



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE
VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS**

Autor: Ángel Artero Real

Tutores: José Luis Blanco Claraco
Javier López Martínez

Almería, julio de 2018

Palabras clave

Mecanismo biela-manivela, cálculo cinemático, problema dinámico inverso, Arduino.

Resumen

Desde que el ser humano comenzó a construir edificios surgía siempre la misma cuestión, si la resistencia estructural de esa construcción perduraría a lo largo del tiempo. Dicha resistencia estructural puede verse afectada por diferentes factores externos, destacando la actividad sísmica del emplazamiento.

Es por esto que resulta de vital importancia disponer de herramientas que permitan conocer cómo se va a comportar una determinada estructura ante cualquier actividad sísmica que pudiera surgir, de forma que se puedan realizar ensayos prácticos para cuantificar los posibles daños y evitar cometer errores en una edificación real.

Estas herramientas no son de tamaño real, es decir, trabajan con una escala determinada, de forma que se puedan realizar diferentes pruebas en un laboratorio. Posteriormente se extrapolarán los resultados obtenidos a la realidad.

En el presente trabajo técnico se realiza el diseño, simulación y fabricación de una mesa de trabajo bidireccional para el estudio y simulación de terremotos. Dicha mesa será activada mediante dos mecanismos biela-manivela (uno para cada dirección), en el trabajo se verán los cálculos cinemático y dinámico mediante métodos numéricos junto con otros para comprobar los resultados de los primeros.

Keywords

Slider-crank mechanism, kinematic calculation, inverse dynamic problem, Arduino.

Abstract

Since humanity began to build buildings, the same issue arose over and over again: will the structural resistance support the wear of time? Structural resistance can be affected by different external factors, highlighting the seismic activity of the site.

That is why it is key to have tools that allow us to know how a particular structure will behave in the face of any seismic activity that may arise, so that practical tests can be carried out to quantify possible damages and avoid making mistakes in a real building.

These tools are not real size, that is, they work at scale, such that tests can be safely performed in a laboratory. Subsequently, the results obtained will be extrapolated to reality.

In the present technical work is carried out the design, simulation and manufacture of a biaxial work table for the study and simulation of earthquakes. This table will be activated by two slider-crank mechanisms (one for each direction). This work approaches the kinematic and dynamic calculations by numerical methods, along with other methods to check the results of the former.

Índice general

DOCUMENTO 1	MEMORIA	I
	Capítulo 1. Introducción y objetivos.....	5
	Capítulo 2. Marco teórico.....	11
	Capítulo 3. Selección y cálculo de los actuadores mecánicos.....	63
	Capítulo 4. Diseño de los elementos de la mesa de vibraciones.....	97
	Capítulo 5. Conclusiones y trabajos futuros.....	113
	Bibliografía.....	117
	Anexo I. Simulaciones en Simulink.....	123
	Anexo II. Fabricación prototipo y puesta en marcha.....	133
	Anexo III. Evolución en los diseños y pruebas.....	151
	Anexo IV. Código Arduino.....	161
	Anexo V. Código MATLAB.....	167
	Anexo VI. Cronograma diario.....	191
DOCUMENTO 2	PLANOS.....	1
DOCUMENTO 3	MEDICIONES Y PRESUPUESTO.....	5

DOCUMENTO 1

MEMORIA

Índice de la memoria

Capítulo 1.	Introducción y objetivos.....	5
1.1	Motivación y planteamiento del problema.....	7
1.2	Objetivos del proyecto.	8
1.3	Contexto.	8
1.4	Cronograma temporal resumido.....	9
Capítulo 2.	Marco teórico.....	11
2.1	Información sísmica.....	13
2.2	¿Cómo afectan a las estructuras los terremotos?.....	15
2.3	Antecedentes.	18
2.4	Mesa para simulación de sismos.....	22
2.4.1	Masa de reacción.	23
2.4.2	Plataforma de simulación.....	24
2.4.3.	Sistema de soporte	25
2.4.4.	Sistema de desplazamiento lineal.....	25
2.4.5.	Unidad de potencia.	30
2.4.6.	Actuadores.	39
2.4.7.	Sistema de control.	43
2.4.8.	Instrumentos necesarios para la medición.....	47
2.4.9.	Sistema de adquisición y procesamiento de datos.....	56
2.5	Análisis cinemático por métodos numéricos.	57
Capítulo 3.	Selección y cálculo de los actuadores mecánicos.	63
3.1	Configuración cinemática de la mesa.....	65
3.2	Cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela mediante métodos numéricos.....	67

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

3.3	Análisis cinemático a partir de la geometría del mecanismo.....	81
3.4	Cálculo del par mediante dinámica por métodos numéricos.	84
3.5	Cálculo del par motor mediante método analítico.	90
Capítulo 4.	Diseño de los elementos de la mesa de vibraciones.....	97
4.1	Introducción.	99
4.2	Diseño de los bloques.....	100
4.3	Elección de los rodamientos.....	102
4.4	Diseño del mecanismo biela manivela.	103
4.5	Elección de los motores.....	105
4.6	Sujeción de los motores.	107
4.7	Superficie de simulación.....	109
4.8	Sistema de control.....	109
4.9	Sistema de adquisición y procesamiento de datos.	109
4.10	Esquema del sistema de control.	110
4.11	Fabricación del prototipo.	112
Capítulo 5.	Conclusiones y trabajos futuros.	113
Bibliografía.	117
Anexo I.	Simulaciones en Simulink.	123
Anexo II.	Fabricación prototipo y puesta en marcha.	133
II.1	Introducción.	135
II.2	Fabricación de los bloques.	135
II.3	Mecanismo biela manivela.....	141
II.4	Sujeciones motor.....	143
II.5	Motor inferior.....	144
II.6	Masa de reacción.	144
II.7	Sistema de control.....	145
Anexo III.	Evolución en los diseños y pruebas.....	151

Anexo IV.	Código Arduino.....	161
Anexo V.	Código MATLAB.....	167
Anexo VI.	Cronograma diario.....	191

Capítulo 1.

Introducción y objetivos.

En este capítulo se realiza una justificación de la necesidad de desarrollo de este proyecto, junto con los principales objetivos del presente trabajo técnico.

1.1 Motivación y planteamiento del problema.

Desde que el ser humano comenzó a construir edificios surgía siempre la misma cuestión, si esa construcción perduraría a lo largo del tiempo, ya no solo por el deterioro de los materiales si no más concretamente por su resistencia estructural. Esta puede verse afectada por diferentes factores externos, como pueden ser la acción de cargas estáticas o dinámicas, fenómenos meteorológicos y/o actividad sísmica del emplazamiento [8].

En cuanto a la actividad sísmica, los expertos son capaces de calcular con bastante precisión dónde se producirán las sacudidas a largo plazo, pero no con la antelación necesaria para que los servicios de emergencia y población se preparen. Porque a pesar de todos los avances que se han producido dentro de la sismología, los terremotos siguen siendo imprevisibles ya que no existe método capaz de predecir con precisión el dónde y cuándo, debido al comportamiento no lineal y caótico tan característico de los movimientos sísmicos. Por lo que, al menos de momento, lo único que se puede hacer es minimizar al máximo sus efectos [63].

Teniendo en cuenta que vivimos en un mundo realmente competitivo donde a la hora de diseñar cualquier cosa, en este caso un edificio, uno de los objetivos primordiales puede ser el coste del mismo, resultaría fatal el uso de materiales inadecuados, de tal forma que se estaría maximizando el riesgo de que se produzcan las fallas suficientes en un edificio como para convertirlo en escombros.

Es por esto que resulta de vital importancia disponer de herramientas que permitan conocer cómo se va a comportar una determinada estructura ante cualquier actividad sísmica que pudiera surgir, de forma que se puedan realizar ensayos prácticos para cuantificar los posibles daños y evitar cometer errores en una edificación real.

Estas herramientas son simuladores de terremotos, las cuales tienen como objetivo reproducir un movimiento sísmico. Se debe tener en cuenta que no son de tamaño real, es decir, trabajan con una escala determinada, de forma que se puedan realizar diferentes pruebas en un laboratorio. Posteriormente se extrapolarán los resultados obtenidos a la realidad.

Poco a poco con los conocimientos adquiridos y los avances en tecnología existentes se consigue minimizar riesgos que no solamente incluyen la seguridad del edificio, si no de las personas que lo rodean. Gracias entre otras muchas cosas a controladores, los cuales se encargan de regular el comportamiento de la simulación, cada vez más avanzados, precisos y asequibles que permiten conocer la respuesta de un sistema sometido a una excitación. De tal forma que beneficia a esta clase de estudios haciendo posible crear máquinas que mostrarán resultados viables y con un relativo bajo coste de fabricación.

Actualmente en el mercado se cuenta con multitud de opciones para mesas de simulaciones de diferentes grados libertad y características, como se verá en el Capítulo 2, aunque todas ellas con un coste elevado.

1.2 Objetivos del proyecto.

El objetivo principal a perseguir es realizar el diseño, simulación, fabricación y experimentación de una mesa de trabajo bidireccional para el estudio y simulación de terremotos de bajo coste.

De tal forma que, tras la construcción de un prototipo los estudiantes de ingeniería de la Universidad de Almería puedan no solo realizar simulaciones prácticas sobre estructuras a escala, si no comprender la base teórica que rodea el mundo de la actividad sísmica.

1.3 Contexto.

El contexto de realización de este Trabajo de Fin de Grado ha sido la beca de colaboración del Ministerio de Educación, Cultura y Deporte. Esta beca está destinada a estudiantes universitarios para realizar tareas de investigación en departamentos universitarios.

En este caso se colaboró con el Área de Ingeniería Mecánica del Departamento de Ingeniería de la Universidad de Almería, de tal forma que tanto el montaje de la mesa de simulaciones de sismos que se verá en el presente trabajo, como los cálculos se realizaron en el laboratorio 1.08 del Cite IV de la Universidad de Almería.

1.4 Cronograma temporal resumido.

A continuación se muestra el cronograma temporal de la realización del TFG. Si se desea visualizar con detalle la evolución diaria del mismo podrá verse en el Anexo VI. 'Cronograma diario'. Se ha prestado colaboración a razón de 3 horas diarias durante 8 meses desde la fecha de incorporación, en este caso desde noviembre.

Período de tiempo.	Actividad.	Duración.
Noviembre	Primeros bocetos y diseños SW, lectura de papers, cálculos cinemáticos MATLAB y Simulink.	63 horas.
Diciembre	Cálculos mediante dinámica, mejora de Simulink y cambios en el diseño SW.	26 horas.
Enero	Pequeños cambio en el diseño SW, inicio de búsqueda de componentes.	8 horas.
Febrero	Inicio de la memoria con los primeros cálculos cinemáticos y marco teórico, dibujos en AutoCAD y procesos de compra. Problemas facturas proforma.	39.5 horas.
Marzo	Adquisición de los rodamientos, soldadura de los bloques prueba y finales.	21.5 horas.
Abril	Redacción anteproyecto, continuación de la redacción de la memoria, primeros contactos con Arduino, primera prueba del montaje realizada con éxito. Unificación códigos de MATLAB.	161.5 horas.
Mayo	Corrección incompatibilidad en los resultados de los cálculos de MATLAB. Montaje eléctrico y construcción del prototipo 'Mesa de vibraciones para el estudio de sismos'.	81.5 horas.
Junio	Diseño 'ideal' de la mesa, planos, mediciones y presupuestos. Fin de redacción de la memoria.	95 horas.
Total		496 horas.

Tabla 1 1 Cronograma temporal resumido.

Capítulo 2.

Marco teórico.

El presente capítulo realiza una introducción teórica de las nociones básicas sobre el estudio de sismos, junto con los medios existentes para dicho fin.

2.1 Información sísmica.

Las evidencias geológicas y sismológicas revelan que la tierra está formada por un núcleo compuesto por hierro y níquel donde se encuentra un núcleo externo e interno, un manto compuesto principalmente por hierro, dividido en manto inferior y superior y una fina capa exterior denominada corteza (diferenciada como continental y oceánica). Todo esto, atendiendo al criterio de la composición química, es conocido como modelo estático [9].

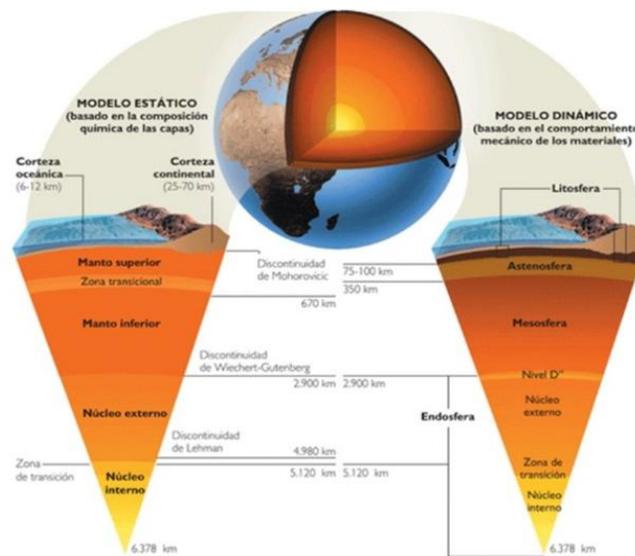


Fig. 2 1 Capas de la Tierra [27].

La solidificación de la corteza da comienzo al inicio de la historia geológica, hace más de 4600 millones de años. Es interesante recalcar que la gran actividad volcánica existente en sus inicios dio lugar a que los gases expulsados formaran la atmósfera primitiva, esta segregación de material sigue sucediendo actualmente, pero no con la misma frecuencia que entonces.

La capa más externa de la tierra, la corteza y manto superior forman un estrato que se podría denominar como rígido que, a pesar de estar formado por diferentes materiales; se comporta como una unidad y que además será frágil frente a la deformación. Se trata de la litosfera (en este caso atendiendo al criterio de las propiedades físicas o modelo mecánico), debajo de la misma, se encuentra una capa blanda relativamente plástica situada encima del manto superior, la astenosfera.

En esta última, debido a sus condiciones de temperatura y presión, se puede encontrar roca fundida en pequeñas cantidades.

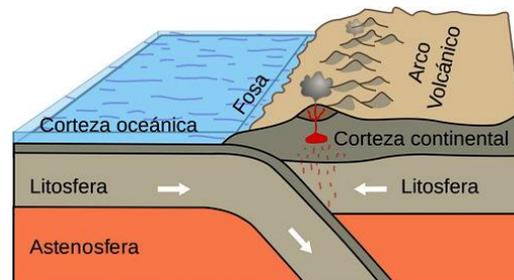


Fig. 2 2 Tectónica de placas [28].

La astenosfera es muy dúctil, por lo que la litosfera es capaz de moverse con independencia a la astenósfera.

La teoría de las capas tectónicas especifica que la capa más externa de la tierra está dividida en una serie de placas que tienen movimientos relativos unas con respecto a otras. Esta es una teoría bastante nueva (1960) y fue un gran logro ya que incorporó otras ramas de la ciencia de la tierra como la paleontología y la sismología, esta última será la ciencia de estudio sobre la que se elabora el diseño de la mesa a lo largo de este trabajo.

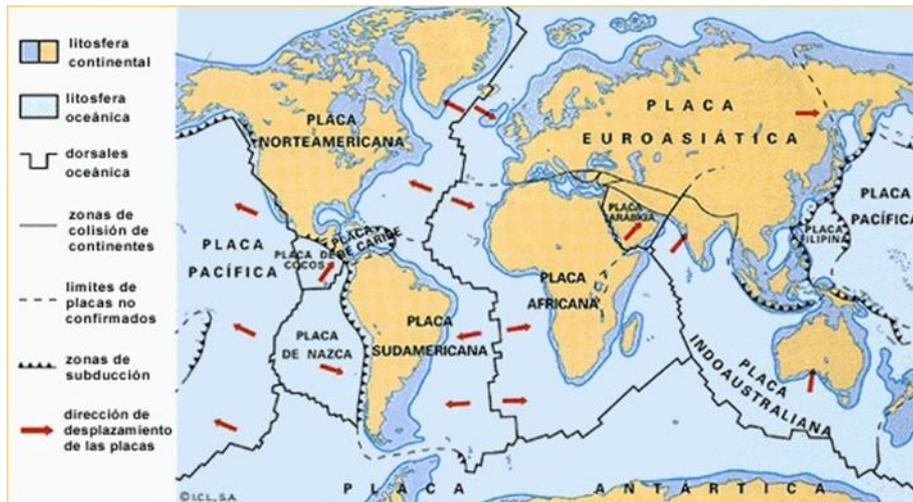


Fig. 2 3 Placas tectónicas [29].

