






Diseño de una mesa vibratoria de 3 grados de libertad para pruebas sísmicas de estructuras civiles a escala

Design of a 3-degrees of freedom shaking table for seismic testing on scale civil structures

A. Bretón-Lugo ^a, J. Hernández-Pérez ^a, A. Jiménez-Montoya ^{b,*}, J.B. Pascual-Francisco ^a, N. López-Segundo ^b

^a Área Académica de Ingeniería Mecatrónica, Universidad Politécnica de Pachuca, 43830; Zempoala, Hidalgo, México.

^b División de Ingeniería Civil, Tecnológico Nacional de México, TES-San Felipe del Progreso, 50640, San Felipe del Progreso, México, México.

Resumen

En el presente artículo se propone el diseño de una mesa vibratoria de tres grados de libertad para pruebas sísmicas en estructuras civiles a escala. El diseño conceptual de la máquina se desarrolló aplicando el método del diseño basado en funciones, en donde primero se establece una función global y, después, se desglosan las subfunciones y se identifica el orden de ejecución de las mismas, así como el flujo de información. A partir del desglose de subfunciones, se establece una tabla morfológica de conceptos para cada función y mediante la técnica de evaluación de conceptos de Pugh se realiza la selección de componentes. La configuración definitiva de la mesa consiste en tres mesas paralelas, para lo cual se genera un modelo de dibujo asistido por computadora (CAD, por sus siglas en inglés) en el paquete SolidWorks®. El movimiento de la mesa se simula con base en un perfil de posición versus tiempo, calculados a partir de la integración numérica de los acelerogramas obtenidos de los eventos sísmicos de 1985 en la ciudad de México, utilizando un esquema de Matlab-Simulink. Finalmente, se determinan los esfuerzos flexionantes máximos a soportar en las guías en función del desplazamiento del sistema.

Palabras Clave: Diseño mecánico, Metodología de diseño, Pruebas sísmicas, Acelerograma, CAD.

Abstract

In this work, the mechanical design of a 3-degrees of freedom shaking table for seismic testing on scaled structural elements is presented. The concept design is developed by applying the method of design by functions, in which the global function is first established and, then the subfunctions are deployed as well as their order of execution and the flow of information, energy and/or matter. With the information given by the function deployment, the morphology matrix of concepts is established and, by using the method Pugh for concept evaluation, the components were chosen. The configuration of the shaking table consists of three parallel tables, for which a CAD model in SolidWorks® was generated. The movements of the table are simulated according to the position versus time profiles, which were calculated from the integration of the accelerograms obtained from the earthquakes occurred in Mexico in 1985, using a Matlab-Simulink scheme. Finally, maximum bending stress over the guides are calculated based on system displacement.

Keywords: Shaking table, Design methodology, Seismic test, Accelerogram, CAD.

1. Introducción

El estudio del comportamiento de estructuras civiles es fundamental para validar su diseño y construcción bajo condiciones de desempeño estático, como cargas de servicio, de viento o sísmicas. En este último caso, existen diversos métodos de ensayo en fase de prototipo y para elementos estructurales de edificaciones tales como uso de esclerómetros,

termografías, ultrasonidos, entre otros, dedicados a inspeccionar envejecimiento de los materiales y daños por fisuras, infiltraciones y otros atribuibles a las condiciones regulares de funcionamiento de dichas estructuras. Para el caso de cargas sísmicas, es difícil recrear pruebas exactas debido a que los sismos son eventos cuyas condiciones específicas de ocurrencia no se pueden determinar con seguridad y que, por su naturaleza y como estrategia de

*Autor para la correspondencia: adanjim28@hotmail.com

Correo electrónico: breton210493@micorreo.upp.edu.mx (José Alfredo Breton-Lugo), jahdez@upp.edu.mx (Javier Hernández-Pérez), adanjim28@hotmail.com (Adán Jiménez-Montoya), jbpascualf@hotmail.com (Juan Benito Pascual-Francisco), ic.lsnestor26@gmail.com (Néstor López-Segundo).

prevención de riesgos (Li & Chen, 2024) es mejor modelar la incidencia muchas veces con uso de software, inteligencia artificial y mediante bancos de pruebas experimentales. En este ámbito, se suelen utilizar mesas vibratorias sobre las cuales se montan desde elementos estructurales como vigas, columnas y muros hasta edificaciones completas, a escala o en tamaño real (Gao et al., 2021), las cuales tienen diversas configuraciones de movimiento según criterios como costo, dimensiones de la carga efectiva a mover, variables a simular como velocidad, aceleración o desplazamiento lineal o angular en diversos ejes (grados de libertad), así como el método para lograr dicho movimiento. El resultado, es una variedad de mesas cuyo movimiento inducido puede o no estar basado en datos reales de un sismo, mientras que, por otro lado, existen desarrollos que emulan eventos sísmicos reales, utilizando los datos sísmicos en conjunto o aislados (según el número de grados de libertad elegido) de velocidad, desplazamiento o aceleración respecto al tiempo del evento sísmico elegido. La clasificación en contraste con lo reportado por Gao & Yuan (2019) sería:

