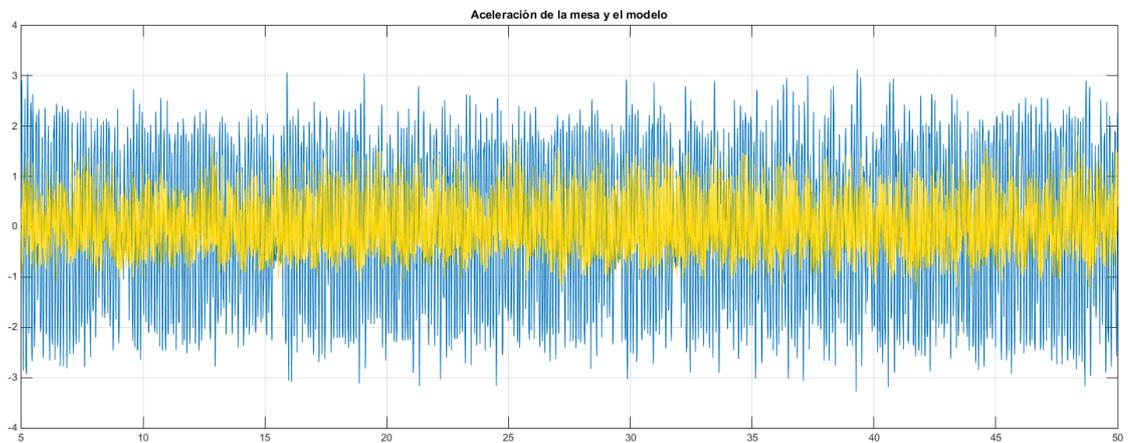


Figura 4.38. Comparación de las aceleraciones obtenidas en el ensayo Prueba 02.

Aceleración de la mesa y del modelo

Fuente: Elaboración propia

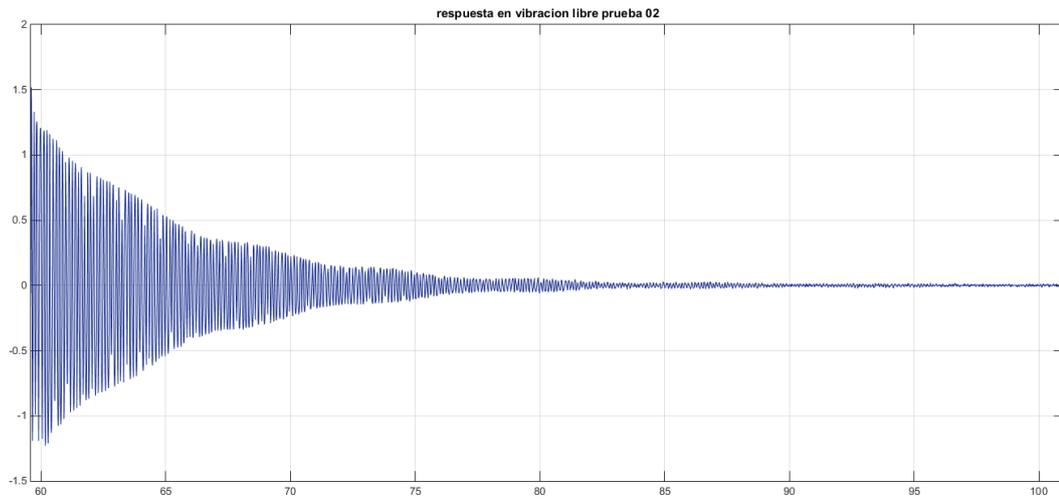


Figura 4.39. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 02

Fuente: Elaboración propia

Calculo de Decremento logarítmico

$$\zeta = \frac{1}{2\pi N} \cdot \ln\left(\frac{u_i}{u_{i+1}}\right)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\pi(39)} \cdot \ln\left(\frac{1.1864}{0.5396}\right)$$

$$\zeta = 0.003$$

- Resultados P03

En la prueba 03, se optó por no calibrar los acelerómetros, tanto de la mesa como del modelo, para ver cómo estos difieren de los resultados obtenidos en la prueba 01 y la prueba 02.