La teoría de la tectónica de placas describe el movimiento de placas y los efectos que produce este movimiento. El movimiento relativo de las placas entre sí se explica gracias a la distribución desigual del calor en el interior de la tierra, siendo esta la fuerza motriz de las placas. Es importante saber que, aunque el interior de una placa pueda deformarse, las interacciones existentes entre dos placas hacen que la mayor parte de la deformación se produzca a lo largo de sus límites. Se diferencia entre límites convergentes, divergentes y fallas transformables.

Todo esto da lugar a la formación y continuo cambio de la superficie terrestre, encontrando erupciones volcánicas y terremotos, producidos por los movimientos relativos de las placas tectónicas. Concretamente será más intenso y peligroso en aquellas zonas de la corteza terrestre que se encuentren en el límite de dos placas.

2.2 ¿Cómo afectan a las estructuras los terremotos?

Habiendo introducido como se produce un terremoto, a continuación se analiza el impacto de estos fenómenos naturales en los edificios. Cuando se producen, la base de las construcciones sigue el movimiento que tiene el terreno sobre el que está construido, por lo que, debido a la inercia y a la relativa flexibilidad de su estructura, las partes superiores de la construcción tenderán a mantener su estado de reposo inicial. De esta forma, para que la estructura mantenga su integridad debe deformarse debido a la diferencia en la tendencia del movimiento de sus componentes [2].



Fig. 2 4 Imagen de terremoto en Ecuador (2016) [30].

Durante un terremoto la superficie sufre movimientos en todas direcciones, pero las aceleraciones horizontales de la superficie son mayores que las verticales, y además más dañinas, de forma general [2].



Figs. 2 5 Imágenes de terremoto en Ecuador (2016) [30].

Las ondas sísmicas afectarán a las estructuras según su frecuencia, el periodo del terreno, el periodo propio de la estructura y según el tipo de terreno sobre el que esté situado la misma, ya sea blando o duro [3].

La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza externa periódica. Si el periodo de la fuerza coincide con el periodo de vibración de dicho cuerpo, el cuerpo vibra aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento. Cuando una onda que afecta a un determinado objeto tiene tal frecuencia que iguala la frecuencia de resonancia del objeto, éste puede destruirse o deformarse [4].

Para evitar una catástrofe en una estructura, el modo fundamental de vibración no puede coincidir, si estar cerca, del período dominante del terreno.

Para ilustrar los aspectos mas relevantes del fenómeno de resonancia, a continuación, se muestra el resultado final del desarrollo del análisis de un sistema sencillo, como es el un oscilador forzado donde a una masa 'm' unida a un resorte de constante elástica 'K' se aplica una fuerza de carácter periódico con una fuerza $F(t)$, además de una frecuencia angular ω y actuando en la dirección del eje del resorte. A pesar de ser un sistema simplificado, es suficiente para entender este fenómeno [4].

$$A = \frac{\frac{F}{m}}{\sqrt{(\omega_0 - \omega)^2 + (y \cdot \omega)^2}}$$
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Donde F es la fuerza externa periódica, ω_0 es la frecuencia angular con que se moverá la masa, ω será la frecuencia angular de la fuerza externa y finalmente la 'y' proviene de la posición en función del tiempo de un movimiento armónico simple, aquí $y=b/m$ donde b será una constante de proporcionalidad que hace referencia a la fricción, ya que se supone la fuerza de fricción es proporcional a la velocidad de la masa [4].



Fig. 2 6 Resorte con oscilación forzada [4]

Según la fórmula anterior, la amplitud máxima no se produce cuando la frecuencia de la fuerza externa es exactamente la frecuencia natural ω_0 , aunque esta diferencia para muchos problemas de interés no es considerable. Por lo que hay que conseguir que:

$$\omega_0 \neq \omega$$

Como conclusión decir que el fenómeno de la resonancia necesitará de un sistema elástico que presente frecuencias naturales de vibración, de una fuerza externa de tipo periódico que actúe sobre el sistema elástico y además de una coincidencia entre ambos tipos de frecuencia.

Si se traslada a casos más complejos en los que no existe un punto único de masa m , si no que hay un medio continuo y por tanto infinitos puntos, existirán por tanto infinitas frecuencias de resonancia. La frecuencia de resonancia más baja es la fundamental, siendo además la que produce más desplazamientos, existiendo otros modos de vibración a más altas frecuencias [4].

Es importante mencionar además que, para las construcciones, existen una serie de normas de construcción Sismoresistente [5].

Por tanto, concluir este apartado haciendo hincapié de nuevo en la importancia del estudio de sismos, y el conocimiento del comportamiento de las estructuras para prevenir graves consecuencias y consecuentemente, evitar daños personales.



Fig. 2 7 Imagen de terremoto en Ecuador (2016) [30].

2.3 Antecedentes.

En el mercado existen a la venta diferentes tipos de mesas de vibraciones, clasificadas tanto por sus dimensiones, por tipo de accionamiento, número de grados de libertad, aceleraciones, velocidades, desplazamientos máximos y capacidad portante.

Se pueden encontrar distintas formas de accionamiento del movimiento de una mesa sísmica, mediante actuadores hidráulicos, neumáticos, motores lineales, mecanismos como el biela-manivela, correa-polea y con husillo y guías, los cuales se desarrollan más detalladamente en el siguiente apartado.

A continuación, se visualizan diferentes mesas de simulación de sismos que existen en el mercado actual para diferentes aplicaciones.

Una de las empresas más popular en este sector es 'Quanser'. Ésta es una marca de nombre mundial que se dedica a vender equipo de laboratorio para ingeniería y docencia, además está especializada en controles, robótica y mecatrónica. Dispone de diferentes modelos:

- Shake Table I-40: Es una mesa de simulación de sismos que dispone de movimiento en un solo eje, cuenta con un desplazamiento horizontal de 2 cm. Diseñada para una carga útil desde 1 g hasta 1,5 kg. El método de funcionamiento es con un mecanismo de husillo y guías, utilizando un motor de accionamiento directo de alto par [19].



Fig. 2 8 Mesa de vibraciones Shake Table I-40 de Quanser [19].

- Shake Table III XY: En este caso puede moverse en dos ejes, accionada por motores eléctricos lineales. Como se puede apreciar las dimensiones de la superficie de trabajo son algo más grandes que la Shake Table I-40 [20].



Fig. 2 9 Mesa de vibraciones Shake Table III XY de Quanser [20].

- Shake Table II: En este caso, el método de accionamiento es mediante husillos, de unas dimensiones similares a la anterior y con capacidad de movimiento en un solo eje [21].



Fig. 2 10 Mesa de vibraciones Shake Table II de Quanser [21].

En la página de esta empresa no especifica el precio. Por otro lado, el Software se vende aparte.

- Existen otras opciones como 'Bi-axial vibration systems' de SERVOTEST, desarrollada a medida ofrece una serie de configuraciones de sistema de vibración biaxial. La siguiente imagen corresponde a dicha configuración biaxial de alta frecuencia, aunque con poca carrera contando con movimientos verticales y horizontales.

La mesa está acoplada a los actuadores a través de elementos de flexión que transmiten las cargas requeridas para generar los movimientos de vibración.

El diseño del actuador vertical también proporciona un alto nivel de restricción de momento de giro. Estos sistemas se usan para estudiar la vibración en aplicaciones marinas a bordo de embarcaciones [22].



Fig. 2 11 Mesa de vibraciones Bi-axial vibration Systems de Servotest [22].

Existen opciones con un diseño algo diferente, como en '3-Axis Shake Table'.

Las mesas de simulación de terremotos de 3 ejes y 6 grados de libertad son soluciones de vanguardia para la simulación sísmica, para estudiar fenómenos como la licuefacción del suelo en las pruebas de vibración de los modelos de construcción, así como para la calificación en ingeniería de los equipos o sus componentes y para comprobar la resistencia de vibración.

La mesa está diseñada para permitir el montaje rígido de especímenes para transferir el historial de aceleración requerido. El centro de gravedad del objeto de prueba se puede ubicar en cualquier lugar dentro del espacio de trabajo de la mesa [23].

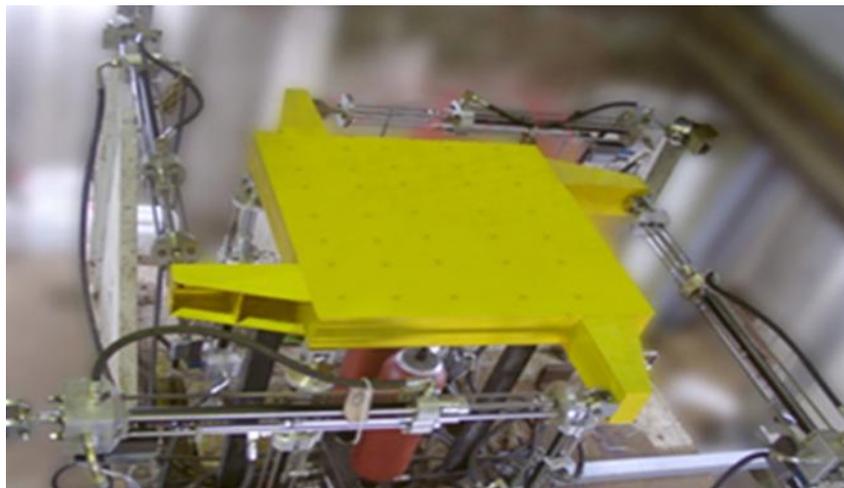


Fig. 2 12 Mesa de vibraciones 3-Axis Shake Table de Aimil [23].

- 'Uniaxial Shake Table (SH-01-XXXX)' de BiSS.

Ideal para realizar simulaciones sísmicas, licuefacción sólida y pruebas de vibración en modelos, así como para la calificación de ingeniería de componentes y conjuntos para resistencia a terremotos y vibraciones. La mesa está diseñada con una frecuencia natural que excede los 100 Hz y el diseño también asegura que el centro de gravedad del objeto de prueba pueda colocarse en cualquier lugar dentro de la mesa y elevarse hasta 1000 mm por encima de la mesa. Los rieles mecanizados con precisión se acoplan con los rodamientos lineales y proporcionan el movimiento horizontal lineal.

El sistema está alimentado por una bomba de bajo nivel de ruido, caudal variable, presión variable y ahorro de energía, electrónicamente controlada, y un sistema digital de control y adquisición de datos con opciones para conectar una amplia variedad de transductores. Los sistemas BiSS están configurados según los requisitos específicos del cliente, utilizando muchos componentes de calidades industriales estándar y disponibles de alta calidad [24].



Fig. 2 13 Mesa de vibraciones Uniaxial Shake Table (SH-01-XXXX) de BiSS [24].

Tiene una capacidad de carga útil desde 500 hasta 10000 kg y un desplazamiento máximo de hasta 1,5 metros.

- También existen opciones más económicas enfocadas a la docencia en institutos. En la Fig. 2 14 se aprecia la 'EZ Shake Table' de PITSCO EDUCATION que se acciona manualmente mediante una manivela. Un ejemplo claro de que es importante la concienciación de la peligrosidad de los sismos desde las etapas escolares con algo tan sencillo como esta pequeña mesa para simular terremotos [25].



Fig. 2 14 Mesa de vibraciones EZ Shake Table de PITSCO EDUCATION [25].

- Junto a opciones económicas como la anterior se encuentra también la 'SEP SHAKE TABLE' [26].

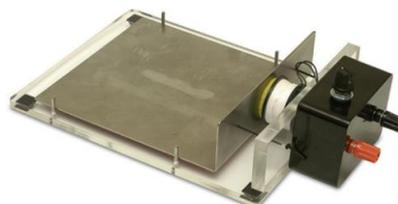


Fig. 2 15 Mesa de vibraciones SEP SHAKE TABLE de Mind Set [26].

Estas dos últimas tienen poca utilidad en el campo de la ingeniería debido a la inexistencia del control, desconociendo así los datos de entrada del supuesto terremoto simulado. Aunque son excelentes opciones para aprender la importancia del estudio de sismos.

2.4 Mesa para simulación de sismos.

Por todo lo anterior expuesto se puede llegar a la conclusión de la importancia de poseer instrumentos que permitan estudiar cómo afectará un terremoto a una determinada estructura.

A continuación, se muestran las partes que componen los diferentes tipos de mesas para simulación de sismos existentes, se desarrollan sus componentes y se expone algún ejemplo de mesa existente con dichas características.

En la Fig. 2.16 se puede ver una mesa de vibraciones diseñada por María Cortés Delgado [11], como se puede apreciar, la mesa está construida con metal sobre una base de cemento (es también el caso de mesas de grandes dimensiones), controlada por ordenador y actuada por medios electro-hidráulicos, consigue simular un terremoto a partir de una señal de entrada de desplazamiento, aceleración y frecuencia. Los resultados los registran acelerómetros.

A lo largo de este apartado se muestran diversas opciones para diseñar una mesa para simular terremotos, todas ellas con sus ventajas e inconvenientes.

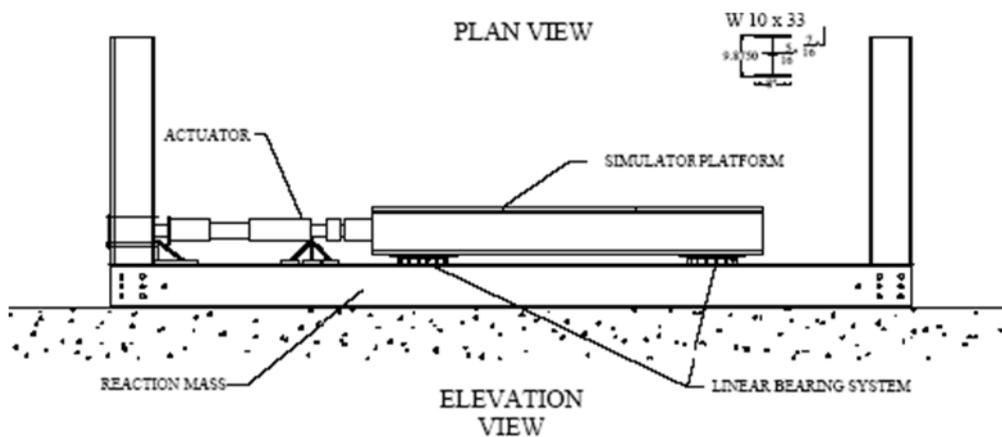


Fig. 2 16 Partes que componen una mesa de simulación de terremotos [7] y [11].

Algunas mesas pueden disponer de hasta seis grados de libertad, los cuales corresponderían a los tres desplazamientos y tres giros del sólido rígido. De tal forma que se pueden caracterizar los tipos de mesas según sus dimensiones, números de grados de libertad, aceleraciones, velocidades, desplazamientos máximos y capacidad portante.

En este tipo de mesas se estudian fenómenos como efectos de carga, de masa, mecanismos de fisura, características de respuestas dinámicas, torsión y volcadura e inestabilidad dinámica entre otros [7].

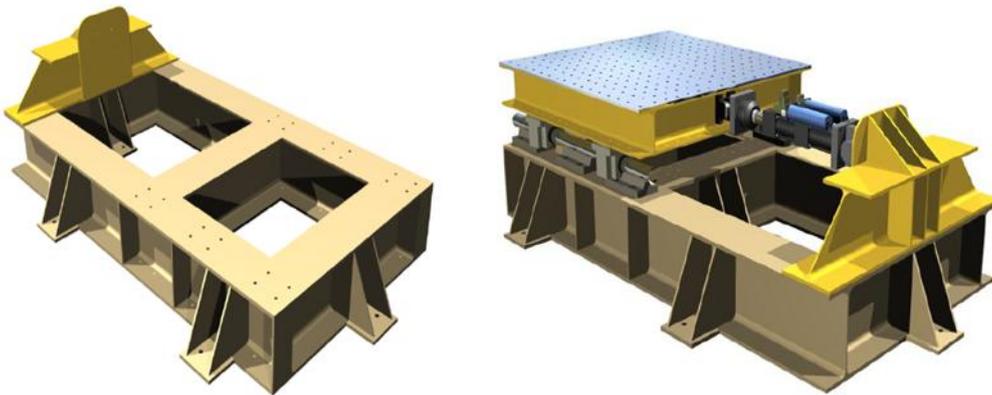
Como componentes principales de una mesa de vibraciones se pueden destacar: masa de reacción, plataforma de simulación, sistema de soporte, sistema de desplazamiento lineal, unidad de potencia, actuadores, sistema de control, instrumentos necesarios para la medición y finalmente sistema de adquisición y procesamiento de datos.