- Mesas de traslación oscilante en un solo eje horizontal o vertical. Componen la mayoría de las mesas experimentales reportadas en la literatura para ensayo de modelos a escala y de elementos estructurales, generalmente de bajo costo y tamaños de superficie cercanos a 1m². Simulan de cortante basal o trepidatorio, regularmente funcionan mediante movimiento de vaivén de un pistón montado en un bastidor, y cuyo vástago mueve a una mesa restringida con correderas a dicho eje. Por ejemplo Damerji et al. (2022) diseñó y construyó una mesa de un grado de libertad de 2.5x3.5m sin carga útil (masa de la plataforma de 2 toneladas) en la que prueba señales sinusoidales de 0-10Hz proporcionadas por LabVIEW, así como una recreación “artificial” de los perfiles de aceleración y desplazamiento de los eventos sísmicos de Haití en 2010 y Guadalupe en 2004. Serea & Donciu (2023) analizaron varios eventos sísmicos en el mundo aislando la componente de movimiento (desplazamiento, velocidad y aceleración) en el eje vertical en el diseño de una mesa de 1 grado de libertad trepidatoria de 1.2x0.8m, con un esquema de control basado en LabVIEW, mientras que Dy-Cornejo (2021) simula frecuencias de 2Hz en Matlab y Simulink, así como perfiles de aceleración y desplazamiento a partir de datos del evento sísmico “El Centro” en California (1940) en una mesa de un grado de libertad horizontal de 0.91x2.74 m con carga útil de 25 kg. Wen et al. (2023) y Wen et al. (2024) realizaron un esquema de control adaptativo para una mesa de un grado de libertad de 0.8x0.8m sin carga útil (133.6 kg totales del sistema), para simular el comportamiento (perfil de aceleración y desplazamiento) del sismo de Turquía de 2023. Es interesante el modelo de mesa propuesto por Pan et al., (2021), en el que configuran dos mesas sobrepuestas (mesa de doble capa). A pesar de disponer de dos posibles grados de libertad, la configuración mecánica de los rieles de las mesas es paralela, resultado en un solo grado de libertad, pero con mayor capacidad de respuesta ante aceleraciones, en el cual se evalúa el comportamiento (aceleración y desplazamiento) para frecuencias de 1 a 20Hz, así

como para los eventos sísmicos del Centro y el Taft en California, y Loma Prieta en Perú considerando una carga de 60kg (660 kg totales de masa de las mesas y carga útil).

- Mesas de traslación oscilante de dos ejes horizontales o un eje horizontal y un eje vertical. (Wang et al., 2022) utiliza este tipo de mesas en una configuración multi-arreglo, en la que para evaluar la propagación de una onda sísmica en un edificio.
- Mesas oscilantes de movimiento general. Son estructuras de gran costo y dimensiones, capaces de describir rotación y traslación independiente o combinada respecto a tres ejes de un sistema cartesiano ortogonal, es decir, tienen de tres a seis grados de libertad y requieren de un complejo control multiparamétrico. Regularmente, el movimiento se logra mediante el movimiento de actuadores hidráulicos en forma de pistón, montados en una base rotacional (Ogawa et al., 2001), (Huang et al., 2021), (Guan & Plummer, 2019), (Plummer, 2016), (Gao et al., 2024).

Es de notarse que los trabajos previamente mencionados no establecen una ruta de diseño para lograr el cometido, basándose únicamente en criterios comparativos o experiencia del diseñador. Por otro lado, siendo México un país con alta sismicidad, el instituto de ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México cuenta con una mesa de 5 grados de libertad de 20 toneladas de capacidad (Instituto de Ingeniería de la UNAM, 2024b). Es de las pocas instituciones a nivel superior que cuentan con un laboratorio de este tipo. Sin embargo, para aplicaciones de ensayos de modelos a escala en otras instituciones se requiere el diseño de una mesa vibratoria a escala que emule los datos de aceleración, velocidad o posición versus tiempo en los ejes horizontales, así como en el eje vertical (tres ejes de libertad) provenientes de eventos sísmicos ocurridos en de la república mexicana. Se pueden utilizar estos datos para proponer y diseñar una máquina vibratoria de tres grados de libertad para simulación de sismos en estructuras y viviendas a escala a través de una metodología de diseño específica.

2. Metodología

2.1. Requerimientos del sistema

Se desea desarrollar una máquina que sea capaz de generar movimientos oscilatorios para simular un evento sísmico y evaluar el comportamiento de elementos estructurales de concreto a escala. Por lo tanto, en primera instancia se deben considerar una serie de requerimientos para diseñar la máquina: la máquina debe producir movimientos vibratorios en tres direcciones (desplazamiento lineal vertical (+V) y horizontal en ejes independientes Noroeste (NO) y Sureste (SE)), debe ser capaz de realizar pruebas de vibración en elementos estructurales con una masa máxima de 350 kg, las dimensiones máximas de la máquina deberán ser de 1.5 m de ancho, 1.5 m de largo y 1 m de alto como máximo considerando una ponderación de los antecedentes reportados

en la literatura para mesas vibratorias de escala menor . Para los movimientos vibratorios en las tres direcciones se consideraron los acelerogramas provenientes del Servicio Sismológico Nacional (SSN) (Universidad Nacional Autónoma de México, 2024) y la Red Acelerográfica del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (RAII-UNAM) (Instituto de Ingeniería de la UNAM, 2024a). Estos datos consideran perfiles de aceleraciones del sismo de 1985 de la ciudad de México en los canales NO y SE, así como una aceleración en el eje +V, dando lugar a tres grados de libertad cuyos perfiles de aceleración se muestran en la Figura 1.

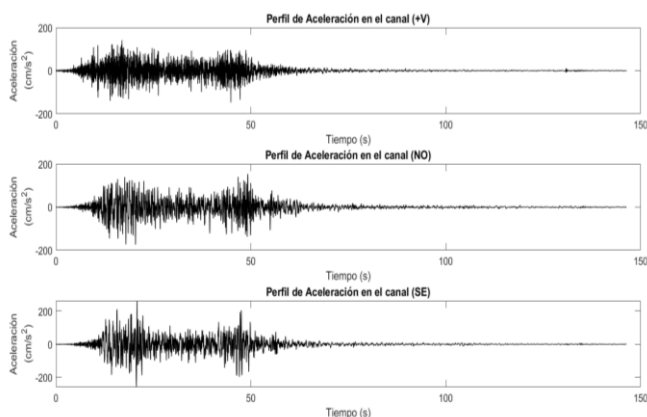


Figura 1: Perfiles de aceleraciones del sismo de 1985 en la ciudad de México.