Usando el método de Newmark:

$$ugmax = 1.7532$$

$$dmax = 0.0476$$

$$vmax = 0.3169$$

atmax	2.2234
atmodelomax	3.2768

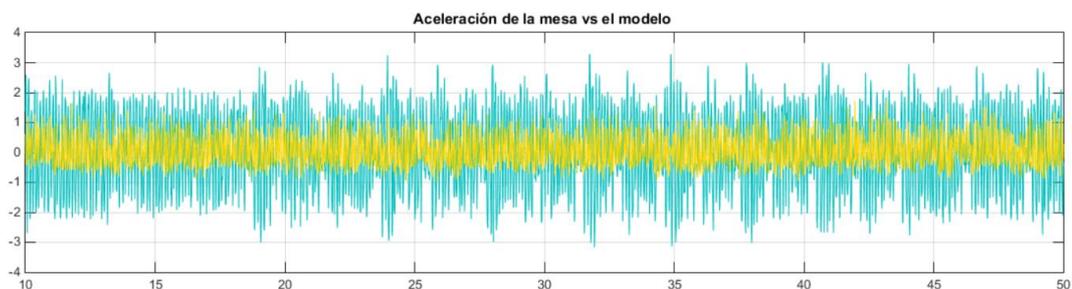


Figura 4.40. Comparación de las aceleraciones obtenidas en el ensayo Prueba 03.

Aceleración de la mesa y del modelo

Fuente: elaboración propia

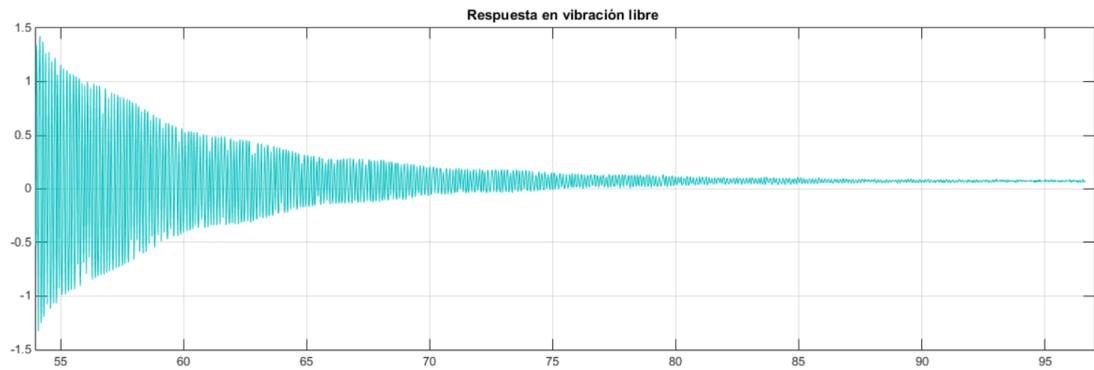


Figura 4.41. Aceleración registrada en vibración libre de la prueba 03

Fuente: Elaboración propia

Calculo de Decremento logarítmico

$$\zeta = \frac{1}{2\pi N} \cdot \ln\left(\frac{u_i}{u_{i+1}}\right)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\pi(7)} \cdot \ln\left(\frac{0.4276}{0.3828}\right)$$

$$\zeta = 0.0025$$

Se pretendió desarrollar este último ensayo para ver la importancia de la calibración de los acelerómetros MPU6050, el cual se indica que en cada ensayo se deben calibrar ambos acelerómetros antes de dar inicio a cada prueba para obtener un mejor resultado.

4.4. COMPROBACIÓN DE HIPÓTESIS (DISCUSIÓN)

En cuanto a las hipótesis específicas:

Como hipótesis específica 1, se había planteado:

“El tipo de ensayo que se realiza con ayuda de la mesa vibratoria unidireccional será de vibración libre”.