2.4.1 Masa de reacción.

La masa de reacción, ‘soporte’ de toda la estructura, aguantará no solo a los actuadores (reaccionando a la fuerza que realizan los mismos), si no a la estructura completa del simulador, como son la plataforma, el sistema de deslizamiento y los elementos que se estén ensayando [7].

En algunos casos incluso podría incluir a los sistemas de control, aunque por lo general si la mesa de simulación es de grandes dimensiones estos sistemas estarán situados fuera sobre una mesa de escritorio, por ejemplo.

En el caso de la mesa de simulaciones diseñada por Juan Carlos Clavijo y Luis Reinaldo Ramirez [7] se presenta la siguiente masa de reacción o ‘soporte’. En este caso dicha masa de reacción está construida con perfiles de acero. De esta forma se consigue un diseño rígido y compacto, asegurando así que no fallará cuando reproduzcan movimientos sísmicos.



Figs. 2 17 Ejemplo de masa de reacción de una mesa de vibraciones [7].

La masa de reacción recoge el conjunto de la mesa de simulaciones, a excepción de los elementos procedentes del sistema de control y algunos otros como sería, por ejemplo; la bomba que impulsa los actuadores hidráulicos, ya que el funcionamiento en este caso es mediante un sistema electro-hidráulico. Además, cabe mencionar que esta estructura se sitúa sobre una base de cemento.

Para el caso mencionado anteriormente de que la mesa disponga del sistema de control sobre la masa de reacción se encontraría la mesa de simulaciones diseñada por Judith Morales [8].



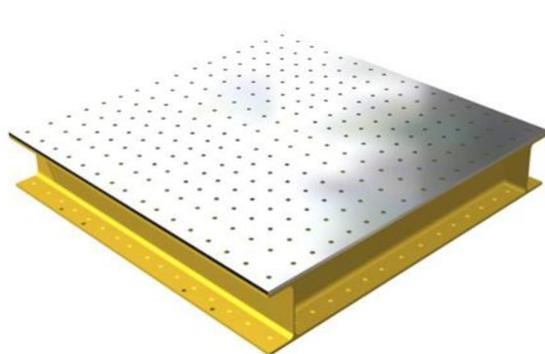
Figs. 2 18 Ejemplo de masa de reacción de una mesa de vibraciones [8].

En la Fig. 2 18 se aprecia como el sistema de control está situado sobre la masa de reacción, pero no lo están ni el sistema de adquisición de datos, ni la fuente de alimentación.

2.4.2 Plataforma de simulación.

Es la superficie sobre la cual se sujetan los elementos a ensayar. Esta plataforma estará montada sobre el sistema de deslizamiento y estos a su vez montados sobre la masa de reacción. Ésta debe ser rígida para evitar la excesiva rotación de los rodamientos de deslizamiento y además tener un peso apropiado, ya que en caso de tener un elevado peso podría afectar en el modelo vibratorio de la mesa y ésto a su vez, afectar a las fuerzas de inercia y por tanto a la aceleración de la mesa.

Las superficies de las plataformas de simulación suelen caracterizarse por tener una serie de orificios estratégicamente colocados para que sea posible la creación de diferentes estructuras y construcciones sobre dichas superficies. Estas pueden estar construidas mediante láminas de acero perforadas, entre otros materiales. Es importante además que dicha lámina cuente con un grosor suficiente para evitar que flecte y puedan verse afectados los datos recogidos de la simulación. Estas plataformas suelen ser rectangulares o cuadradas.



Figs. 2 19 Ejemplos de plataforma de simulación, según izquierda [7] y derecha [8].

En la Fig 2.19 se aprecia la superficie de simulación para las referencias [7] y [8] respectivamente. En este caso, ambas son láminas de acero perforadas, que están colocadas o bien sobre perfiles de acero, o directamente sobre la carcasa de los rodamientos lineales, constituyendo para cada caso la totalidad de la plataforma de simulación.

2.4.3. Sistema de soporte.

Este sistema contiene la superficie de deslizamiento para la plataforma de simulación. Se debe caracterizar por tener un rozamiento mínimo, ya que de esta forma se minimiza la distorsión obtenida en los resultados al ensayar estructuras, y además debe tener cierta rigidez que impida movimientos diferentes a los que se desean simular. Existen diferentes tipos como sistemas de rodamientos lineales, sistemas de aire a presión, películas de aceite, los cuales no limitan el movimiento a una sola dirección, si no a lo largo de una superficie. Este movimiento se obtiene, por ejemplo; con mesas de bolas (opción de diseño en Anexo III).

Para ambas referencias bibliográficas cabe mencionar que utilizan sistemas de rodamientos lineales como sistema de soporte, colocado este a su vez sobre la masa de reacción.

2.4.4. Sistema de desplazamiento lineal.

Este sistema suele ser la opción más elegida debido a que es relativamente más fácil de controlar y además existen opciones asequibles, por lo que se contemplará únicamente esta opción. Está formado por el propio rodamiento lineal o patín y un carril o guía sobre el cual éste se desliza. A continuación, se detallan los tipos de rodamientos lineales existentes.

2.4.4.1. Sistemas de patines de bolas sobre raíles.

Este sistema se caracteriza por utilizar un patín que se desliza a lo largo de un carril. En el interior del patín hay una o varias cadenas de bolas, dicha cadena de bolas se caracteriza primordialmente por usarse en aplicaciones donde se requiera de un bajo nivel de ruido. Por otro lado, la cadena evita que las bolas choquen unas con otras, provocando así un deslizamiento suave y con bajo nivel de ruido [17].

Como inconveniente de este sistema destacar, que debido a la escasa cantidad de bolas bajo carga dentro el patín con cadena de bolas, puede que haya una disminución de las capacidades de carga y los momentos.

Por ejemplo, según el catálogo Rexroth de Bosh [17], existen multitud de opciones para este tipo de rodamiento. Destacar una, la opción FNS (brida normal, altura estándar), ya que las mayores diferencias radican en los tamaños tanto para la guía como para el patín, junto con el número de taladros disponibles y la distancia existente entre ellos.



Figs. 2 20 Ejemplo de Sistemas de patines de bolas sobre raíles y cadena de bolas [17].

Este tipo de rodamiento se desliza a lo largo de un carril con una sección igual a la del patín (teniendo en cuenta además la cadena de bolas).



Fig. 2 21 Banda de protección carril para sistema de patines [17].

A dichos carriles se pueden añadir una banda de protección para los taladros de fijación, para evitar el contacto entre los tornillos utilizados para fijar el carril y el patín de bolas. [17].

2.4.4.2. Sistema de patines de rodillos sobre raíles.

Este sistema es muy similar al anterior de forma que también está caracterizado por utilizar un patín, pero en este caso, en su interior se encuentran rodillos en lugar de una cadena de bolas. Son utilizados para la construcción de máquinas industriales en general que requieren guías longitudinales para el movimiento de translación, con una capacidad de carga muy elevada y una gran rigidez [17].



Figs. 2 22 Ejemplo de Sistemas de patines de rodillos sobre raíles y rodillos [17] izquierda y [31] derecha.

Los patines de rodillos sobre raíles estándar están adecuados para todos los casos típicos de aplicación. Estas unidades de montaje extremadamente compactas, con una gran variedad de tamaños, poseen la misma capacidad de carga en las cuatro direcciones principales de carga.

Los patines de rodillos sobre raíles anchos fueron desarrollados para soportar grandes momentos a máxima rigidez. Para la construcción de máquinas pesadas existen los adecuados patines de rodillos sobre raíles para grandes cargas.

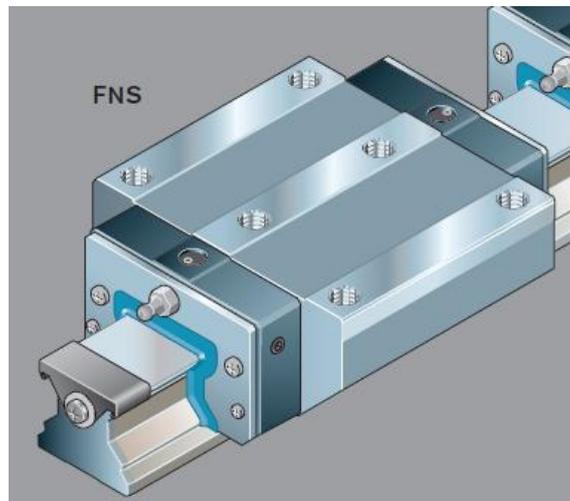


Fig. 2 23 Ejemplo de Sistemas de patines de rodillos sobre raíles para grandes cargas [17].

Este modelo (FNS) es semejante a su equivalente para patín de bolas, al igual que en el caso anterior, en el presente trabajo no se desarrolla la amplia gama que ofrece el catálogo de la referencia.

2.4.4.3. Sistema de guiado mediante rodamientos lineales.

En este sistema un rodamiento lineal se desplaza a lo largo de un eje, a diferencia de los anteriores que era un carril con unas dimensiones determinadas. [17].



Fig. 2 24 Sistema de guiado mediante rodamientos lineales [17].

Dentro de este sistema de guiado existen diferentes tipos de rodamientos lineales:

- Tipo eLINE y lineal compacto, caracterizado por dimensiones reducidas y por tener poco juego radial. Gracias a las cápsulas metálicas integradas no es necesaria la tradicional fijación axial en el alojamiento.



Fig. 2 25 Rodamiento lineal tipo eLine [17].

- Tipo Super A, este compensa los errores producidos por desalineación hasta $0,5^\circ$ que se generan entre la carcasa y el eje sin una reducción de la capacidad de carga por presión en los extremos.



Fig. 2 26 Rodamiento lineal tipo Super A. Referencia bibliográfica [17].

Las causas de estos desalineamientos son las flexiones de ejes por altas cargas o imprecisiones en la construcción. De tal forma que la autoalineación permite que las bolas entren en la zona de carga sin ninguna dificultad, repartiendo así la carga uniformemente en toda la hilera de bolas. Además, estos rodamientos se caracterizan por la suavidad de funcionamiento, la gran capacidad de carga y la larga duración de vida.



Fig. 2 27 Rodamiento lineal tipo Super B [17].

Por otro lado, se encuentra el tipo B, que en este caso se caracteriza por que no es autoalineable, utilizado para aplicaciones de un solo rodamiento por eje, sin que el mismo pueda oscilar.

Ambas opciones pueden ser abiertas y cerradas.

- Tipo lineal Estándar, robusto y adecuado para aplicaciones con mucha suciedad, gracias a su jaula de acero, como podría ser por ejemplo la industria de la madera. Cuenta con diferentes ejecuciones, que son cerrado, ajustable y abierto. Utilizadas para diferentes aplicaciones dentro de la industria, por ejemplo, la cerrada cuenta con acero anticorrosivo, ideal para la industria alimenticia.

Siendo similar a este el lineal segmentario, caracterizado por tener una jaula robusta de plástico y ser además económico.

Junto a los rodamientos mencionados anteriormente destacar los rodamientos lineales antigiro y los rodamientos lineales para movimientos de rotación y traslación. Los primeros permiten un guiado lineal con un solo eje. La transmisión del par de giro se logra a través de la hilera de bolas que apoya en la ranura guía del eje. Según la magnitud del par de giro se suministran los ejes con varias ranuras guía. Los segundos se suministran con rodamientos rígidos de bola o de aguja, ideales tanto para movimientos oscilantes como para revoluciones medias.



Figs. 2 28 Rodamientos lineales antigiro y rodamientos lineales para movimientos de rotación y traslación [17].

Por otro lado, mencionar los sets lineales, unidades completas formadas por una carcasa unida a uno o varios rodamientos lineales. Las carcasas están alineadas de tal forma que el rodamiento no sufra precargas adicionales.



Fig. 2 29 Rodamiento lineal con carcasa. Referencia Bibliográfica [17].

Para que el desplazamiento lineal sea posible es necesaria la presencia de ejes de precisión y soportes para éstos, existiendo variedad como son ejes macizos o huecos, de acero o cromo. Por ejemplo, los trabajos mencionados anteriormente utilizan ambos rodamientos lineales con carcasa que permite la sujeción a la plataforma de simulación.



Figs. 2 30 Ejemplos de plataforma de simulación, según [7] izquierda y [8] derecha.

Suele ser una opción muy utilizable gracias a su fácil instalación y precios relativamente económicos, sin dejar atrás la funcionalidad de los mismos.

2.4.5. Unidad de potencia.

Es el sistema que proporciona la energía de movimiento a la mesa, junto con las características de aceleración y frecuencia. Pueden ser eléctricas, mecánicas o hidráulicas. [7].

2.4.5.1. Eléctrica.

Los motores eléctricos son los encargados de transmitir la energía a los actuadores de la mesa para originar así su movimiento. Un motor eléctrico es una máquina rotatoria que transforma energía eléctrica en energía mecánica de rotación. Cuentan con la ventaja de que son económicos, limpios, cómodos y seguros en su funcionamiento.

Su funcionamiento se basa en las fuerzas de atracción y repulsión establecidas entre un imán y una bobina a través de la cual se hace pasar una corriente eléctrica. [32].

Un motor eléctrico está formado por un estator (parte fija), rotor (parte móvil que gira dentro del estator) y el entrehierro que es el espacio de aire que separa el estator del rotor y que permite que pueda existir movimiento.

Los motores eléctricos se caracterizan por tener bobinas, también llamadas devanados inductor e inducido. De donde el primero será el encargado de generar el campo magnético y en el segundo es en donde se convierte la energía eléctrica del estator en energía mecánica de rotación.

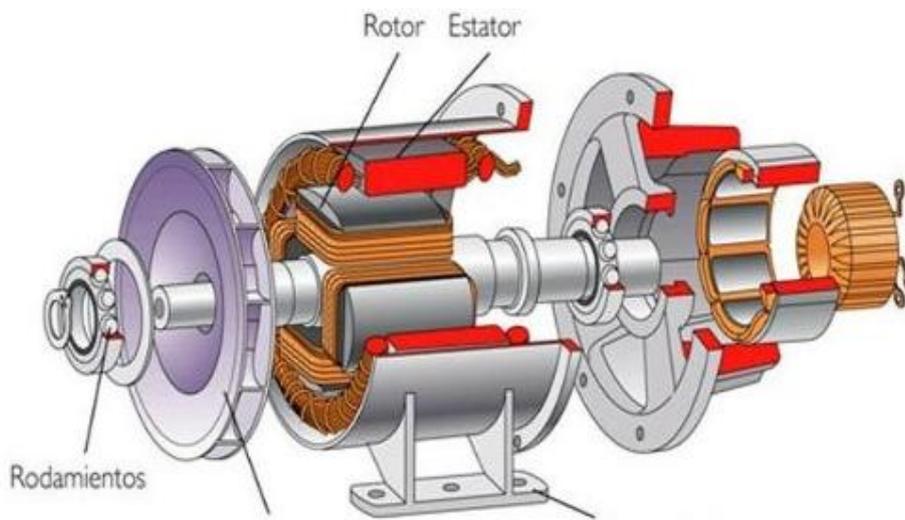


Fig. 2 31 Partes de un motor eléctrico [32].

Habiendo visto las partes que componen un motor según su principio básico de funcionamiento a continuación se muestran los tipos de motores eléctricos.

- Motores de corriente continua. Utilizan unas escobillas para poder introducir la corriente en el rotor, además de unas delgas para que dicha corriente siempre entre y salga en la misma dirección.

Delga (RAE): Cada una de las láminas de cobre o segmentos metálicos que forman el colector de una máquina de corriente continua.

Los motores de corriente continua se clasifican por el tipo de conexión existente entre los devanados inductores e inducidos.

1. Motor de excitación independiente: En este caso el los devanados inductor e inducido se alimentan de dos fuentes de energía independientes.
2. Motor en serie: Para este caso los devanados se encuentran en serie.
3. Motor en derivación: Devanados en paralelo.
4. Motor *compound*: Existen dos devanados inductores, uno conectado en serie con el inducido y el otro en paralelo.