Estos perfiles de aceleración se utilizaron como datos entrada al modelo dinámico de la mesa vibratoria, la cual se modeló como un sistema masa-resorte, cuyas variables son la rigidez K (N/m) y la masa del sistema m (kg), cuyo modelo matemático dinámico es:

$$m\ddot{y} + Ky = Fe, \tag{1}$$

donde: y es el desplazamiento del sistema (m), \dot{y} la aceleración del sistema (m/s^2) y Fe la Fuerza externa derivada de los acelerogramas (N).

Resolviendo para \ddot{y} de (1)

$$\ddot{y} = -\left(\frac{K}{m}\right)y + \frac{Fe}{m} \tag{2}$$

Para resolver el sistema (2) se utilizan espacios de estados en donde:

$$\begin{aligned} Y_1 &= y, \\ Y_2 &= \dot{y}, \\ \dot{Y}_2 &= \ddot{y}, \\ u &= Fe; \end{aligned} \tag{3}$$

donde \dot{y} (m/s) es la velocidad del sistema. Finalmente se representa el sistema de (2) en términos de las variables de estado.

$$\dot{Y}_2 = -\left(\frac{K}{m}\right)Y_1 + \frac{u}{m} \tag{4}$$

La ecuación (4) se inserta en el bloque de Matlab Function en Simulink, cuyas entradas de este bloque serán, $Y1, Y2$, y u y las salidas de este bloque será la aceleración del sistema, la

cual posteriormente se integran para obtener las velocidades y desplazamientos del sistema. Se considera para este modelo una masa $m = 350$ Kg y una rigidez del sistema de $K = 18$ MN/m y condiciones iniciales $[0;0]$, partiendo desde el reposo. De esta forma, se determinan los desplazamientos de la mesa vibratoria de forma independiente en los tres ejes. En la Figura 2, se muestra el diagrama a bloques que se utilizó en Matlab-Simulink para este proceso.

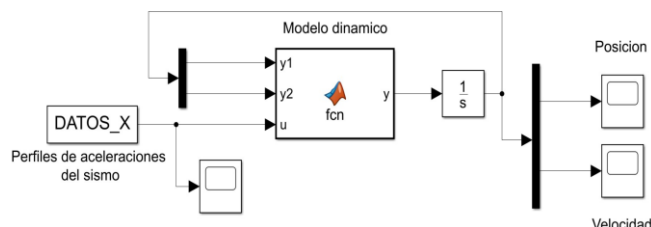


Figura 2: Simulación de la dinámica de la mesa en Simulink.

Para determinar los esfuerzos en la segunda etapa, se obtuvieron los máximos desplazamientos en cada eje de la máquina mediante el modelo dinámico en Matlab-Simulink en la mesa vibratoria, posteriormente estos datos se exportaron a SolidWorks Simulation. Para esto se realiza un análisis dinámico utilizando movimientos armónicos. Para definir las características del movimiento armónico se utilizó de referencia los máximos desplazamientos de cada eje de forma independiente. Debido a que el sistema de coordenadas de SolidWorks maneja los ejes X, Y y Z, se asoció el canal (V+) al eje Z, el canal (NO) al eje X y el canal (SE) al eje Y con la finalidad de una mejor interpretación de los resultados que arroja SolidWorks.

Los análisis dinámicos en SolidWorks mediante movimientos armónicos son un proceso iterativo evaluando a diferentes frecuencias (0-10,000 Hertz a 250 intervalos en progresión logarítmica) los esfuerzos generados y de esta forma determinar la frecuencia máxima que soporta la estructura de la mesa sin que esta sobrepase el esfuerzo de fluencia de la estructura de la mesa vibratoria, y con esto determinar cuáles son los límites operacionales de la mesa vibratoria.

2.2. Diseño conceptual

En este trabajo se implementó la metodología del diseño conceptual basado en las funciones de Ullman (2010). De acuerdo a esta metodología, primero se establece la función general o función global del sistema a diseñar. Posteriormente, la función general se desglosa en subfunciones, identificando las entradas y salidas del sistema y el flujo de información entre cada subfunción. En este sentido, la función global de la máquina de vibraciones sería: generar condiciones de movimiento vibratorio en tres direcciones para ensayos de vibración en elementos estructurales. Las entradas del sistema son: Energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de la máquina, perfil de aceleraciones de un sismo real y el elemento estructural civil a escala que se desea estudiar. El desglose de las subfunciones del sistema se muestra en la Figura 3. A partir de las subfunciones desarrolladas en la “caja transparente”, se establece la tabla morfológica de conceptos, es decir, los

conceptos u opciones de cómo realizar cada subfunción. La tabla morfológica desarrollada se muestra en la Figura 4. La evaluación de conceptos se realizó mediante las matrices de Pugh. La matriz de Pugh es una metodología que permite evaluar conceptos de manera cuantitativa, en donde se establecen criterios de evaluación.