Al respecto debemos mencionar lo siguiente:

- El procesamiento de datos se elabora con el programa Matlab simulink el cual es un diagrama de bloques de lazo abierto.
- La recopilación de ensayos se obtuvo con el programa Matlab y Simulink configurando los acelerómetros.
- Finalmente, la señal del acelerómetro del modelo brinda una respuesta en vibración libre.

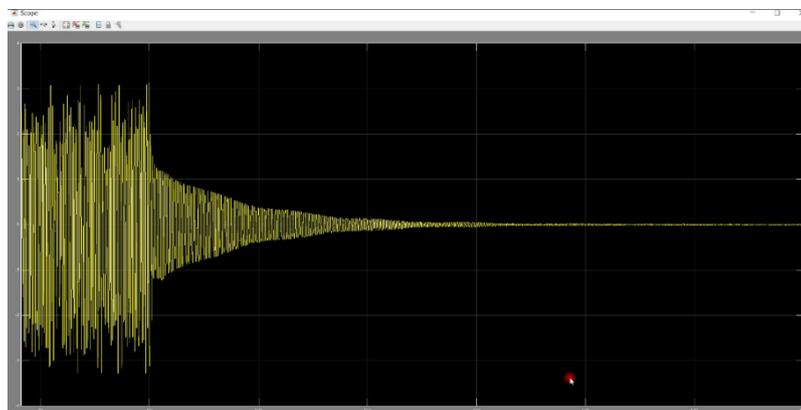


Figura 4.42. Señal del acelerómetro del modelo y su respuesta en vibración libre

Fuente: elaboración propia

Por lo descrito se comprueba la hipótesis de estudio.

Como hipótesis específica 2, se había planteado:

“Los instrumentos específicos a usar tendrán la medición de la respuesta del modelo reducido”.

Al respecto debemos mencionar lo siguiente:

- La construcción de la mesa vibratoria se trabajó en el computador con el programa Matlab, el cual se constituyó en la herramienta para calibrar los equipos, y experimentar las diferentes frecuencias y además la recopilación de datos de los ensayos.
- La comunicación del computador a la tarjeta arduino y está a un acelerómetro, permitió el objetivo de comandar el sistema de la mesa y obtener los resultados en tiempo real.
- Una vez finalizado los ensayos los datos de la modelación son guardados, para trabajar con las señales de ingreso y salida, y ver el comportamiento en vibración libre al finalizar la señal de ingreso y obtener las propiedades del sistema modelado.

- El acelerómetro sigue tomando los datos aun después de finalizar el ensayo con el movimiento unidireccional de la mesa, es así que podemos analizar el comportamiento en vibración libre del modelo.

Por lo descrito se comprueba la hipótesis de estudio.

Finalmente, como hipótesis general se había planteado:

“La mesa vibradora de simulación sísmica unidireccional permite analizar la respuesta del comportamiento estructural con el modelo reducido”

Al respecto debemos mencionar lo siguiente:

La mesa vibradora de simulación sísmica unidireccional permitió analizar la respuesta del comportamiento estructural con el modelo reducido, empleando la tarjeta arduino mega y el programa Matlab, comprobando que los instrumentos son adecuados para realizar la recopilación de datos y llevar acabo los ensayos.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.CONCLUSIONES

Primera

Con la construcción del simulador de movimiento unidireccional, se logró analizar el comportamiento de un sistema de 1GDL (péndulo invertido), en tiempo real con ayuda del acelerómetro MPU6050 colocados en la plataforma y en el modelo reducido.

Segunda

Con la mesa vibradora de simulación sísmica unidireccional se permitió analizar la respuesta del comportamiento estructural con el modelo reducido, empleando la tarjeta arduino mega y el programa Matlab, comprobando que los instrumentos son adecuados para realizar la recopilación de datos.

Tercera

Los resultados de aceleración absoluta experimental comparado con la aceleración absoluta utilizando el método de Newmark se comprueba que los resultados son aproximados.

Cuarta

El acelerómetro es el instrumento que toma datos aun después de finalizar el ensayo con el movimiento unidireccional de la mesa, permitiendo el análisis del comportamiento en vibración libre del modelo.