Los motores de corriente continua son más baratos para unidades de pequeña potencia que los de corriente alterna, sin embargo, para casos de gran potencia no son rentables. La gran ventaja que poseen este tipo de motores radica en que la velocidad que producen se puede controlar variando la tensión de alimentación [32].

- Motores de corriente alterna., Se debe de tener en cuenta que en este tipo de corriente, la intensidad y el sentido varían constantemente [32].

La primera diferenciación dentro de este tipo de motores es si son trifásicos o monofásicos, según el tipo de corriente alterna que utilicen. Normalmente el sistema monofásico es usado tanto en casas como en industrias (electrodomésticos y maquinaria con potencia inferior a 3 kW), aunque lo normal es que una industria utilice sistemas trifásicos.

Para los motores monofásicos se precisa de algún dispositivo auxiliar que permita ponerlo en funcionamiento ya que no pueden arrancar por si solos.

Según su velocidad de giro, los motores de corriente alternan se pueden dividir en síncronos y asíncronos.

1. Motor síncrono: Para este tipo la velocidad del campo magnético giratorio del estator es igual a la velocidad de giro del campo inducido en el rotor. Este motor se caracteriza por que la velocidad de giro es directamente proporcional a la frecuencia de la red que lo alimenta. No es muy usado como motor, aunque el funcionamiento síncrono sí lo es para la producción de energía eléctrica. Este tipo de motor existe para corriente trifásica y monofásica [32].
2. Motor asíncrono: Es el más usado en la industria, en este caso la velocidad del campo magnético producida por el estator es mayor que la velocidad de giro del rotor. El motor asíncrono gira a una velocidad menor que la de uno síncrono debido a una característica de estos motores llamada resbalamiento entre el rotor y el campo magnético giratorio del estator [32].

Dentro de los asíncronos existen tres tipos para los que usan corriente monofásica y son de fase partida, de espira en cortocircuito y universales, por otro lado para los que usan trifásica se encuentran de rotor bobinado y de jaula de ardilla.

Además, existen otros tipos de motores eléctricos, como puede ser un motor paso a paso que se caracteriza por tener varias bobinas que cuando son energizadas con corriente continua según una secuencia inicia el giro del eje según ángulos exactos. Por otro lado se encuentra el servomotor con el cual se controla tanto la velocidad como la posición del eje de giro, estos solo giran 180° hacia la izquierda o hacia la derecha, por lo general la mayoría de servomotores son de corriente continua aunque existe de corriente alterna. Destacar también al motor universal caracterizado por que está diseñado para funcionar tanto con corriente alterna como corriente continua [33].



Figs. 2 32 Motor universal, motor paso a paso y servomotor, respectivamente [32].

Existen otras opciones como los motores lineales, este puede ser de corriente continua y además síncrono o asíncrono.

Los motores lineales están formados por una parte fija y una parte móvil de construcción adaptada a las características a obtener, la cual transmitirá la fuerza requerida entre ellas sin intervención de transmisiones [18].

Su principio de funcionamiento le permite convertir la energía a su favor siendo determinante en aquellas aplicaciones en donde están en juego fuerzas para la traslación. El motor lineal provee por sí mismo un esfuerzo de propulsión sin ningún medio de transmisión mecánica y con solamente el vínculo electromagnético entre las partes fijas y móviles. Siendo así como se elimina el recurso clásico de transformar el movimiento de rotación del motor convencional en un movimiento lineal, además se evitan problemas con los sistemas de transmisión y de adherencia en las ruedas motrices.

Aunque no todo son ventajas, ya que un inconveniente muy importante es que más difícil mantener las distancias entre inductor e inducido que en los motores rotantes dando lugar a que estos serán de relativo gran tamaño y tendrán menor rendimiento que los motores rotantes de igual potencia.

El motor lineal de inducción puede derivarse de un motor de inducción normal, 'cortándolo' axialmente y considerando un sector plano del estator y del rotor, como si fuera un motor asíncrono cuyo rotor tiene un radio infinito, de esta forma el movimiento del campo magnético (rotante con radio infinito) se convierte en lineal.

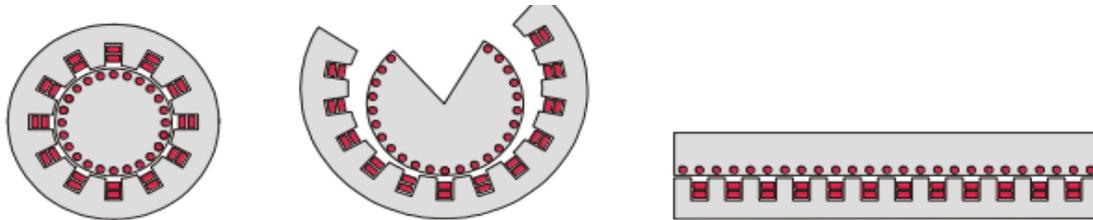


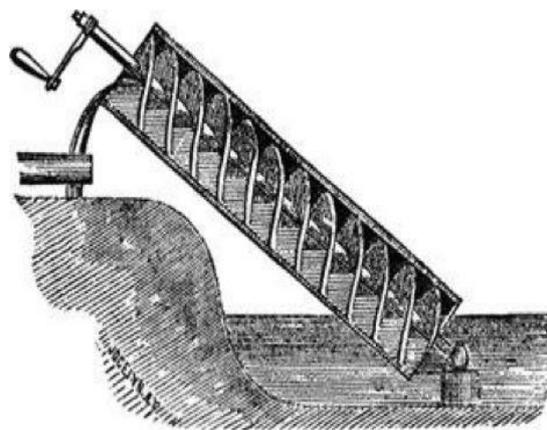
Fig. 2 33 Funcionamiento de motor eléctrico lineal [18].

2.4.5.2. Hidráulica.

Otra opción para originar el movimiento en las mesas de sismos es mediante la hidráulica. Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía mecánica con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. Cuando se incrementa la energía del fluido se consigue aumentar su presión, velocidad o altura piezométrica (relacionadas según el principio de Bernoulli).

Se pueden clasificarlar según el tipo de energía al que afectan, como se ha mencionado anteriormente.

-Energía potencial: Aumenta la energía potencial del fluido transportándolo de un lugar a otro de mayor altura mediante métodos mecánicos. Destacar por ejemplo, la noria y el tornillo de Arquímedes.

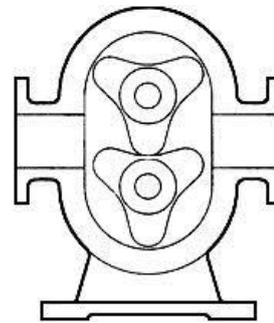
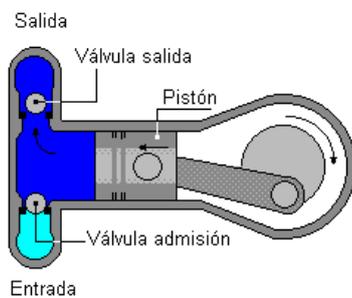


Figs. 2 34 Noria [35] y Tornillo de Arquímedes [36].

-Energía de presión:

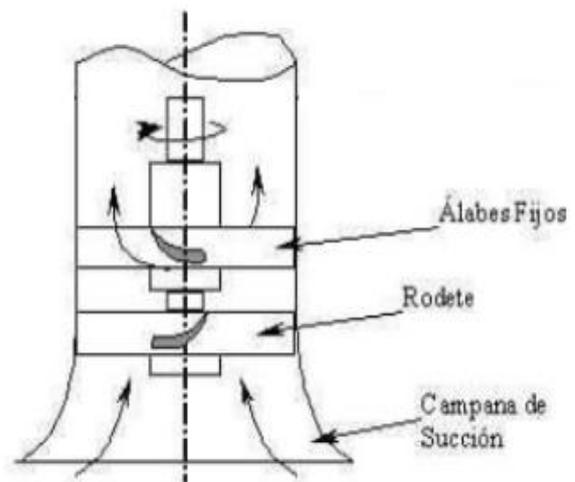
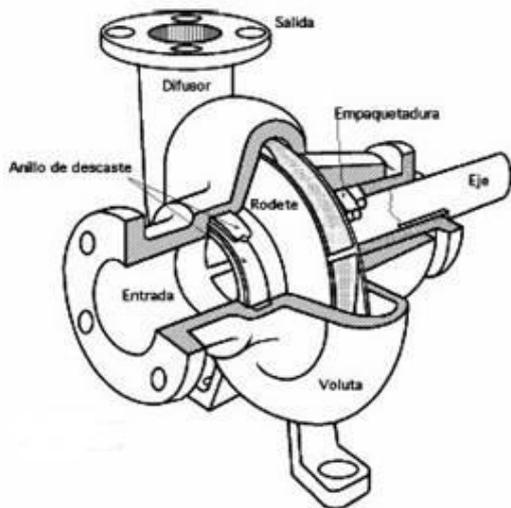
-Bombas de desplazamiento positivo: En este tipo de bombas se aplica una determinada fuerza, o par si son rotativas, a una serie de cámaras de trabajo que se van llenando o vaciando de forma periódica trasladando así cantidades discretas de fluido desde la aspiración hasta la impulsión. De tal forma que se aumenta la presión disminuyendo el volumen que ocupa el fluido en la cámara de trabajo.

Existen las bombas de émbolo alternativo (de pistón o membrana y además pueden ser de simple o doble efecto) y de tipo rotativo (de engranajes, de lóbulos, tornillo doble, paleta deslizante y bombas peristálticas). Proporcionan altas presiones para flujos de fluidos bajos.



Figs. 2 35 Bomba de émbolo alternativo [47] y bomba de lóbulos [48].

-Energía cinética: Aumentan la energía cinética de la corriente fluida mediante una rueda giratoria llamada rodete, la cual tiene álabes. El impulso proporcionado por los álabes al fluido le hace aumentar su velocidad. Se pueden clasificar según la forma de los álabes y la dirección del flujo. Pueden ser radiales (relaciones H/Q altas), axiales (relaciones H/Q bajas) y mixtas (relaciones H/Q intermedias).



Figs. 2 36 Bomba radial [38] y Bomba axial [37].

Se pueden clasificarlas según la orientación vertical u horizontal del eje de giro, según número y tipo de rodete (abierto, semiabierto y cerrado) y según el modo de accionamiento, ya sea mediante un motor eléctrico o de combustión.

Generalmente suelen usarse más aquellas bombas accionadas por un motor eléctrico, tanto en la industria como en laboratorios.



Fig. 2 37 Unidad hidráulica con motor eléctrico [52].

2.4.5.3. Neumática.

También puede darse el caso de que el movimiento de la mesa sea originado gracias a la intervención de elementos neumáticos, por lo que para ello será preciso el suministro de aire comprimido mediante una red de conducciones que transportan el aire desde los compresores hasta los actuadores. Siendo lo primero la producción del aire comprimido mediante los compresores.

Estos son máquinas que aspiran el aire de la atmosfera y lo expulsan elevando su presión. De tal forma que se obtiene energía neumática a partir de la energía consumida por el compresor para hacerlo funcionar, ya que funcione al igual que en el caso anterior gracias a un motor eléctrico o un motor de combustión interna.

En relación a los tipos de compresores se puede hacer las mismas diferenciaciones que para la bomba hidráulica.



Fig. 2 38 Tipos de compresores.

La diferencia existente con las bombas hidráulicas es que los compresores tienen la capacidad de almacenar la energía neumática en unos tanques. De tal forma que el compresor trabajará hasta llenar ese tanque a una presión determinada y posteriormente parará de introducir aire en el tanque.

Los compresores tienen multitud de usos profesionales, como son pintar, herramientas accionadas por aire para grapar, remachar, taladrar, sistemas de elevación, cortar y machacar materiales y perforar agujeros, entre otros.



Fig. 2 39 Compresor [39].

En el caso del diseño de Judith Morales [8] el movimiento de la mesa vibratoria se consigue gracias a un motor paso a paso. Para poder moverse necesita un circuito digital, empleando una placa Arduino Mega. Programando con exactitud los pasos que se va a mover el motor, conocido el ángulo de giro del mismo. También se controla la velocidad a la que se da cada paso, decidiendo en cada momento sobre el movimiento de la mesa. El modelo utilizado es un NEMA 23HS2430.

Para el caso del diseño de Juan Carlos Clavijo y Luis Reinaldo Ramirez [7], utiliza como unidad de potencia un sistema hidráulico, para poder proveer así los movimientos requeridos por la mesa. El modelo utilizado es la MTS 505.30 la cual tiene una bomba hidráulica que proporciona un flujo nominal de 113.5 L/min con una presión de operación de 21 MPa.

Destacar también como ejemplo para el caso de unidad de potencia eléctrica, como es el diseño de Horacio A. Coral et al. [10], en la cual utilizan un motor lineal.

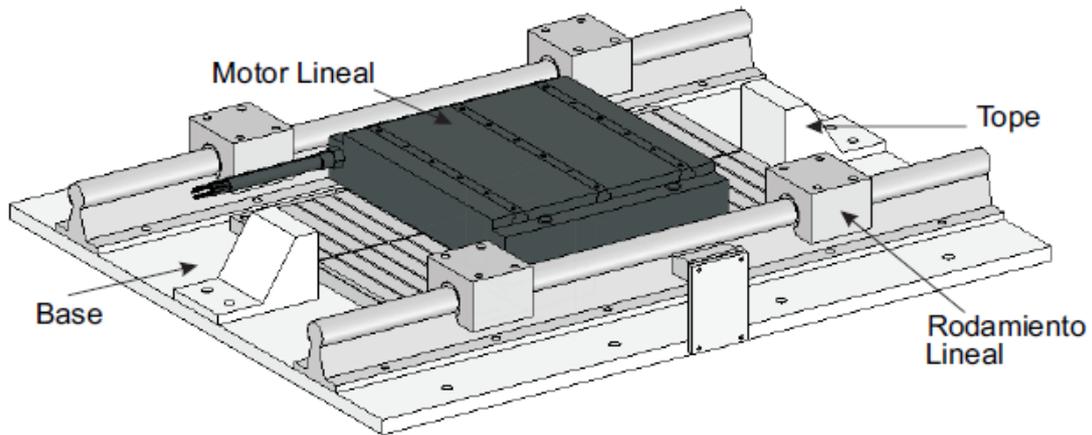


Fig. 2 40 Ejemplo de diseño a partir de un motor lineal [10].

2.4.6. Actuadores.

Son los elementos finales de control, permiten el movimiento de la mesa y por tanto los cambios en la dirección de la misma [7].

Es importante notar la diferencia entre unidad de potencia y actuador, ya que no tienen por qué coincidir siempre el principio de funcionamiento de estos. Resaltar que el método más elegido sería tanto la unidad de potencia como los actuadores hidráulicos, esta opción se puede ver en mesas para grandes cargas de simulación. Existen diferentes opciones para accionar el funcionamiento de la mesa. A continuación se destacan los más conocidos.

2.4.6.1. Mecanismo biela manivela.

En este caso se trata de una propuesta en la que el dispositivo cuenta con un disco con una ranura (hará como manivela) montado sobre el eje motor, que será el encargado de darle el movimiento rotatorio apropiado. La función que tiene la ranura es realmente útil ya que permite variar el radio y por tanto la longitud de la manivela con el fin de variar la amplitud del movimiento que se trata de simular.

La biela está unida al disco y a la plataforma vibratoria, siendo esta última la que se desplaza linealmente y donde sitúan los elementos a ensayar. Además, esta plataforma está montada sobre rodamientos lineales, de forma que pueda facilitar el desplazamiento en esa dirección de forma suave y con el menor rozamiento posible [53].