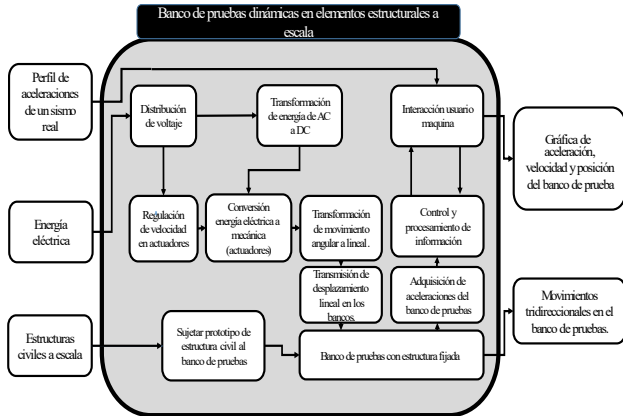


Figura 3: Desglose de funciones de la máquina de vibraciones.

Cabe destacar que los criterios de evaluación deben fundamentarse en las necesidades del cliente y/o del diseñador. Los criterios de evaluación no necesariamente deben ser los mismos para la evaluación de todos los conceptos. El procedimiento de Pugh implica asignar un valor de relevancia a cada criterio de evaluación, sumando un total de 100 puntos. Se debe sugerir un *Datum*, que es el concepto que el diseñador cree que es la mejor alternativa. La evaluación de los conceptos implica asignar valores de 1, 0 y -1 a cada criterio. Un valor de 1 indica que el concepto evaluado cumple mejor el criterio que el Datum; un 0 si el concepto evaluado y el Datum cumplen de la misma manera el criterio de selección (empate entre el Datum y el concepto evaluado); se asigna un -1 cuando el concepto no satisface el criterio, lo que significa que es inferior al Datum. Finalmente, se realiza una suma del producto del valor de la importancia del criterio de evaluación con el valor previamente asignado (0, 1 o -1). Si el resultado para un concepto es un número positivo, significa que ese concepto es superior al Datum y, por lo tanto, será el concepto vencedor. Si el resultado es 0, significa que ese concepto o el Datum pueden utilizarse en el diseño. En cambio, si el resultado es negativo, definitivamente no se debe elegir ese concepto. En la Tabla 1 se muestra la aplicación de este método para elegir el concepto adecuado para la función “Conversión de energía eléctrica a mecánica”. En la Tabla 2 se resumen y se describen

los conceptos ganadores para cada una de las funciones del sistema.

A partir de los conceptos seleccionados para cada subfunción, se integran en una configuración como un modelo tridimensional mediante la herramienta de CAD SolidWorks. En la Figura 5 se muestra el modelo en CAD.

Funciones	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Sujeción de estructura civil a escala al banco de pruebas	Placa magnética	Placa con barrenos	Abrazaderas tipo C
Transformación de energía de AC a DC	Fuente voltaje	Rectificador DIY	Convertidor industrial
Control y procesamiento de información	Orange pi	Raspberry Pi	Arduino MEGA 2560
Adquisición de aceleración del banco de pruebas	Acelerómetro	Encoder	LVDT
Transformación a movimiento lineal	Pistones hidráulicos	Yugo escocés	Tornillo sin fin
Conversión de energía eléctrica a mecánica	Servo motor	Motor a pasos	Moto-reductor
Regulación de velocidad en los actuadores	Variador de frecuencia	Puente H alta potencia	TB6600
Interacción con la máquina	Pantalla	Botonera	LAP-TOP
Transmisión de desplazamiento lineal de los bancos	Gua lineal tubular	Guía lineal cuadrada	Tornillo sin fin

Figura 4: Tabla de conceptos ganadores.

Tabla 1: Ejemplo de aplicación del método de las matrices de Pugh.

Conversión de energía eléctrica a mecánica	Datum	Servomotor eléctrico	Motor eléctrico	Moto-reductor
Eficiencia	10	+1	0	-1
Capacidad de torque	30	-1	-1	+1
Costo	15	-1	+1	0
Mantenimiento	10	+1	+1	-1
Durabilidad	10	0	+1	+1
Tamaño y peso	10	0	+1	0
Compatibilidad con el sistema	15	+1	0	+1
Total	100	-20	15	35

Tabla 2: Tabla de conceptos ganadores.

Subfunción	Concepto	Descripción y justificación de selección
Sujeción de estructura civil	Placa con barrenos	La placa tendrá un grosor suficiente para permitirnos taladrar y mecanizar una rosca con un diseño de una matriz. Esto permitirá tener diferentes configuraciones de posiciones del elemento estructural civil a escala, proporcionando una mejor sujeción en comparación con las prensas y a un costo más bajo en comparación con la placa magnética
Transformación de energía de AC a DC	Fuente de voltaje	Este tipo de dispositivo eléctrico convierte la corriente alterna (AC) de 440v, a una corriente continua (DC) de 24 voltios. Teniendo como características a resaltar que es precisa y estable, económica, fácil de usar, compacta, portátil y genera una protección contra sobrecargas y cortocircuitos
Control y procesamiento de información	Orange pi	La Orange Pi se presenta como una opción competitiva y económica para proyectos que requieren más capacidad de procesamiento y flexibilidad en el sistema operativo, superando al Arduino Mega en términos de capacidades de hardware y ofreciendo una alternativa más barata en comparación con algunas versiones de la Raspberry Pi, cabe resaltar su facilidad de uso, su compatibilidad con múltiples sistemas operativos y su capacidad de procesamiento
Adquisición de aceleración	Acelerómetro	El acelerómetro se resalta por su amplia aplicabilidad, alta precisión, y facilidad de uso, superando al encoder y al LVDT en términos de versatilidad y costo, especialmente en aplicaciones donde se requiere la detección rápida y precisa de aceleraciones y movimientos
Transformación a movimiento lineal	Yugo escocés	El yugo escocés es un mecanismo que convierte el movimiento rotatorio en movimiento lineal. Funciona mediante un perno que se desplaza dentro de una ranura en forma de ranura, guiando y limitando el movimiento. Siendo este mecanismo la mejor selección debido a su alta precisión, rapidez en cambios de movimiento, bajo mantenimiento y facilidad de integración
Conversión de energía eléctrica a mecánica	Moto-reductor	Un motorreductor es un dispositivo que combina un motor eléctrico con un sistema de engranajes, lo que permite reducir la velocidad de salida y al mismo tiempo aumentar el torque. A pesar de sus bajas velocidades, es adecuado para la simulación de perfiles sísmicos, ya que, junto con un variador de frecuencia, ofrece alta capacidad de carga, robustez, durabilidad, y la precisión necesaria para este tipo de aplicaciones
Regulación de velocidad en los actuadores	Variador de frecuencia	Un variador de frecuencia es un dispositivo utilizado para controlar la velocidad y el torque de motores de corriente alterna (AC) ajustando la frecuencia y el voltaje de la alimentación, superando al puente H y al TB6600 en términos de control de velocidad, eficiencia energética y capacidad de manejo de cargas pesadas
Interacción con la máquina	Pantalla	Una pantalla es un dispositivo de visualización utilizado para mostrar datos, gráficos y resultados en tiempo real. Siendo la mejor selección en comparación con la laptop en términos de costos e integración al sistema y en comparación con la botonera debido a su facilidad de uso y visualización de datos en tiempo real
Transmisión de desplazamiento lineal	Guía lineal cuadrada	La guía lineal es un sistema de movimiento que se destaca por su capacidad para proporcionar desplazamientos precisos, suaves y eficientes en aplicaciones de carga pesada. Su diseño con rieles y carros le permite soportar mayores cargas con velocidad y precisión, lo que la convierte en una de las mejores opciones para movimientos lineales