Quinta

Finalmente, se concluye que este proyecto permitirá abrir varias líneas de investigación en ingeniería, ya sea en la educación en pre grado como post grado y diversos ensayos como son la resonancia, fuerza cortante en la base, obtener espectros de respuesta del sistema, entre otros.

5.2.RECOMENDACIONES

Primera

En base de este modelo funcional se recomienda algunas mejoras como son: adicionar al sistema una servovalvula e implementar un sistema de control de lazo cerrado con PID (Proporcional Integral Derivativo) o cambiar el actuador (cilindro neumático) por un motor de vibraciones para lograr general señales armónicas y/o señales símicas en ambos casos.

Segunda

Si se requiere la construcción de un modelo más grande considerar fundamentalmente los apoyos y el peso a soportar ya que existen variedad de rodamientos lineales en este caso se tiene de 8 mm el cual es funcional para las características de la mesa.

Tercera

Aunque el programa Matlab – Simulink fue una gran herramienta y tiene un lenguaje de programación amigable, su librería aun es limitante para la comunicación con arduino: se recomienda una mejor opción con LabVIEW ya que es un programa de adquisición de datos y aun trabajando con arduino para el procesamiento de dichos datos.

BIBLIOGRAFÍA

Carrillo J., Bernal N. y Porras P., (2013). Evaluación del diseño de una pequeña mesa vibratoria para ensayos en ingeniería sismo-resistente. Universidad Militar Nueva Granada.

Chopra (2014). “Dinámica de Estructuras”. 4° Edición. Anil K. Chopra. 2014.

Clavijo J. y Ramirez L. (2011). Diseño, Modelamiento y Simulación de una mesa vibradora unidireccional hidráulica. (Tesis de Grado). Universidad industrial de Santander.

Clough & Penzien, (1995). “Dynamics of structures”, Third edition, Ray W. Clough & Joseph Penzien. 1995.

Coral, Ramírez, Rosero, Thomson Gómez & Marulanda, (2015). “Diseño, construcción y control de un simulador sísmico unidireccional tele-operable para modelos estructurales a pequeña escala”. Ingeniería y competitividad, Vol.12 N°2 p.95-115.

Díaz A. y Méndez C. “Diagrama de Bloques”. Recuperado de <http://modulacion.galeon.com/INDEX.HTM>

Esparza C. (1986). “Efectos de interacción estructura – Mesa Vibratoria durante Ensayos de simulación vibradora”. (Tesis de Maestría). Pontificia Universidad Católica del Perú.

García (1998). “Dinámica Estructural Aplicada al Diseño Sísmico”. Universidad de los Andes. Bogotá 1998.

Gaviño R., (2010). “Introducción a los sistemas de control: Conceptos, aplicaciones y simulación con MATLAB”. 1° Edición. Editorial Pearson.

Katsuhiko O. (2010). “Ingeniería de control moderna”. 5° Edición. Editorial Pearson.

Larbi, N. Bourahla, H. Benchoubane, K. Choutri (2016) “Desarrollo de un algoritmo de red neuronal como controlador adicional en línea al controlador PID”. World engineering conference.

Lázaro L. (2015). “Ensayo a escala de edificio de dos alturas sometido a desplazamientos horizontales”. (Tesis de Maestría). Universidad Politécnica de Catalunya.

Martín J. (2017). “Teoría y ejercicios prácticos de Dinámica de Sistemas”. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Sistema_de_control

Ñeco R. (2003). «1». En Editorial Club Universitario. Apuntes de sistemas de control. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Sistema_de_control

Paz, (1992). “Dinámica Estructural: Teoría y calculo”. Mario Paz, Editorial Reveté. Recuperado de <https://sites.google.com/site/picuino/ziegler-nichols>

Spiegel, M., (2014). “Transformadas de Laplace”. Mc Graw Hill. Interamericana de México. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Transformada_de_Laplace

Velásquez J. & Blondet M., (2016). “Sistema de control para una mesa vibratoria de 3 grados de libertad durante ensayos de simulación vibradora”. José Velásquez y Marcial Blondet. World engineering conference.