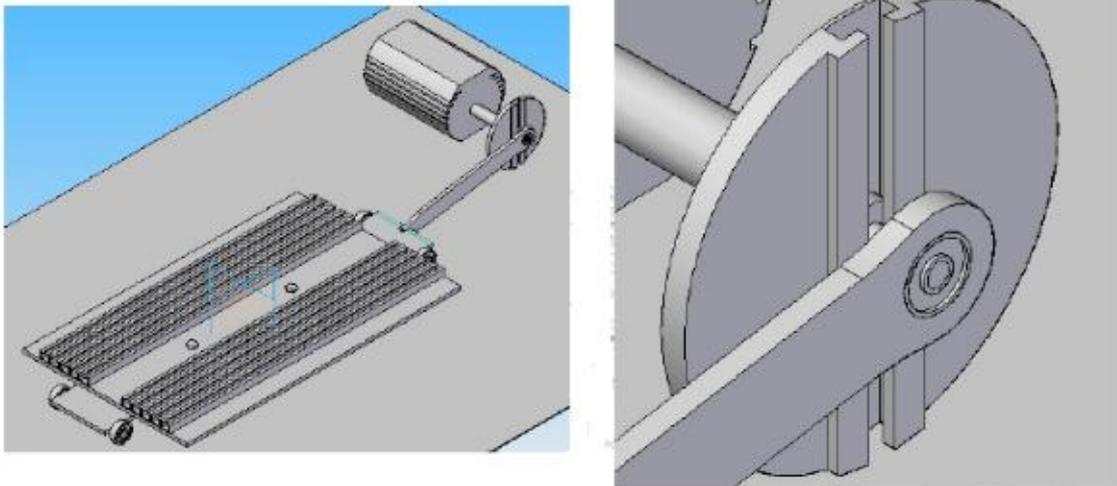


Fig. 2 41 Ejemplo de accionamiento mecánico mediante biela manivela [53].

2.4.6.2. Mecanismo con husillo y guías.

En este método de accionamiento se cuenta con un motor paso a paso al que se le une un husillo (mediante un acoplamiento) que gira sobre sí mismo gracias a la acción del motor. Rodeando al husillo estaría el elemento desplazable, siendo este el encargado de mover la plataforma de simulación. Son necesarios sistemas de rodamientos lineales que permitan el desplazamiento lineal de la plataforma [8].

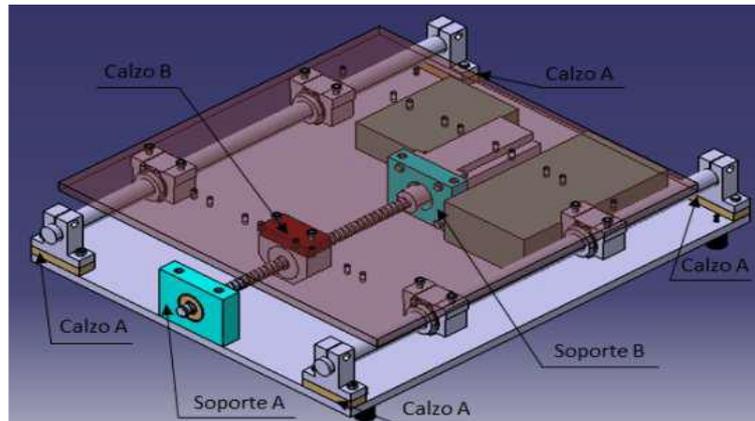


Fig. 2 42 Ejemplo accionamiento mecánico mediante husillo y guías [8].

2.4.6.3. Mecanismo correa-polea.

Se pueden ver sistemas de estas características, por ejemplo, en el desplazamiento de algunas impresoras 3D, para el movimiento del cabezal. Este método de funcionamiento está formado por un carril que fija la dirección del movimiento del cabezal. Sobre este carril va montado un carro, el cual tiene la función de desplazarse a lo largo del carril. Dicho carro está unido a su vez a la correa, estando esta última tensada y produciendo un movimiento suave, siendo necesario el uso de poleas dentadas. El motor estará unido directamente a la polea dentada [8] y [40].

Este método de accionamiento es relativamente sencillo y económico, aunque cuenta con la complejidad de tensar la correa para un funcionamiento óptimo.

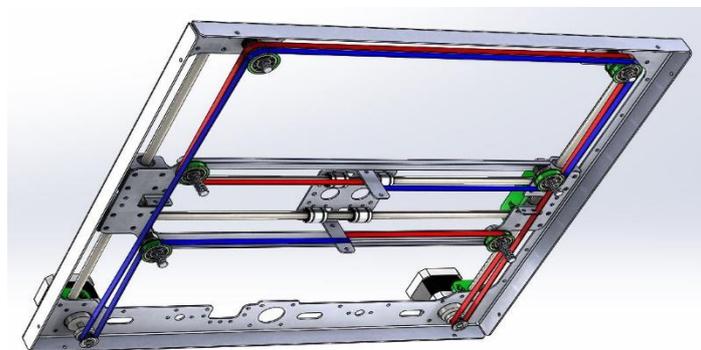


Fig. 2 43 Ejemplo de accionamiento mecánico mediante correa de una impresora 3D [40].

2.4.6.4. Actuador neumático.

A diferencia de los métodos de accionamiento anteriormente vistos en los que la unidad de potencia era eléctrica (un motor eléctrico) en este caso será un compresor (estos precisan de energía eléctrica para funcionar, o bien motores de combustión), el cual alimentará válvulas y cilindros neumáticos. Las válvulas neumáticas serán controladas eléctricamente o neumáticamente, obedeciendo (las eléctricas) a un controlador que dará las ordenes que se consideren adecuadas, para poder así controlar el desplazamiento, velocidad y aceleración de la plataforma de simulación. Ésta, al igual que en casos anteriores; está colocada sobre rodamientos lineales [8] y [12].

El compresor proporcionará el flujo de aire necesario, contando con un filtro, regulador de aire, una electroválvula encargada de suministrar presión al sistema y demás elementos necesarios para una calidad apropiada del aire [12].

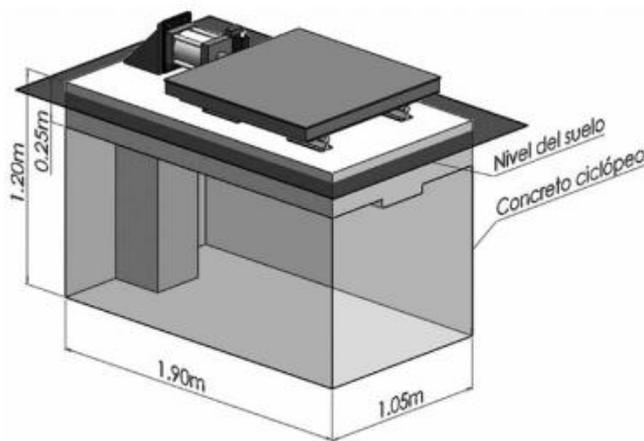


Fig. 2 44 Ejemplo de accionamiento mediante sistema neumático [12].

Para diseños neumáticos es imprescindible el circuito neumático donde se podrán apreciar los componentes necesarios para poder conocer el funcionamiento del sistema.

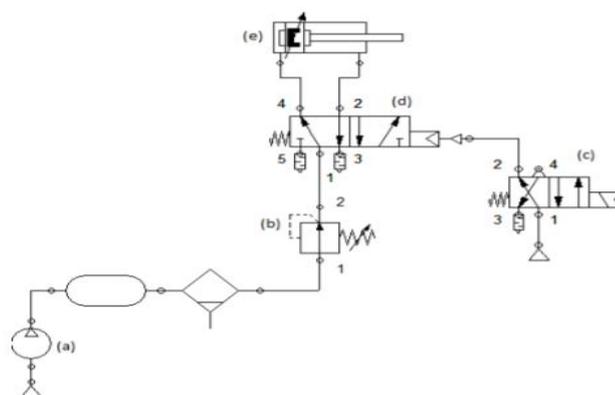


Fig. 2 45 Esquema neumático para el accionamiento de la mesa [12].

Del esquema se puede apreciar el compresor de aire, una válvula proporcional de presión, una válvula 5/2 con retorno por muelle y pilotada por aire, una electroválvula 4/2 con retorno por muelle y solenoide y un cilindro neumático de doble efecto de 160 mm de diámetro exterior, 40 mm de diámetro de vástago, 100 mm de carrera y para una presión de 90 psi [12].

El cilindro de doble efecto será el encargado de realizar el movimiento de vaivén de la plataforma de simulación.

2.4.6.5. Actuador hidráulico.

Este caso es bastante similar al anterior, ya que la unidad de potencia es hidráulica, una bomba que suministra fluido (aceite) a los actuadores también hidráulicos. Este sistema dispone de una servo-válvula para poder controlar los cambios de sentido. Mencionar además que en este caso también cabe la posibilidad de que dicha bomba sea alimentada mediante un motor eléctrico o bien de combustión interna [7].

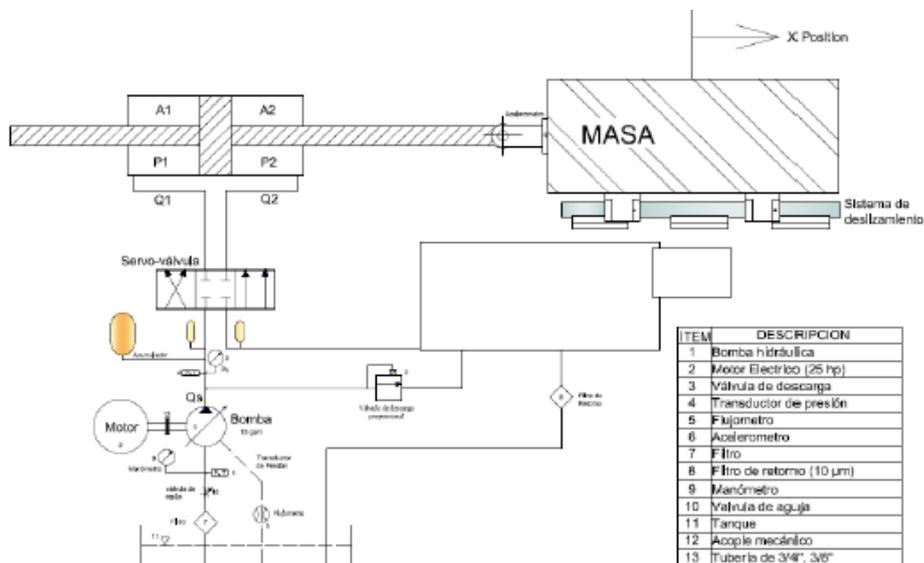


Fig. 2 46 Esquema hidráulico para el accionamiento de la mesa [7].



Fig. 2 47 Mesa de vibraciones hidráulica y Actuador hidráulico [7].

2.4.7. Sistema de control.

El control automático consiste en hacer que un proceso alcance el comportamiento deseado de forma autónoma, aunque este se vea afectado por diferentes factores externos.

Por tanto, el procedimiento a seguir será: primero, observar cómo se comporta el proceso real, después compararlo con el que se desea, para finalmente, actuar sobre el proceso para modificar su comportamiento y alcanzar el objetivo deseado.

Se puede diferenciar el siguiente vocabulario dentro del control automático:

- Las variables controladas son aquellas que aportan la información del proceso que se quiere mantener en un determinado rango o cambiar su comportamiento.
- Las señales de control son aquellas que permiten modificar el comportamiento del sistema. Estas actúan sobre el proceso.
- La referencia es el valor deseado al que se pretende llevar a las variables controladas.
- El error será la diferencia entre la referencia y la variable controlada. Según el error producido el sistema de control generará la señal de control apropiada.
- Las perturbaciones son aquellas variables externas que afectan al comportamiento deseado del proceso a controlar.

En este caso, se puede decir que es un proceso continuo, ya que las variables a controlar pueden evolucionar a lo largo del tiempo tomando cualquier valor de un rango continuo.

Siendo además un sistema de control en lazo cerrado, ya que dicho sistema actúa sobre el proceso a controlar en base a las discrepancias entre el estado actual que tiene el sistema y el que se pretende mantener.

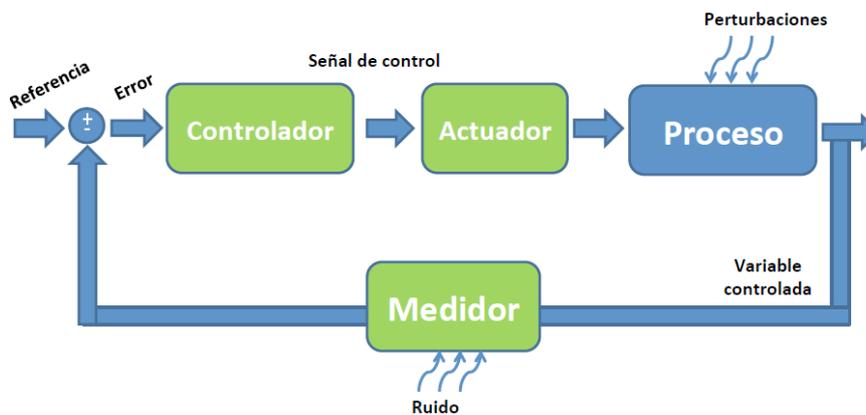


Fig. 2 48 Esquema clásico de un sistema de control.

Esto se consigue mediante la realimentación, la cual consiste en obtener información del proceso con el objetivo de cambiar su comportamiento.

Del esquema anterior:

- **Mecedor:** Se encarga de hacer una estimación de la variable a controlar, junto con las que sean precisas para el correcto funcionamiento del sistema de control. Primeramente, a partir de un sensor se convierte una señal procedente de la variable física o química que se quiere medir en una señal eléctrica, ésta, mediante un dispositivo que se conoce como acondicionador de la señal; transformará esa señal eléctrica en otra de mejor calidad para su posterior control y/o visualización.
- **Actuador:** Se encarga de ejercer una influencia directa en el proceso y en la variable a controlar. Este dispositivo es el encargado de proporcionar la potencia motriz al proceso. Se diferencian actuadores discontinuos y continuos, los primeros poseen dos estados de funcionamiento (encendido y apagado), sin embargo, los segundos permiten cualquier estado intermedio.
- **Controlador:** Es el elemento encargado de examinar la información del medidor, para posteriormente compararla con la variable de referencia y finalmente determinar la señal de control a enviar al actuador.
 1. **Continuo:** Implementación mediante circuitos eléctricos, este utiliza señales continuas. Tiene una serie de inconvenientes, y es que las variaciones térmicas afectan su comportamiento, además de ruido y otras perturbaciones.
 2. **Discreto con datos muestreados:** La función de control se implementa con sistemas digitales como computadores y microprocesadores. Esto permite utilizar técnicas avanzadas ya que son implementadas mediante diferentes programas. Como inconveniente decir que se trata de una planta continua que trabaja de forma discreta.
 3. **Discreto con información secuencial:** En este caso se dispone de un sistema electrónico basado en MP (machine programming), que puede programarse en lenguajes de alto nivel para poder controlar en tiempo real procesos que sufren evolución secuencial. De este sistema hay decir que es cómodo para trabajar en entornos industriales aunque está limitado a procesos secuenciales.

Se pueden encontrar diferentes tipos de problemas de control, regulación y seguimiento, en el primero la entrada es constante y la fuente del error son perturbaciones externas. En cambio, en seguimiento la entrada es variable y la fuente del error es la variación de la referencia.

Si se introduce este apartado en la temática de las mesas de sismos se aprecia que se puede controlar el movimiento de vaivén de la misma de diferentes formas, pero a continuación únicamente se muestran dos ejemplos prácticos para controlar la velocidad y sentido de giro de motores eléctricos.

La primera opción será una comercial, concretamente el controlador EPOS 2 Maxon Motor. El EPOS es un controlador digital de posicionamiento de la marca Maxon, en formato modular. Es adecuado para motores de imán permanente con encoder en un rango de potencia que va desde 1 W hasta 750 W. Sus numerosos modos operativos como sus diferentes interfaces de comando permiten un ejemplo flexible en la gran variedad de sistemas motores que existen en la industria automática y mecatrónica [50].