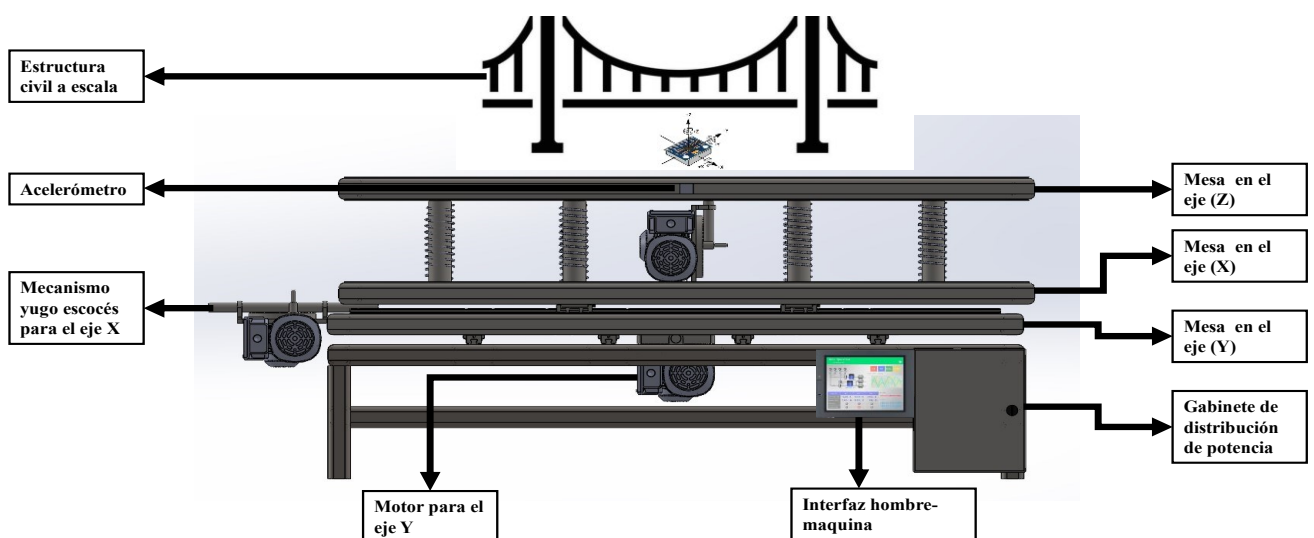


Figura 5: Modelo CAD de la máquina de vibraciones.

Se aprecia que el modelo de la mesa vibratoria tiene una base que contiene guías lineales sobre las que una placa se mueve sobre el eje X. Sobre esta mesa se montan otros guías lineales que están a 90 grados respecto a los anteriores que ejercen el movimiento en el eje Y y sobre estos se monta la mesa que se mueve sobre el eje Z. Mediante unos soportes verticales y unos resortes se sostiene y un sistema de bujes en la última placa, sobre la cual tiene la libertad de moverse sobre el eje z, esta última sería la plataforma de la mesa en cual se podrían montar las probetas o sujetos a evaluar bajo una carga dinámica. Considerando que el mecanismo que mueve a los ejes utiliza un mecanismo tipo yugo escoces conectado a motores eléctricos de forma independiente. Este mecanismo puede generar en la mesa vibratoria un movimiento armónico de desplazamiento constante (en consistencia con la metodología utilizada por Damerji et al. (2022) y Dy-Cornejo (2021)) cuyos valores máximos de desplazamiento están empatados con los resultados de análisis de Matlab, es decir, la máquina vibratoria podrá reproducir un sismo cuya frecuencia máxima de desplazamiento es equivalente a la frecuencia máxima del perfil de desplazamiento integrado proveniente de los acelerogramas.