Villareal (2009). “Análisis Estructural”. Genner Villareal Castro. Lima 2009.

Wikipedia (2009): “Cinturón de Fuego del Pacífico”. Recuperado de
https://es.wikipedia.org/wiki/Cintur%C3%B3n_de_Fuego_del_Pac%C3%ADfico

Ziegler, J.G & Nichols, N. B. (1942). "Optimum settings for automatic controllers"

ANEXOS 1

PANEL FOTOGRÁFICO



Fotografía 1 Vista lateral inferior de la plataforma con los rodamientos lineales ya empotrados



Fotografía 2 Montaje de los rodamientos lineales a la mesa de cimentación



Fotografía 3 Montaje final de los apoyos y la plataforma



Fotografía 4 Vista lateral del montaje final de los apoyos y la
plataforma



Fotografía 5 Válvula solenoide serie 4V100 ya montada en la mesa vibradora a escala



Fotografía 6 Válvula solenoide, Relay, tarjeta arduino y cilindro neumático ya montada en la mesa vibradora a escala



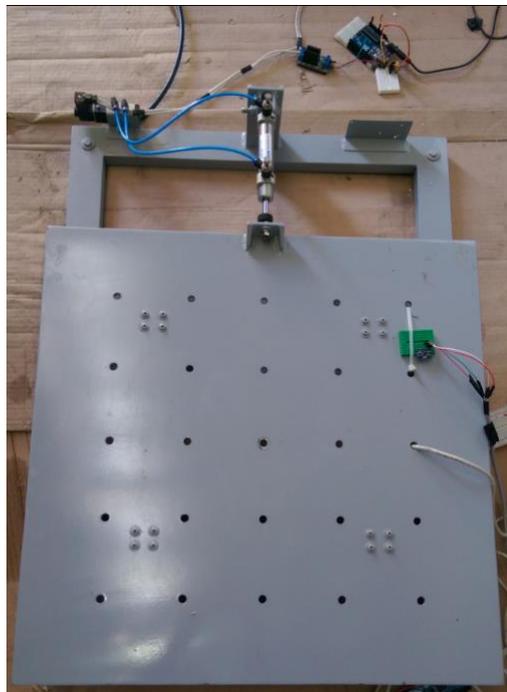
Fotografía 7 Presentación preliminar de la vista lateral posterior de la mesa vibradora a escala con sus componentes



Fotografía 8 Presentación preliminar de la vista lateral posterior de la mesa vibradora a escala con sus componentes



Fotografía 9 Presentación del acabado de la plataforma



Fotografía 10 Presentación final de la mesa vibratoria unidireccional

ANEXOS 2**PROGRAMACIÓN EN MATLAB**

```

% RESULTADOS COMPARATIVOS ENTRE ECUACION DE NEWMARK Y MESA SISMICA
% OVE 1GD sometido a la aceleracion de la mesa sismica unidireccional
% USANDO FUNCION DE NEWMARK PARA HALLAR RESPUESTA EN EL TIEMPO

clear; clc; close all;

% DATOS DEL PROBLEMA
m = 0.34;
xi = 0.0034;
k = 3.98;
d0 = 0;
v0 = 0;
dt = 0.01;
gam = 1/2;
beta = 1/4;

%-----
% COMPARAMOS LAS DOS ACELERACIONES QUE NOS ENTREGA EL MPU6050
%GRAFICA LA FIGURA 1
fname2 = 'MA02.txt'; % aceleracion de la mesa
fid2 = fopen(fname2, 'r'); % abre el archivo de texto para lectura
[ug2, np2] = fscanf(fid2, '%f', inf);
status2 = fclose(fid2);
ug2 = ug2/1; % en m/seg2
t2 = (0 : dt1: (np2-1)*dt1)'; % eje del tiempo

fname3 = 'PA02.txt'; % aceleracion del modelo
fid3 = fopen(fname3, 'r'); % abre el archivo de texto para lectura
[ug3, np3] = fscanf(fid3, '%f', inf);
status3 = fclose(fid3);
ug3 = ug3/1; % en m/seg2
t3 = (0 : dt: (np3-1)*dt)'; % eje del tiempo
%-----
% SE VERIFICAN LOS PUNTOS DE INICIO DE LA ACELERACION Y SE
% CREAN NUEVOS ARCHIVOS MC02=mesa comparativa 02
% y PC02=prueba comparativa 02 del modelo

% LEYENDO EN REGISTRO DE ACELERACION
fname = 'MA02.txt'; % aceleracion de la mesa
fid = fopen(fname, 'r'); % abre el archivo de texto para lectura
[ug, np] = fscanf(fid, '%f', inf);
status = fclose(fid);
ug = ug/1; % en m/seg2
pef = -m*ug; % carga efectiva
t = (0 : dt1: (np-1)*dt1)'; % eje del tiempo

% REGISTRO DEL MODELO
fname1 = 'PA02.txt'; % aceleracion de modelo
fid1 = fopen(fname1, 'r'); % abre el archivo de texto para lectura
[ug1, np1] = fscanf(fid1, '%f', inf);
status1 = fclose(fid1);
ug1 = ug1/1; % en m/seg2
t1 = (0 : dt: (np1-1)*dt)'; % eje del tiempo