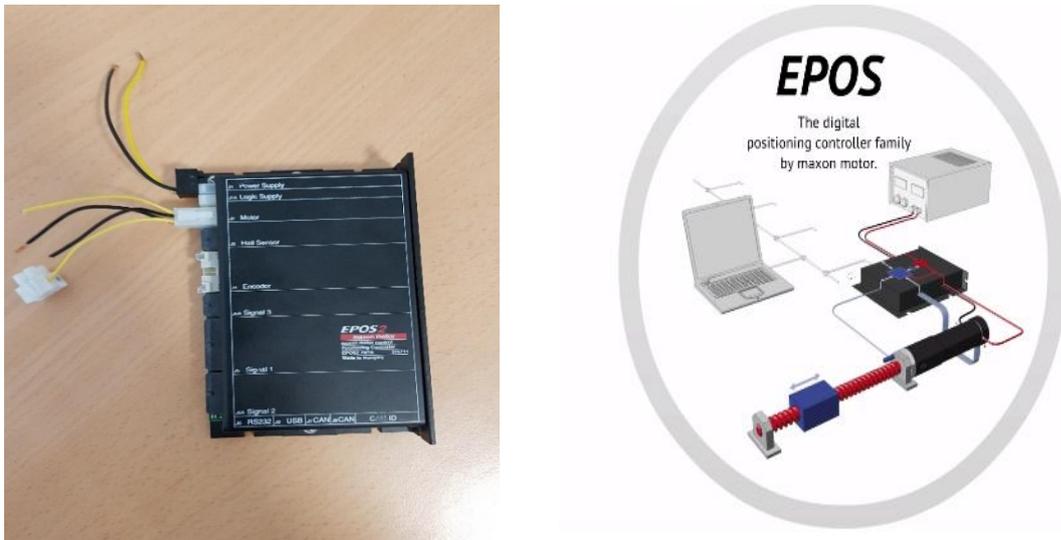


Fig. 2 49 Controlador Maxon EPOS 2 [50].

Se puede encontrar esta opción en el trabajo de Alejandro Eloorrieta [15].

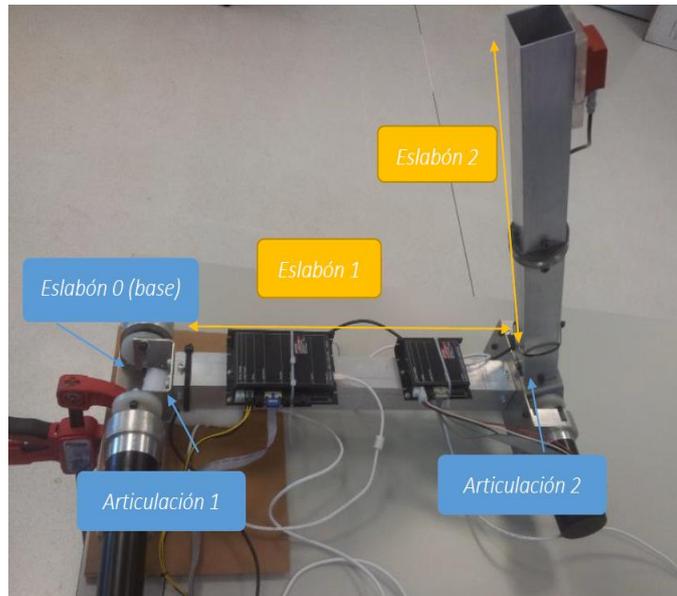


Fig. 2 50 Ejemplo de aplicación para el Controlador EPOS 2 [15].

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

Otra opción a utilizar sería Arduino, una plataforma interesante al ser una plataforma “open-source” o de código abierto, cuyo principio es contar con software y hardware fáciles de usar. Los entornos de desarrollo y lenguaje de programación de Arduino se han desarrollado de forma conjunta, de tal manera que son totalmente compatibles [57].

El software cuenta con un IDE (Integrated Development Environment), donde se pueden escribir las aplicaciones, ejecutarlas y depurarlas desde allí, además es gratuito. Por otro lado, existe el hardware, el cual para la versión más sencilla de Arduino constaría de una placa con un microcontrolador y puertos de salida y entrada [57].

Otra gran ventaja de este dispositivo es que el hardware es muy económico.



Fig. 2 51 Microcontrolador Arduino [57].

De tal forma que Arduino se puede utilizar para crear elementos autónomos, o para que se conecte con otros dispositivos interactuando con el software y con el hardware. Se usaría, por ejemplo, para controlar un motor eléctrico.

En el diseño de Judith Morales [8] se encuentra el control del motor eléctrico paso a paso empleado para mover la mesa de simulaciones es un Arduino.

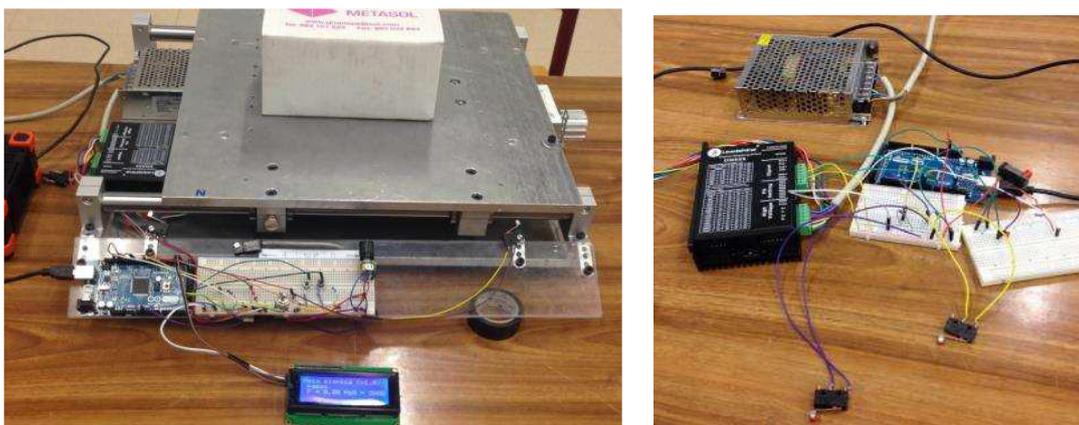


Fig. 2 52 Empleo de Arduino en mesa vibratoria [8].

2.4.8. Instrumentos necesarios para la medición.

A continuación, se muestran los diferentes instrumentos necesarios para la correcta medición de los elementos a ensayar sobre la plataforma de simulación de la mesa de sismos y otros para el correcto funcionamiento de la misma.

2.4.8.1. Encoders.

Los encoders son unos sensores que generan señales digitales como respuesta a un movimiento, éstos se encuentran en multitud de aplicaciones. Actúan, por ejemplo, como transductores de retroalimentación para el control de velocidad en motores, de tal forma que el movimiento mecánico obtenido por dicho motor eléctrico se convierta en pulsos digitales, así estos podrán ser interpretados por el sistema de electrónica de control integrado. También funcionan como sensores para medición, de corte y posición. Algunos ejemplos donde se pueden ver el uso de encoders serían el campo de la robótica, soldadura ultrasónica, máquinas de ensamblaje, dispositivos de análisis, equipo médico, máquinas taladradoras y mezcladoras, entre otros [16].

Primeramente, se puede clasificar a los encoders según la dimensión que trabajen, es decir si son lineales o rotativos, también según su tecnología, ya sean ópticos o magnéticos y además según su codificación, es decir absolutos o incrementales.

- Según dimensión:
 1. Encoders lineales: Se compone de un módulo fijo y otro móvil (el que se une a las partes móviles de la máquina con la cual se hará la interfaz). El módulo fijo contiene el sensor y la electrónica necesarios para detectar y medir el movimiento, y convertirlo en impulsos eléctricos inteligibles por otro circuito digital o analógico [41].

Es el tipo más sencillo de encoder o generador de pulsos; un ejemplo claro de su existencia se da en los calibres digitales, en donde la medida se muestra en un display digital: detrás de la pieza móvil (corredera) hay un encoder capacitivo que se encarga de leer, por interpolación, la distancia recorrida desde el cero.

El módulo de lectura puede utilizar distintas tecnologías para medir la posición de la barra móvil, como se verá posteriormente.



Fig. 2 53 Encoder lineal [41].

Este tipo de encoder se puede encontrar en aplicaciones de metrología, y otras que requieran alta precisión [41] y [42].

2. Encoders rotatorio: En estos dispositivos la lectura se realiza sobre un disco, en cuya cara se encuentra la codificación que permite discernir la posición angular con gran precisión [41] y [42].

Su uso más frecuente suele darse en los controles de máquinas industriales como husillos de tornos, fresadoras CNC, brazos robóticos, entre otros.

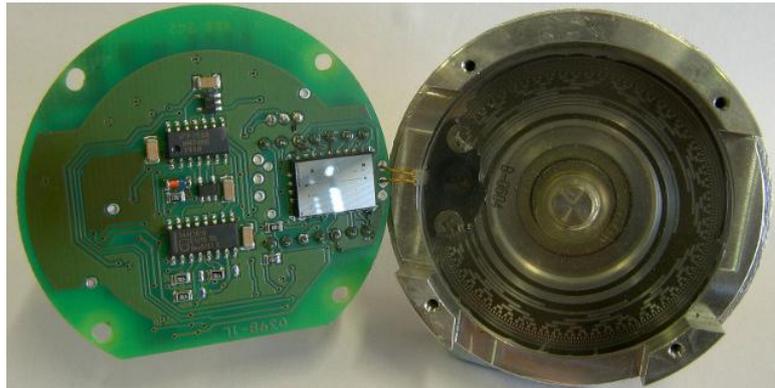


Fig. 2 54 Encoder rotatorio [42].

- Según el tipo de tecnología que utilizan: tecnología óptica y magnética. En el caso del óptico se obtienen altas resoluciones, velocidades de operaciones altas, contando además con una larga vida en ambientes industriales. Los sensores magnéticos, se utilizan en aplicaciones de trabajo pesado como en laminadoras de papel y acero, cuentan con una buena resolución, altas velocidades de operación, y máxima resistencia al polvo, humedad, y golpe térmico y mecánico [16].

1. Encoders ópticos: Se caracterizan por que utilizan un disco con un patrón de líneas, junto con otro disco de metal o plástico con ranuras (rotatorios) o una tira de vidrio o metal (lineales). La luz LED brilla a través del disco o tira sobre fotodetectores. El disco está montado sobre el eje giratorio y cuenta con secciones opacas y transparentes sobre la cara del disco, de tal forma que la luz que emite la fuente es recibida por el fotodetector o interrumpida por el patrón de secciones opacas dando lugar a señales de pulso que son leídas por un controlador que contiene un microprocesador para conocer el ángulo exacto en el que se encuentra el eje. Es el más usado.

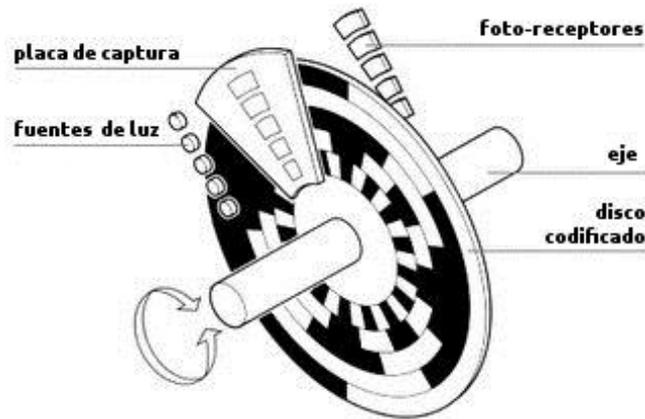


Fig. 2 55 Encoder óptico [54].

2. Encoders magnéticos: Estos se caracterizan por utilizar tecnología magnética, la cual es resistente a entornos en los que pueda haber polvo, grasa, humedad y diferentes contaminantes. Existen diferentes tipos de sensores dentro de la tecnología magnética, sensores de reluctancia variable y dispositivos magnéticos resistivos [16].

Los primeros detectan cambios en el campo magnético causado por el movimiento de un objeto ferromagnético. Aquí el sensor rotatorio de la reluctancia, conocido como magneto recolector (consiste en un carrete enrollando un imán permanente) genera un pulso de voltaje cuando un diente de engrane se mueve ante este. Se caracteriza por ser fuerte, seguro y barato.

En el segundo caso, el dispositivo magnético resistivo junto con un imán permanente produce un cambio en cualquier voltaje o resistencia eléctrica en presencia de un material ferromagnético, en el caso de los rotatorios el diente de un engranaje y en el caso de los lineales una banda metálica con ranuras.

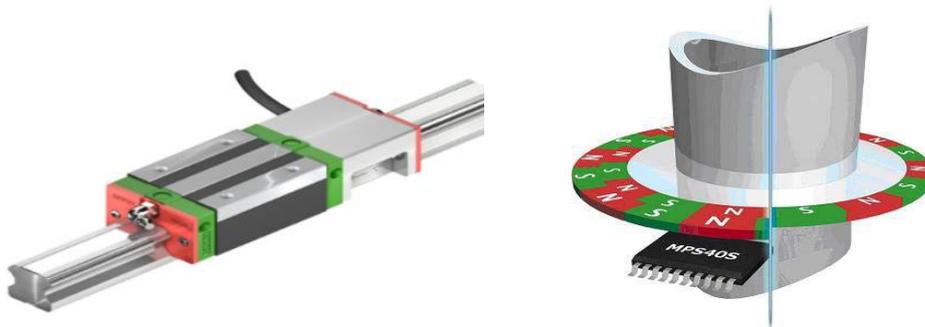


Fig. 2 56 Encoders magnéticos lineal y rotatorio [55].

- Según su codificación, es decir independientemente de la tecnología que utilice o si es lineal o rotatorio, el encoder puede detectar el movimiento para establecer la posición de forma relativa o absoluta [16].

1. Encoder incremental: Este encoder detecta el movimiento y la distancia recorrida en el movimiento gracias a la detección diferencial de dos valores codificados en la superficie detectable. Su funcionamiento es el siguiente, estos encoders generan un número exactamente definido de impulsos por revolución. Éstos indican la medida de la distancia angular y lineal recorrida. Debido al desplazamiento de fase entre dos señales (de aproximadamente 90 grados), se puede analizar el sentido de rotación.

Este sistema permite mantener la misma precisión independientemente de la longitud de la pieza. Este sistema es más económico que el absoluto, aunque cuenta con la desventaja que para inicializarse el sistema necesita posicionar el encoder en un cero predeterminado.

2. Encoder absoluto: Para este tipo de encoder, la codificación sobre la superficie de la pieza móvil incluye la posición real desde el punto cero de la escala (asignando así a cada posición angular un valor inequívoco), así es posible que el instrumento conozca su posición sin necesidad de moverlo. Muy útil cuando la máquina se reinicia. Pero no todo son ventajas ya que se requieren más pistas de codificación para incluir la información de posición, por tanto, a medida que se precisa más longitud con la misma precisión, encarece más la electrónica necesaria.

2.4.8.2. Acelerómetros.

Un acelerómetro es un dispositivo que mide la vibración o la aceleración del movimiento de una estructura, concretamente la 'adecuada', siendo esta la aceleración o cambio de velocidad de un cuerpo en su propio marco de descanso instantáneo. Esta aceleración no es la misma que la aceleración de coordenadas, la cual corresponde a un sistema de coordenadas fijo.

Un ejemplo claro para explicar la diferencia entre las dos aceleraciones planteadas en el apartado anterior es el siguiente: un acelerómetro en reposo en la superficie de la Tierra medirá una aceleración debida a la gravedad de la Tierra, directamente hacia arriba (por definición) de $g \approx 9.81 \text{ m/s}^2$. Por el contrario, los acelerómetros en caída libre (que caen hacia el centro de la Tierra a una velocidad de aproximadamente 9.81 m/s^2) medirán cero. Esto se debe a que se encuentra en un marco de descanso o referencia en el que no siente la fuerza gravitatoria, aunque su velocidad sea cada vez mayor. En esto consiste el principio de equivalencia de la Relatividad General.

El uso que se puede dar al acelerómetro dentro del contexto de la mesa de sismos es que se puede conocer la posición del cuerpo que se ensaya, ya que, gracias a este sensor; se conoce la aceleración en todo momento, por tanto se pueden calcular los desplazamientos que sufrió. Esto será imprescindible para conocer el resultado de la simulación a la estructura ensayada.

Este apartado se centra en dos tipos de acelerómetros muy característicos según su tecnología utilizada, y son los piezoeléctricos y los MEMS.

- Piezoeléctrico: Destaca el piezoeléctrico por compresión, el cual cuando se comprime un retículo cristalino piezoeléctrico se produce una carga eléctrica proporcional a la fuerza aplicada [46].

Los elementos piezoeléctricos se encuentran comprimidos por una masa, estando a su vez sujeta al otro lado por un muelle. El sensor completo sería el conjunto anteriormente mencionado dentro de una caja metálica. Cuando es sometido a vibración, el disco piezoeléctrico se ve sometido a una fuerza variable, proporcional a la aceleración de la masa. Debido al efecto piezoeléctrico se desarrolla un potencial variable que será proporcional a la aceleración y que se puede registrar, por ejemplo, con un voltímetro.