3. Resultados y análisis

Se realizó un análisis estático de esfuerzos en la máquina considerando el peso máximo de 200 kg para un elemento estructural a escala colocada sobre la mesa, con la finalidad de evaluar los esfuerzos máximos que se generan en los puntos críticos. Con esta condición de carga, se realizó un análisis de sensibilidad de la malla, considerando como variable el esfuerzo de Von Mises. Se realizaron seis iteraciones, obteniéndose los resultados reportados en la Tabla 3. El número de iteraciones depende del porcentaje de error, el cual para considerarse aceptable debe de ser menor al 5 %. En la Figura 6 se muestra la gráfica de los datos de la Tabla 3. Se puede apreciar que después de los 200 mil elementos se empieza a converger el valor de los esfuerzos y, por lo tanto, ya no hay variación en los resultados, verificando que ya es insensible o independiente la malla después de este número de elementos. Por lo tanto, para los análisis subsecuentes en número de elementos se estableció a 584300.

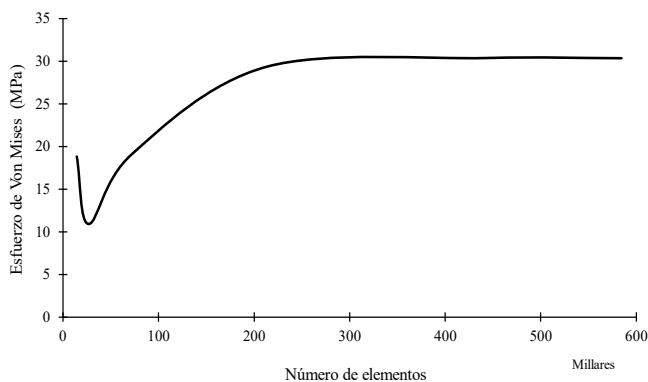


Figura 6: Curva de sensibilidad de la malla.

En la Figura 7 se muestran los resultados de la simulación. Se puede observar que los esfuerzos máximos de Von Mises para los elementos tipo superficie y sólidos es de 27.86 MPa, el cual está muy por debajo del límite de fluencia para un acero

ASTM A36, cuyo un límite elástico de 250 MPa. Para los análisis de esfuerzos se consideró el esfuerzo de Von Mises ya que es el criterio de falla más aceptable en la ingeniería, y porque el material considerado es un material dúctil.

Tabla 3: Tabla de convergencia de solución análisis estático.

No Iteración	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises (MPa)	% Error
1	14504	18.8	0.00
2	27025	10.9	-72.48
3	71939	19.06	42.81
4	213113	29.33	35.02
5	442492	30.35	3.36
6	584300	30.33	-0.07

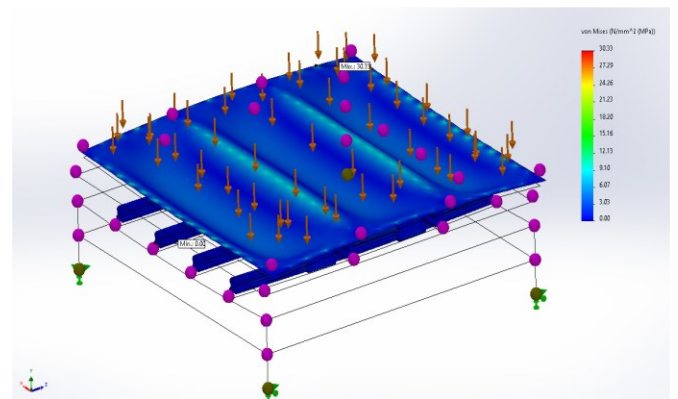


Figura 7: Resultados de la simulación de esfuerzos de elementos tipo superficie (placas) y tipo sólido con la carga máxima.

Para el caso de los elementos tipo viga, que son todos los perfiles tubulares de la mesa, se obtuvo un esfuerzo máximo de 9.68 MPa, con lo que se obtiene un factor de seguridad mínimo de toda la mesa vibratoria de 8.24. En la Figura 8 se presentan las distribuciones de esfuerzo en estos elementos.

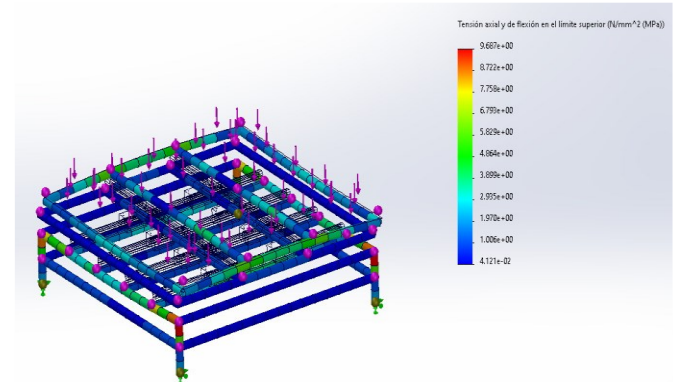


Figura 8: Resultados de la simulación de esfuerzos de elementos tipo viga.

Por otra parte, con la finalidad de evaluar los esfuerzos que se generaron durante los movimientos oscilatorios en la mesa cuando se alcanzan los valores pico de aceleración y desaceleración, se realiza una simulación dinámica en el software SolidWorks. Primeramente, se analizaron las frecuencias naturales de todo el sistema de la mesa vibratoria mediante la modelación en CAD, y utilizando la herramienta Simulation, se realizó el análisis de las frecuencias naturales

del sistema, dando como resultado los valores que se reportan en la Tabla 4.

Tabla 4: Valores de las frecuencias naturales y modos de vibración de la mesa vibratoria.