```

```

% Respuesta en el tiempo (Análisis tiempo-historia)
resp = NEWMARK(m, xi, k, d0, v0, pef, dt, gam, beta);
drel = resp(1,:); % desplazamiento relativo
vrel = resp(2,:); % velocidad relativa
arel = resp(3,:); % aceleración relativa
atot = arel + ug; % aceleración total o absoluta

%GRAFICOS_____

%GRAFICO COMPARTIVO INICIAL ENTRE ACELERACION DE MPU6050
%-----
figure(1);
subplot(2,1,1); plot(t2, ug2); grid on; title('Aceleración mesa');
subplot(2,1,2); plot(t3, ug3); grid on; title('Aceleración modelo');

%RESULTADO DE FUNCION DE NEWMARK
%-----

figure(2);
subplot(5,1,1); plot(t, ug); grid on; title('Aceleración del suelo ug(t)');
subplot(5,1,2); plot(t, drel); grid on; title('Desplazamiento relativo u(t)');
subplot(5,1,3); plot(t, vrel); grid on; title('Velocidad relativa v(t)');
subplot(5,1,4); plot(t, atot); grid on; title('Aceleración absoluta aT(t)');
subplot(5,1,5); plot(t1, ug1); grid on; title('Aceleración absoluta modelo aT(t)');

% PRIMER COMPARATIVO ENTRE ACELERACION ABSOLUTA NEWMARK Y REAL DE MODELO
%-----
figure(3);
plot(t, atot, 'r');
hold on
plot(t1, ug1);

%SEGUNDO COMPARATIVO ENTRE ACELERACION ABSOLUTA NEWMARK Y REAL DE MODELO
%-----

figure(4);
subplot(2,1,1); plot(t, atot); grid on; title('Aceleración absoluta aT(t)');
subplot(2,1,2); plot(t1, ug1); grid on; title('Aceleración absoluta modelo aT(t)');

ugmax = max(abs(ug)) % maxima aceleracion del suelo
dmax = max(abs(drel)) % maxima desplazamiento relativo
vmax = max(abs(vrel)) % maxima velocidad relativa
atmax = max(abs(atot)) % maxima aceleracion total

atmodelomax = max(abs(ug1)) % maxima aceleracion del modelo