Estos útiles sensores pueden verse en diferentes sectores de la ingeniería dentro del mantenimiento predictivo, por ejemplo en máquinas rotativas, como rodamientos, o bien en bombas hidráulicas para detectar problemas de cavitación.

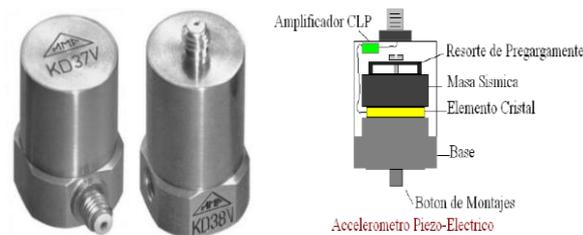


Fig. 2 57 Acelerómetro y partes de acelerómetro [56] y [46].

- MEMS: Estos están basados en la tecnología electromecánica (Microelectromechanical Systems) la cual utiliza escalas realmente pequeñas (nanométricas). Consisten en circuitos integrados con características tridimensionales, incluso con piezas móviles gracias a los avances en el sector de los semiconductores. Estos nuevos dispositivos son capaces de resolver problemas que un microprocesador con Software no puede resolver. Dicha tecnología puede conseguirse según diferentes materiales y técnicas de fabricación, pero dependerá del tipo de dispositivo que se desee construir [44].

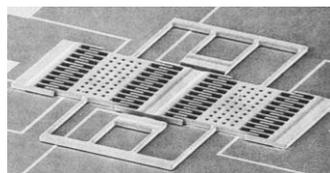


Fig. 2 58 Imagen microscópica de un acelerómetro MEMS [44].

Las dimensiones físicas críticas de los dispositivos MEMS pueden variar desde muy por debajo de una micra hasta varios milímetros. Además, los tipos de dispositivos MEMS pueden variar desde estructuras relativamente simples que no tienen elementos móviles, hasta sistemas electromecánicos extremadamente complejos con múltiples elementos móviles bajo el control de la microelectrónica integrada. El único criterio principal de MEMS es que hay al menos algunos elementos que tienen algún tipo de funcionalidad mecánica, independientemente de si estos elementos pueden moverse o no [45].

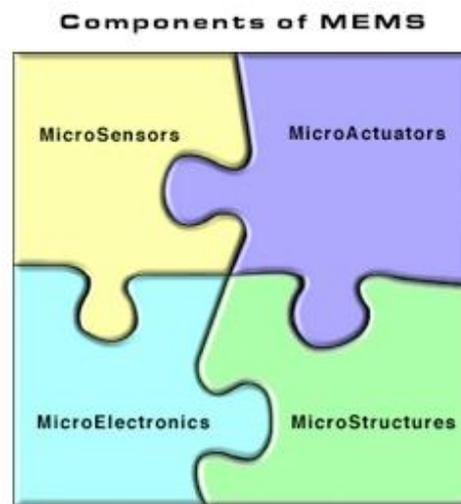


Fig. 2 59 Componentes de la tecnología MEMS [45].

Si bien los elementos funcionales de MEMS son estructuras miniaturizadas, sensores, actuadores y microelectrónica, los elementos más notables son los microsensores y los microactuadores. Estos se categorizan apropiadamente como "transductores", que se definen como dispositivos que convierten la energía de una forma a otra. En el caso de los microsensores, el dispositivo típicamente convierte una señal mecánica medida en una señal eléctrica.

Es interesante mencionar que los sensores micromecanizados han demostrado rendimientos superiores a sus homólogos a macroescala. Incluso, gracias a que su método de producción aprovecha las mismas técnicas de fabricación por lotes utilizadas en la industria de circuitos integrados, se obtienen bajos costes de producción por dispositivo, así como en muchos otros beneficios.

Cuando se combinan con circuitos microelectrónicos, los sensores MEMS se pueden usar para medir parámetros físicos como la aceleración. A diferencia de los sensores ICP[®], los sensores MEMS miden frecuencias de hasta 0 Hz (aceleración estática o de CC).

Por ejemplo, la empresa PCB® fabrica dos tipos de acelerómetros MEMS: capacitivos variables y piezoresistivos. Los acelerómetros MEMS capacitivos variables (VC) son dispositivos de alta sensibilidad y rango inferior que se utilizan para el monitoreo estructural y las mediciones de aceleración constante. Los acelerómetros MEMS piezoresistivos (PR) son dispositivos de alta sensibilidad y baja gama utilizados en aplicaciones de choque y explosión [45].

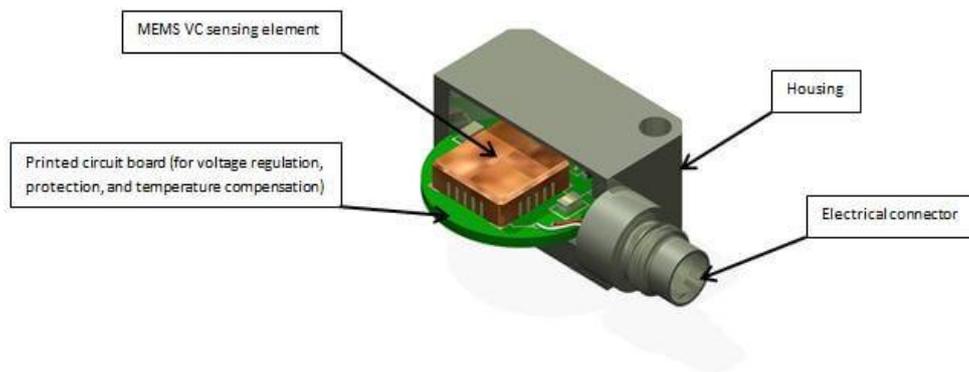


Fig. 2 60 Estructura de un acelerómetro variable capacitivo [43].

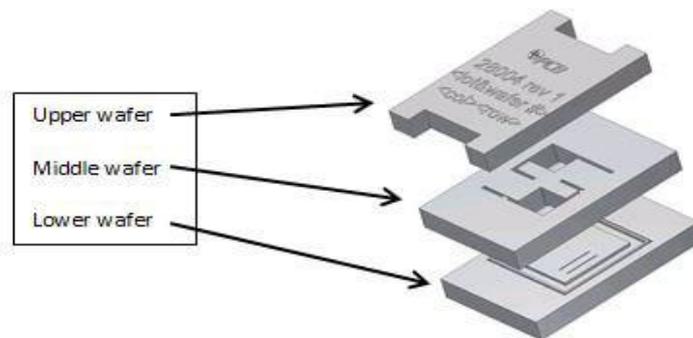


Fig. 2 61 Estructura de un acelerómetro piezoresistivo [43].

Si se comparan las opciones anteriores para acelerómetros se puede decir que los MEMS serán más baratos, aunque además serán más ruidosos. El piezoeléctrico es para altas frecuencias y es analógico, y los MEMS para bajas frecuencias y es digital.

2.4.8.3. Sensor de corriente del puente H.

Los sensores de corriente son utilizados para monitorizar corriente continua o alterna. Se incluyen sensores de corriente lineales ajustables, de balance nulo, lineales y digitales. Estos últimos son los encargados por ejemplo de hacer sonar una alarma, abrir y cerrar válvulas, encender y apagar un motor o una bomba, etc. Por ejemplo, los lineales se encargan de duplicar la forma de la onda de la corriente recibida y utilizarla como respuesta para controlar un motor [13].

Se encuentran 4 tipos de sensores de corriente, el transformador de corriente, bobina Rogowski, Shunt de corriente de baja resistencia y sensor de efecto Hall. [13].

- Shunt de corriente de baja resistencia.

Un Shunt es una carga resistiva a través de la cual se deriva una corriente eléctrica. Así que el valor de la resistencia de un Shunt es conocido, por lo que se usará para conocer la intensidad de corriente que fluye a través de la carga, midiendo la diferencia de tensión que tiene dicha carga y aplicando la ley de Ohm.

Estos son los de menor valor, además se caracterizan por proporcionar una lectura sencilla y precisa, por tanto, suele ser la opción más utilizada. Si lo que se pretende es hacer mediciones de alta calidad será necesario tener en cuenta la inductancia del Shunt, debido a la relación entre el flujo magnético y la intensidad de corriente eléctrica. Siendo importante pues elegir una resistencia adecuada, de forma que tenga un valor muy bajo de resistencia para minimizar la disipación de potencia, un valor bajo de inductancia y tolerancias pequeñas para mantener precisión global en el circuito.

Existen diferentes tipos de Shunt, de forma general tienen 4 bornes (terminales de metal).

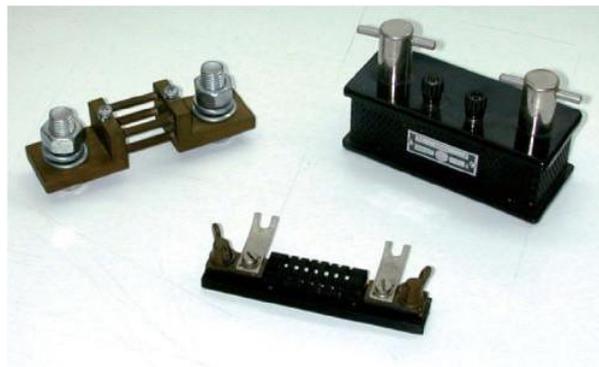


Fig. 2 62 Tipos de sensores de corriente Shunt [13].

- Sensor de efecto Hall.

Este sensor se caracteriza por funcionar a partir del fenómeno que descubrió el físico E. Hall. Este efecto es consecuencia de la fuerza que se ejerce sobre una carga eléctrica en movimiento cuando se encuentra sometida a la acción de un campo magnético [13].

El sensor de efecto Hall sirve para la medición de campos magnéticos o corrientes, incluso para la determinación de la posición. Cuando fluye corriente por un sensor de este tipo, y además hay un campo magnético que fluye en dirección perpendicular al sensor, este se encargará de crear un voltaje saliente proporcional al producto de la fuerza del campo magnético y de la corriente. Estos sensores tienen una excelente respuesta a la frecuencia y permiten medir corrientes muy altas.

De tal forma que, si se conoce el valor de la corriente, se puede calcular la fuerza del campo magnético y si se crea el campo magnético por medio de corriente que circula por una bobina o un conductor, entonces se puede medir el valor de la corriente en el conductor o bobina. Así que si se sabe la corriente y la fuerza del campo magnético se puede usar este sensor para detectar la presencia de metales.



Fig. 2 63 Sensor de efecto Hall [49].

Existen a su vez dos tipos de sensores de sensores según el efecto Hall, de anillo abierto y de anillo cerrado. El abierto se caracteriza por ser más barato, ya que consigue peores precisiones y rangos dinámicos menores que el cerrado.

La señal que emite el sensor puede ser procesada y dar una señal tanto digital como analógica. Cuando se desea obtener una salida los sensores se denominan interruptores Hall. Pero si se quiere que la salida sea proporcional a la señal que se desea medir, se denominan sensores Hall de tipo lineal. Usados para la medida de corrientes y cubren un rango muy amplio. Este tipo de sensores es usado por ejemplo frecuentemente en el automóvil, como el reconocimiento de posición del pedal.

2.4.9. Sistema de adquisición y procesamiento de datos.

Para extraer los datos de los sensores de los que dispone la mesa de simulaciones, es necesario un sistema que sea capaz de procesar la señal de salida de dichos sensores, para su posterior uso en la validación.

Al igual que con el controlador existen diferentes opciones, por lo que a continuacion se ponen ejemplos concretos de otros trabajos.

Primeramente, se puede hablar de un sistema DAQ (Adquisición de datos). Por ejemplo, la tarjeta DAQ NI-USB-6211.



Fig. 2 64 Sistema de adquisición de datos NI-USB-6211 [51].

Este dispositivo cuenta con una serie de terminales, 16 para entradas analógicas y dos de salida analógica. Además, necesitará elementos auxiliares como una fuente de alimentación externa para alimentar sensores por ejemplo en caso de que estos precisen de más de 5 V para funcionar. También requiere un software apropiado para configurar los sensores y la extracción de datos de los mismos.

En el trabajo de Judth Morales [8] utiliza el equipo de adquisición de datos SIRIUS, el cual permite medir cualquier tipo de señal. Como software utiliza DEWEsoft, es un software libre de adquisición y análisis de datos, que permite caracterizar la onda y exportar los resultados del análisis.



Fig. 2 65 Sistema de adquisición de datos SIRIUS [8].

2.5 Análisis cinemático por métodos numéricos.

A continuación se exponen los conocimientos teóricos precisos para la realización del análisis cinemático por métodos numéricos.

Coordenadas generalizadas: $q = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix}$ n coordenadas; $q \in \mathbb{R}^n$

Restricciones: Una función $\Phi(q) = \begin{bmatrix} \Phi_1(q) \\ \Phi_2(q) \\ \vdots \\ \Phi_m(q) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$ m restricciones; $\Phi(q) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^m$

Realmente sería $\Phi(q, t)$ pero para la resolución cinemática no se utilizan restricciones del tiempo, aunque en apartados posteriores del trabajo, cuando se vaya a resolver el par mediante métodos numéricos por dinámica sí que se usará este tipo de restricciones.

El objetivo es que $\Phi(q) = 0_{m \times 1}$

Definidos los grados de libertad 'g' como el número mínimo de coordenadas para modelar un mecanismo.

$$g = n - m$$

Se debe modelar el mecanismo y resolver en el siguiente orden, los problemas de posición, velocidad y aceleración.

Problema de posición:

A partir de los grados de libertad conocidos obtener el resto de coordenadas q.

En el caso más general, las restricciones pueden depender del tiempo:

$$\Phi(q, t) = 0$$

$$\begin{bmatrix} \Phi_1(q) \\ \Phi_2(q) \\ \vdots \\ \Phi_m(q) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}_{m \times 1}$$

La resolución numérica de este problema consiste en forzar simultáneamente:

- El cumplimiento de las ecuaciones de restricción.
- Valores deseados de los grados de libertad.

Posteriormente se resolverá numéricamente por métodos iterativos como por ejemplo Newton-Raphson y Gauss-Newton entre otros.

Lo que hace que la resolución de este problema sea la más difícil es que no se puede resolver $\Phi(q, t) = 0$ directamente debido a que $\Phi(q, t)$ es no lineal, de ahí el uso de métodos iterativos.

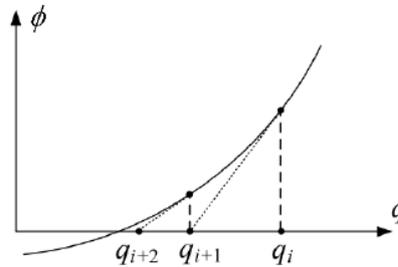


Fig. 2 66 Proceso iterativo mediante métodos numéricos [1].

$$\frac{d\Phi(q)}{dq} \Delta q = -\Phi(q)$$

$$\left. \frac{d\Phi(q)}{dq} \right] (q_{i+1} - q_i) = -\Phi(q_i)$$

$$\frac{\partial \Phi(q, t)}{\partial q} (\Delta q) = -\Phi(q, t)$$

La matriz de derivadas parciales será la siguiente:

$$\frac{\partial f(x)}{\partial x} \equiv \nabla_x f \equiv f_x$$

Es a esto lo que se llama Jacobiano o bien matriz Jacobiana de f.