Nº de modo	Frecuencia (Rad/seg)	Frecuencia (Hertz)	Velocidad Angular (rpm)
1	133.74	21.285	1277.61
2	194.51	30.958	1858.22
3	220.08	35.026	2102.40
4	236.55	37.648	2259.78
5	251.67	40.054	2404.20

Como se puede observar en la Tabla 4, el primer modo de vibración ocurre a 1277 rpm en el actuador, lo cual debe considerarse en el control del motor eléctrico (por si este pasa por esta velocidad sea lo más rápido posible para evitar la resonancia del sistema). Con base en los resultados de la simulación obtenida mediante Matlab-Simulink descrita en la metodología se obtuvieron las siguientes gráficas de desplazamiento en los tres ejes, los cuales se muestran en la Figura 9, a partir de las aceleraciones del sismo de 1985 mostrados en la Figura 1.

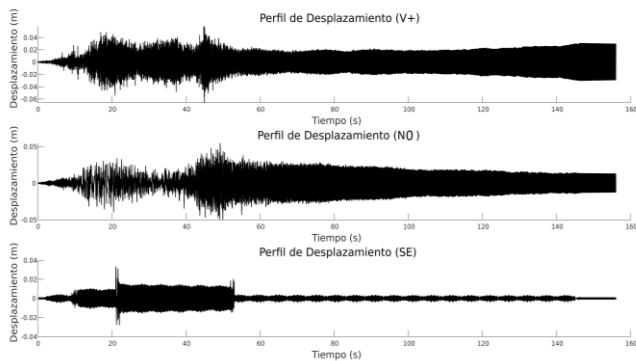


Figura 9: Perfiles de desplazamiento en los 3 ejes.

La amplitud máxima obtenida en el eje (V+) es de 0.123 m, en (NO) de 0.103m y en el eje (SE) es de 0.06m. Las amplitudes de desplazamiento son producto de las mayores aceleraciones y serán útiles para las simulaciones dinámicas en SolidWorks para obtener gráficos de esfuerzos y flexiones en los 3 ejes para conocer a que frecuencias máximas soporta el banco de pruebas dinámicas.

De los resultados de las simulaciones dinámicas se obtienen los esfuerzos para elementos sólidos y para elementos tipo viga. Para el análisis dinámico en el eje Y, en el estudio de vigas (Figura 10) se puede interpretar que la máxima frecuencia que soporta las mesas es de 24.0667 Hertz, con un esfuerzo máximo de 202.43 MPa. Si se incrementa esta frecuencia, los esfuerzos tienden a superar el límite de fluencia del acero ASTM A36 (250 MPa).

Para el caso del estudio en sólidos en el eje Y (Figura 11) los sólidos permiten una frecuencia máxima de 2.71 Hertz (en consistencia con lo reportado por Dy-Cornejo (2021)), produciendo un esfuerzo máximo de 75.15 MPa. Al igual que en el estudio de vigas, si se elevan las frecuencias, los esfuerzos superan los 250 MPa permitidos para el acero ASTM A36.

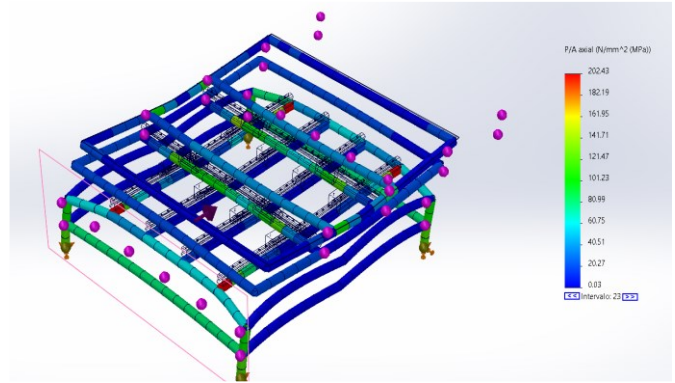


Figura 10: Esfuerzos en el eje (Y) en vigas.

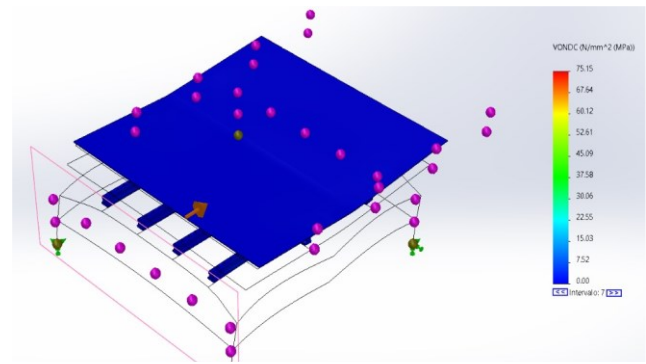


Figura 11: Esfuerzos en el eje (Y) en sólidos.

A continuación, se presentan los resultados de los estudios para los ejes restantes Z y X, siguiendo la misma metodología presentada para el eje Y. En la Tabla 5 se presentan los resultados obtenidos para sólidos y en la Tabla 6 se reportan los obtenidos para elementos tipo viga. Asimismo, en ambas tablas se reportan los resultados obtenidos para el eje Y para los dos tipos de elementos.

Tabla 5: Estudio dinámico en sólidos.

Eje de desplazamiento	Frecuencia máxima permitida (Hertz)	Esfuerzo máximo (MPa)
Z	3.20	183.54
X	3.20	81.23
Y	2.71	75.15

Tabla 6: Estudio dinámico en vigas.

Eje de desplazamiento	Frecuencia máxima permitida (Hertz)	Esfuerzo máximo (MPa)
Z	3.20	71.9
X	20.33	254.69
Y	24.06	202.43

Por lo tanto, de las Tablas 5 y 6 se puede observar que la máxima frecuencia que soportaría la mesa es de 3.2 Hertz, con una amplitud promedio de 100 mm en un movimiento armónico.