```

ANEXOS 3

PROGRAMACIÓN EN ARDUINO

MPU6050_calibration

```

// Arduino sketch that returns calibration offsets for MPU6050 // Version 1.1 (31th January 2014)
// Done by Luis Ródenas <luisrodenaslorda@gmail.com>
// Based on the I2Cdev library and previous work by Jeff Rowberg <jeff@rowberg.net>
// Updates (of the library) should (hopefully) always be available at https://github.com/jrowberg/i2cdevlib

// These offsets were meant to calibrate MPU6050's internal DMP, but can be also useful for reading sensors.
// The effect of temperature has not been taken into account so I can't promise that it will work if you
// calibrate indoors and then use it outdoors. Best is to calibrate and use at the same room temperature.

/* ===== LICENSE =====
I2Cdev device library code is placed under the MIT license
Copyright (c) 2011 Jeff Rowberg

Permission is hereby granted, free of charge, to any person obtaining a copy
of this software and associated documentation files (the "Software"), to deal
in the Software without restriction, including without limitation the rights
to use, copy, modify, merge, publish, distribute, sublicense, and/or sell
copies of the Software, and to permit persons to whom the Software is
furnished to do so, subject to the following conditions:

The above copyright notice and this permission notice shall be included in
all copies or substantial portions of the Software.

THE SOFTWARE IS PROVIDED "AS IS", WITHOUT WARRANTY OF ANY KIND, EXPRESS OR
IMPLIED, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO THE WARRANTIES OF MERCHANTABILITY,
FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE AND NONINFRINGEMENT. IN NO EVENT SHALL THE
AUTHORS OR COPYRIGHT HOLDERS BE LIABLE FOR ANY CLAIM, DAMAGES OR OTHER
LIABILITY, WHETHER IN AN ACTION OF CONTRACT, TORT OR OTHERWISE, ARISING FROM,
OUT OF OR IN CONNECTION WITH THE SOFTWARE OR THE USE OR OTHER DEALINGS IN
THE SOFTWARE.
=====
// I2Cdev and MPU6050 must be installed as libraries
#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"
#include "Wire.h"

////////////////////// CONFIGURATION ////////////////////////////////////////
//Change this 3 variables if you want to fine tune the sketch to your needs.
int bufferSize=1000; //Amount of readings used to average, make it higher to get more precision but sketch will be slower (default:1000)
int accel_deadzone=8; //Accelerometer error allowed, make it lower to get more precision, but sketch may not converge (default:8)
int giro_deadzone=1; //Giro error allowed, make it lower to get more precision, but sketch may not converge (default:1)

// default I2C address is 0x68
// specific I2C addresses may be passed as a parameter here
// AD0 low = 0x68 (default for InvenSense evaluation board)
// AD0 high = 0x69
//MPU6050 accelgyro;
MPU6050 accelgyro(0x68); // <-- use for AD0 high

int16_t ax, ay, az, gx, gy, gz;

int mean_ax,mean_ay,mean_az,mean_gx,mean_gy,mean_gz,state=0;
int ax_offset,ay_offset,az_offset,gx_offset,gy_offset,gz_offset;

////////////////////// SETUP ////////////////////////////////////////
void setup() {
  // join I2C bus (I2Cdev library doesn't do this automatically)
  Wire.begin();
  // COMMENT NEXT LINE IF YOU ARE USING ARDUINO DUE
  TWBR = 24; // 400kHz I2C clock (200kHz if CPU is 8MHz). Leonardo measured 250kHz.

  // initialize serial communication
  Serial.begin(115200);

  // initialize serial communication
  Serial.begin(115200);

  // initialize device
  accelgyro.initialize();

  // wait for ready
  while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer
  while (!Serial.available()){
    Serial.println(F("Send any character to start sketch.\n"));
    delay(1500);
  }
  while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer again

  // start message
  Serial.println("\nMPU6050 Calibration Sketch");
  delay(2000);
  Serial.println("\nYour MPU6050 should be placed in horizontal position, with package letters facing up. \nDon't touch it until you see a finish message.\n");
  delay(3000);
  // verify connection
  Serial.println(accelgyro.testConnection() ? "MPU6050 connection successful" : "MPU6050 connection failed");
  delay(1000);

```

```

// reset offsets
accelgyro.setXAccelOffset(0);
accelgyro.setYAccelOffset(0);
accelgyro.setZAccelOffset(0);
accelgyro.setXGyroOffset(0);
accelgyro.setYGyroOffset(0);
accelgyro.setZGyroOffset(0);
}

//////////////////////////////////// LOOP //////////////////////////////////////
void loop() {
  if (state==0){
    Serial.println("\nReading sensors for first time...");
    meansensors();
    state++;
    delay(1000);
  }

  if (state==1) {
    Serial.println("\nCalculating offsets...");
    calibration();
    state++;
    delay(1000);
  }

  if (state==2) {
    meansensors();
    Serial.println("\nFINISHED!");
    Serial.print("\nSensor readings with offsets:\t");
    Serial.print(mean_ax);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(mean_ay);
    Serial.print("\t");

    Serial.print(mean_az);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(mean_gx);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(mean_gy);
    Serial.print("\t");
    Serial.println(mean_gz);
    Serial.print("Your offsets:\t");
    Serial.print(ax_offset);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(ay_offset);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(az_offset);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(gx_offset);
    Serial.print("\t");
    Serial.print(gy_offset);
    Serial.print("\t");
    Serial.println(gz_offset);
    Serial.println("\nData is printed as: acelX acelY acelZ giroX giroY giroZ");
    Serial.println("Check that your sensor readings are close to 0 0 16384 0 0 0");
    Serial.println("If calibration was succesful write down your offsets so you can set them
while (1);
  }
}

```

```

////////////////////////////////////// FUNCTIONS ////////////////////////////////////////
void meansensors() {
  long i=0, buff_ax=0, buff_ay=0, buff_az=0, buff_gx=0, buff_gy=0, buff_gz=0;

  while (i<(buffersize+101)){
    // read raw accel/gyro measurements from device
    accelgyro.getMotion6(&ax, &ay, &az, &gx, &gy, &gz);

    if (i>100 && i<=(buffersize+100)){ //First 100 measures are discarded
      buff_ax=buff_ax+ax;
      buff_ay=buff_ay+ay;
      buff_az=buff_az+az;
      buff_gx=buff_gx+gx;
      buff_gy=buff_gy+gy;
      buff_gz=buff_gz+gz;
    }
    if (i==(buffersize+100)){
      mean_ax=buff_ax/buffersize;
      mean_ay=buff_ay/buffersize;
      mean_az=buff_az/buffersize;
      mean_gx=buff_gx/buffersize;
      mean_gy=buff_gy/buffersize;
      mean_gz=buff_gz/buffersize;
    }
    i++;
    delay(2); //Needed so we don't get repeated measures
  }
}

void calibration() {
  ax_offset=-mean_ax/8;
  ay_offset=-mean_ay/8;
  az_offset=(16384-mean_az)/8;

  gx_offset=-mean_gx/4;
  gy_offset=-mean_gy/4;
  gz_offset=-mean_gz/4;
  while (1){
    int ready=0;
    accelgyro.setXAccelOffset(ax_offset);
    accelgyro.setYAccelOffset(ay_offset);
    accelgyro.setZAccelOffset(az_offset);

    accelgyro.setXGyroOffset(gx_offset);
    accelgyro.setYGyroOffset(gy_offset);
    accelgyro.setZGyroOffset(gz_offset);

    meansensors();
    Serial.println("...");

    if (abs(mean_ax)<=acel_deadzone) ready++;
    else ax_offset=ax_offset-mean_ax/acel_deadzone;

    if (abs(mean_ay)<=acel_deadzone) ready++;
    else ay_offset=ay_offset-mean_ay/acel_deadzone;

    if (abs(16384-mean_az)<=acel_deadzone) ready++;
    else az_offset=az_offset+(16384-mean_az)/acel_deadzone;

    if (abs(mean_gx)<=giro_deadzone) ready++;
    else gx_offset=gx_offset-mean_gx/(giro_deadzone+1);

    if (abs(mean_gy)<=giro_deadzone) ready++;
    else gy_offset=gy_offset-mean_gy/(giro_deadzone+1);

    if (abs(mean_gz)<=giro_deadzone) ready++;
    else gz_offset=gz_offset-mean_gz/(giro_deadzone+1);

    if (ready==6) break;
  }
}

```

ANEXOS 4

PLANO DE LA PROPUESTA