4. Conclusiones

En este trabajo se presentó el diseño conceptual de una mesa vibratoria de tres grados de libertad para realizar simulaciones

sísmicas en elementos estructurales de concreto a escala. Para la generación del diseño conceptual, se implementó la metodología de diseño a partir de funciones. Con el desglose funcional se generó una tabla morfológica de conceptos. La selección de los componentes de la máquina se realizó mediante evaluaciones con matrices de Pugh. Los elementos mecánicos seleccionados se integraron para crear un modelo en CAD en el software de SolidWorks. Se realizaron simulaciones en Matlab-Simulink para obtener los perfiles de desplazamiento en cada uno de los ejes para comprobar que los mecanismos para generación de movimientos oscilatorios son adecuados para la mesa. El uso de un mecanismo del yugo escocés sirve para convertir el movimiento rotativo de un motor eléctrico a un movimiento lineal recíprocante permitiendo generar movimientos armónicos constantes en la plataforma de la mesa, equivalentes a los valores máximos de los perfiles integrados de los acelerogramas del sismo de 1985 en la ciudad de México. Los resultados obtenidos en las simulaciones de movimiento y de esfuerzo, demostraron que la mesa vibratoria será capaz de generar los movimientos armónicos en tres direcciones de manera independiente para simular perfiles sísmicos reales hasta una amplitud de 100 mm y 3.2 Hertz. El desarrollo de este proyecto en las etapas subsecuentes será de gran utilidad para evaluar el comportamiento de elementos estructurales de concreto a escala, así como nuevos materiales de concreto reforzado ante movimientos telúricos.

Agradecimientos

Los autores agradecen al Tecnológico Nacional de México por el financiamiento del proyecto 19403.24-PD, así como al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONAHCYT) por el apoyo brindado a través de las becas con número 320314 y 1316889.

Referencias

- Damerji, H., Yadav, S., Sieffert, Y., Debove, L., Vieux-Champagne, F., & Malecot, Y. (2022). Design of a shake table with moderate cost. *Experimental Techniques*, 46(3), 365–383. <https://doi.org/10.1007/s40799-021-00482-0>
- Dy-Cornejo, K. I. (2021). Design of a single-axis shake table and development of its computational simulation [Master's Thesis]. San Francisco State University.
- Gao, C., Wang, J., Yuan, X., Zhang, Y., Yang, Y., & Qin, M. (2021). Review on the construction development and control technology of the shaking table. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Smart Infrastructure and Construction*, 174(1), 22–31. <https://doi.org/10.1680/jsmic.21.00007>
- Gao, C., & Yuan, X. (2019). Development of the shaking table and array system technology in China. *Advances in Civil Engineering*, 2019, 1–10. <https://doi.org/10.1155/2019/8167684>
- Guan, G., & Plummer, A. (2019). Acceleration decoupling control of 6 degrees of freedom electro-hydraulic shaking table. *Journal of Vibration and Control*, 25(21–22), 2758–2768. <https://doi.org/10.1177/1077546319870620>
- Huang, Q., Wang, P., Wang, Y., & Yang, Q. (2021). Decoupling control of a multiaxis hydraulic servo shaking table based on dynamic model. *Shock and Vibration*, 2021, 1–12. <https://doi.org/10.1155/2021/8268514>
- Instituto de Ingeniería de la UNAM. (2024a, June 12). La red acelerográfica del IUNAM. <https://www.iingen.unam.mx/es-mx/investigacion/proyecto/paginas/redacelerografica-IIUNAM.aspx>
- Instituto de Ingeniería de la UNAM. (2024b, June 12). Laboratorio de la mesa vibradora. <https://www.iingen.unam.mx/es-mx/investigacion/proyecto/paginas/redacelerografica-IIUNAM.aspx>
- Li, S.-Q., & Chen, Y.-S. (2024). Seismic risk estimation of composite structures considering improved vulnerability levels. *Structures*, 65, 106645. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2024.106645>
- Ogawa, N., Ohtani, K., Katayama, T., & Shibata, H. (2001). Construction of a three-dimensional, large-scale shaking table and development of core technology. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 359(1786), 1725–1751. <https://doi.org/10.1098/rsta.2001.0871>
- Pan, P., Guo, Y., & Wang, T. (2021). Experimental study of a new kind of double-layer shaking table. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 50(11), 2897–2914. <https://doi.org/10.1002/eqe.3478>
- Plummer, A. R. (2016). Model-based motion control for multi-axis servohydraulic shaking tables. *Control Engineering Practice*, 53, 109–122. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2016.05.004>
- Serea, E., & Donciu, C. (2023). Shaking table design for testing earthquake early warning systems. *Designs*, 7(3), 72. <https://doi.org/10.3390/designs7030072>
- Ullman, G. D. (2010). *The mechanical design process* (4th ed.). McGraw Hill.
- Universidad Nacional Autónoma de México. (2024, June 12). Servicio Sismológico Nacional. <http://www.ssn.unam.mx>
- Wang, G., Ba, F., Miao, Y., & Zhao, J. (2022). Design of multi-array shaking table tests under uniform and non-uniform earthquake excitations. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 153, 107114. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2021.107114>
- Wen, J., Zhao, C., & Shi, Z. (2023). LSTM-based adaptive robust nonlinear controller design of a single-axis hydraulic shaking table. *IET Control Theory & Applications*, 17(7), 825–836. <https://doi.org/10.1049/cth2.12410>
- Wen, J., Zhao, C., Wang, Y., & Shi, Z. (2024). Extended-state-observer-based adaptive robust control of a single-axis hydraulic shaking table. *IET Control Theory & Applications*, 18(4), 442–453. <https://doi.org/10.1049/cth2.12582>