Por lo que aparecerán Jacobianos de las restricciones $\Phi(q, t) = 0$ con respecto a todas las coordenadas q:

$$\frac{\partial \Phi(q, t)}{\partial q} \equiv \nabla_q \Phi \equiv \Phi_q$$

$$\Phi_q = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial q_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial q_n} \end{bmatrix}_{m \times n}$$

Además se debe tener en cuenta que $\Phi_q \Delta q = -\Phi(q, t)$ es indeterminado, por lo que tendrá infinitas soluciones. Apreciándose que verdaderamente esto tiene sentido, ya que esta ecuación debe permitir las infinitas posiciones del mecanismo. Este problema se resuelve de la siguiente manera:

(Ejemplo para un mecanismo con un grado de libertad)

$$\begin{pmatrix} \Phi_q & & & \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix}_{(m+g) \cdot n} [\Delta q]_{n \times 1} = \begin{bmatrix} -\Phi(q, t) \\ 0 \end{bmatrix}_{(m+g) \cdot n}$$

$$\begin{pmatrix} \Phi_q \\ B \end{pmatrix} [\Delta q] = \begin{bmatrix} -\Phi(q, t) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Para resolver mediante Newton-Raphson:

Entrada: Posición inicial q_1

Salida: Posición cinematicamente correcta q_i

$q_i \leftarrow q_1$ % Valor inicial

For $i = 1, \dots, K$ do

$\Delta q \leftarrow \begin{pmatrix} \Phi_q \\ B \end{pmatrix} \setminus \begin{bmatrix} -\Phi(q, t) \\ 0 \end{bmatrix}$ % Resolver sistema lineal

$q_i \leftarrow q_i + \Delta q$ % Corrección

End for

$K=[10,20]$

Problema de velocidad:

En el problema de posición se impuso que $\Phi(q, t) = 0$, para este caso se impone que

$$\frac{d}{dt} \Phi(q, t) = 0$$

Se debe realizar la derivada total, también hay que derivar con respecto a la variable tiempo.

$$\frac{d\Phi(q_1, \dots, q_n, t)}{dt} = \frac{\partial \Phi}{\partial q_1} \cdot \frac{dq_1}{dt} + \dots + \frac{\partial \Phi}{\partial q_n} \cdot \frac{dq_n}{dt} + \frac{\partial \Phi}{\partial t} \cdot \frac{dt}{dt}$$

$$\frac{d\Phi(q_1, \dots, q_n, t)}{dt} = \frac{\partial \Phi}{\partial q_1} \cdot \dot{q}_1 + \dots + \frac{\partial \Phi}{\partial q_n} \cdot \dot{q}_n + \frac{\partial \Phi}{\partial t}$$

$$\frac{d\Phi(q_1, \dots, q_n, t)}{dt} = \underbrace{\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q_1} \dots \frac{\partial \Phi}{\partial q_n} \right)}_{\Phi_q} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}}_{\dot{q}} + \frac{\partial \Phi}{\partial t}$$

$$\frac{d\Phi(q, t)}{dt} = \Phi_q \dot{q} + \Phi_t$$

Imponiendo:

$$\frac{d}{dt}\Phi(q, t) = 0$$

Por tanto:

$$\Phi_q \dot{q} + \Phi_t = 0$$

Debido a que hay que calcular las velocidades:

$$\Phi_q \dot{q} = -\Phi_t$$

$$\dot{q} = -\Phi_q \backslash \Phi_t$$

Igual que en el problema anterior se añade una fila a Φ_q y a Φ_t para un dato de velocidad ya conocido de la siguiente forma (un grado de libertad):

$$\begin{pmatrix} \Phi_q & & \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix} [\dot{q}] = \begin{bmatrix} -\Phi_t \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}$$

En este caso es más sencillo, ya que no hay que iterar. Se trata de a un problema lineal. Además será preciso introducir el valor de \dot{q}_n .

Problema de aceleración:

En este caso $\frac{d^2}{dt^2}\Phi(q, t) = 0$

Si se opera de igual forma que en el caso anterior.

$$\frac{d^2\Phi(q, t)}{dt^2} = \Phi_q \ddot{q} + \dot{\Phi}_q \dot{q} + \ddot{\Phi}_t$$

Recordar que lo que se pretende imponer es:

$$\frac{d^2}{dt^2}\Phi(q, t) = 0$$

Por tanto:

$$\Phi_q \ddot{q} + \dot{\Phi}_q \dot{q} + \dot{\Phi}_t = 0$$

Debido a que se pretende calcular las aceleraciones:

$$\Phi_q \ddot{q} = -\dot{\Phi}_q \dot{q} - \dot{\Phi}_t$$

Igual que en el problema anterior se añade una fila a Φ_q y a Φ_t para un dato de aceleración ya conocido de la siguiente forma:

Para un grado de libertad:

$$\begin{pmatrix} \Phi_q & & \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix} [\ddot{q}] = \begin{bmatrix} -\dot{\Phi}_q \dot{q} - \dot{\Phi}_t \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix}$$

Donde \ddot{q}_n será el dato conocido de aceleración, al igual que en el problema de velocidad, y además $\dot{\Phi}_q$ y $\dot{\Phi}_t$ que serán las derivadas del jacobiano y de Φ_t respecto del tiempo.

Al igual que en el problema de velocidad, es sencillo, ya que no hay que iterar. Se trata de un problema lineal.

Capítulo 3.

Selección y cálculo de los actuadores mecánicos.

En el presente capítulo se desarrollan los cálculos que fueron necesarios realizar, una vez se decidió el accionamiento de la mesa de simulaciones.

3.1 Configuración cinemática de la mesa.

Lo primero fue elegir el método de accionamiento que movería la mesa de sismos. Como ya se ha descrito en el capítulo anterior de este trabajo, existen diferentes posibilidades a la hora de producir el movimiento de la mesa. Se cuenta, por ejemplo, con opciones como el motor lineal y el de husillo y bolas, ambas realmente interesantes por su sencillez de aplicación para mesas de pequeño tamaño, y otras por ejemplo, mediante accionamiento hidráulico. Esta última opción fue descartada desde el inicio debido a que se buscaba una mesa de pequeñas dimensiones, y con un accionamiento relativamente sencillo y accesible, además de que se cuenta con un presupuesto limitado. También, se buscaba una opción que fuese fácilmente transportable ya que el objetivo práctico de esta mesa es la docencia. Al igual que la hidráulica rápidamente se descartó también la opción neumática, ya que el control es más complejo.

Por lo que se decidió desde un primer momento realizar el movimiento mediante un mecanismo. Debido primordialmente a que esta mesa tiene como objetivo el aprendizaje, resultó interesante plantear el diseño para que se pudiera poner en práctica los conocimientos de la asignatura 'Teoría de Mecanismos' existente en los diferentes grados de Ingeniería Industrial.

Dicho mecanismo fue un biela-manivela (uno para cada dirección) ya que es necesario reproducir un movimiento lineal de vaivén que simule una vibración producida por un terremoto, este mecanismo tiene un funcionamiento relativamente sencillo, además que se origina gracias a un movimiento giratorio que puede ser fácilmente proporcionado por un motor eléctrico de pequeñas dimensiones. Gracias a que la mesa será pequeña, y por tanto su masa también lo será, el par necesario para moverla lo pueden proporcionar motores eléctricos de baja potencia y de precio accesible.

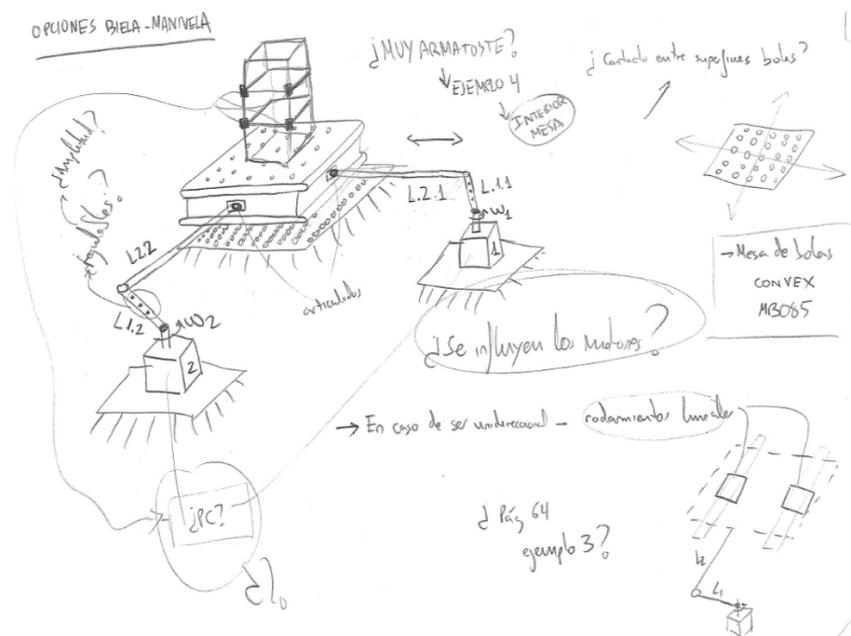


Fig. 3 1 Primer boceto.

En la Fig. 3.1 se puede apreciar el primer boceto realizado de la mesa de vibraciones, dicho boceto cuenta con 2 mecanismos biela-manivela como accionamiento. Si se desea visualizar la evolución del diseño de la mesa de vibraciones se podrá apreciar en el Anexo III, donde se comprobarán las modificaciones que ha ido sufriendo el diseño tanto por complicaciones en su fabricación como por elevados costes de piezas.

Mencionar también que se barajaron opciones como activar la mesa a partir de un mecanismo con engranajes, un piñón-cremallera. Este cuenta con la desventaja de sufrir 'Backlash' que podría definirse como: *la distancia o ángulo máximo a través del cual cualquier parte de un sistema mecánico puede moverse en una dirección sin aplicar una fuerza o movimiento apreciable a la siguiente parte en secuencia mecánica*. Este problema también podría afectar al de husillo y bolas. [14].

En este capítulo, y empleando cálculo cinemático y dinámico por el método numérico [1], primeramente se estudia el comportamiento del mecanismo de forma cinemática, pudiendo comprobar parámetros como la evolución de las coordenadas, velocidad y aceleración mediante métodos numéricos. Posteriormente se encuentran también otros cálculos mediante métodos numéricos, pero esta vez basados en dinámica, de forma más tenue ya que se realizan para comprobar los primeros resultados. Obteniendo las aceleraciones, el par, y las reacciones en el eje motor. Finalmente se decide comprobar el resultado del par mediante el método analítico.

Junto con estos cálculos, en el Anexo I se puede ver como realizar este mecanismo en Simulink (SimMechanics) para volver a comprobar los resultados que se muestran en este capítulo.

3.2 Cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela mediante métodos numéricos.

Una vez simplificado el diseño de la mesa en un sistema biela-manivela se resuelve, para una amplia configuración de barras las posiciones, velocidades y aceleraciones para una vuelta completa de la manivela. De esta forma se procede mediante métodos numéricos, debido a su relativa simplicidad de aplicación.

Lo primero que hay que realizar es la etapa de modelado, en esta etapa se hace un análisis previo donde se elige el conjunto de variables que representan al mecanismo físico y se obtienen las ecuaciones de restricción.

A la hora de realizar el modelado de un mecanismo, son muchas las posibilidades, ya que se distinguen diferentes tipos de coordenadas.

No se detalla con demasiada profundidad los diferentes tipos de coordenadas ya que no resulta del todo interesante para el caso que se está abordando. Se encuentran coordenadas independientes y dependientes, dentro de las dependientes se encuentran a su vez las naturales, relativas, mixtas y de punto de referencia.

En este caso se va a resolver utilizando las coordenadas dependientes mixtas, mezclando las naturales y las relativas. Aun a riesgo de ser redundantes, ya que como se verá más adelante introducir el ángulo en el vector de coordenadas generalizadas será muy útil para conocer información posterior acerca del motor, como podría ser por ejemplo el par. Por ejemplo, si se hubiera decidido usar solo naturales se incluirían las coordenadas de los puntos, tanto en x , como en y .

Es importante mencionar que por motivos de diseño la corredera sería siempre horizontal, por lo que a la hora de seleccionar el vector de coordenadas 'q' la coordenada en 'y' de la corredera no se incluye.

Para el caso que se está estudiando se seguirá la siguiente imagen:

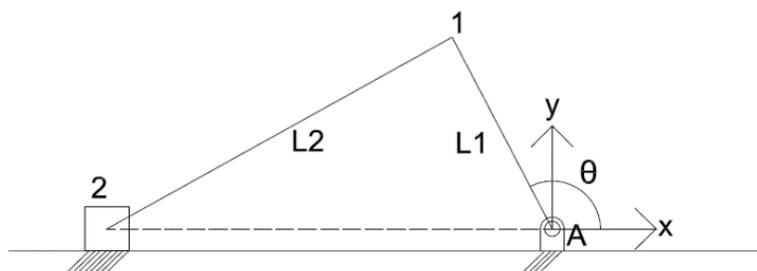


Fig. 3 2 Planteamiento del mecanismo biela manivela.

El criterio de Grübler se trata de un método sistemático para determinar el número de grados de libertad de un mecanismo. En éste, se tienen en cuenta el número de pares cinemáticos de tipo 1 y de tipo 2, y la cantidad de eslabones (N) que forman la cadena cinemática.

$$G = 3 \cdot (N - 1) - 2 \cdot p_I - 2p_{II}$$

$$N = 4$$

$$p_I = 4$$

$$p_{II} = 0$$

Por tanto:

$$G = 1$$

Se puede comprobar de forma sencilla, ya que “moviendo cualquier elemento del mecanismo se puede mover por completo”.

El vector de coordenadas elegido ‘q’ tendrá la siguiente forma:

$$q = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ \theta \end{bmatrix}$$

Por tanto, n vale 4 y con la expresión mostrada anteriormente

$$g = n - m = 1$$

$$m = 3$$

Es decir, son necesarias 3 ecuaciones de restricción, de las cuales dos serán de sólido rígido y la última referida al ángulo de la posición de la manivela.

$$\Phi(q) = \begin{bmatrix} (x_A - x_1)^2 + (y_A - y_1)^2 - (L_1)^2 \\ (x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (L_2)^2 \\ \left\{ \begin{array}{l} (x_1 - x_A) - L_1 \cdot \cos \theta \\ (y_1 - y_A) - L_1 \cdot \sin \theta \end{array} \right\} \end{bmatrix}$$

Aunque pueda parecer que se tienen 4 ecuaciones, no es así ya que será necesario hacer diferenciación en la tercera ecuación según en qué ángulos se estén trabajando.

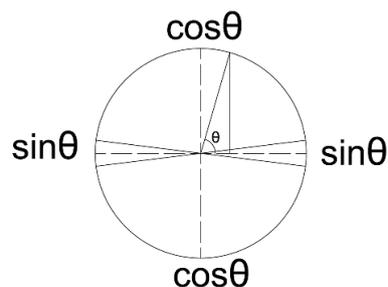


Fig. 3 3 Diferenciación de la 3ª ecuación de restricción.

De tal forma que cuando se implemente el programa en MATLAB, para evitar fallos, cuando se encuentre en un ángulo situado cerca de la horizontal, será preciso usar la ecuación que implementa el seno, y en caso contrario la que utiliza el coseno.

En este caso se ha implementado así dicha condición:

```
if (abs(sin(theta))>0.9)
    phi(3,1)=x1-xA-params.L1*cos(theta);
else
    phi(3,1)=y1-yA-params.L1*sin(theta);
end
```

Una vez modelado el mecanismo se puede proceder a resolver los problemas de posición, velocidad y aceleración que se vieron en la explicación teórica del Capítulo 2.

$$q = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ \theta \end{bmatrix}$$

$$\Phi(q) = \begin{bmatrix} (x_A - x_1)^2 + (y_A - y_1)^2 - (L_1)^2 \\ (x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - (L_2)^2 \\ \left\{ \begin{array}{l} (x_1 - x_A) - L_1 \cdot \cos \theta \\ (y_1 - y_A) - L_1 \cdot \sin \theta \end{array} \right\} \end{bmatrix}$$

La matriz Jacobiana se va a obtener tomando derivadas parciales de las 3 ecuaciones respecto de las 4 variables, de la siguiente forma:

$$\Phi_q(q) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial y_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_2} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial \theta} \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial x_1} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial y_1} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial x_2} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial \theta} \\ \frac{\partial \Phi_3}{\partial x_1} & \frac{\partial \Phi_3}{\partial y_1} & \frac{\partial \Phi_3}{\partial x_2} & \frac{\partial \Phi_3}{\partial \theta} \end{bmatrix}$$

Obteniendo:

$$\Phi_q(q) = \begin{bmatrix} -2 \cdot (x_A - x_1) & -2 \cdot (y_A - y_1) & 0 & 0 \\ 2 \cdot (x_1 - x_2) & 2 \cdot (y_1 - y_2) & -2 \cdot (x_1 - x_2) & 0 \\ \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \end{array} \right. & \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ 1 \end{array} \right. & \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ 0 \end{array} \right. & \left\{ \begin{array}{l} L_1 \cdot \sin \theta \\ -L_1 \cdot \cos \theta \end{array} \right\} \end{bmatrix}$$

$$\Phi_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Derivando con respecto del tiempo:

$$\dot{\Phi}_q(q) = \begin{bmatrix} 2 \cdot \dot{x}_1 & 2 \cdot \dot{y}_1 & 0 & 0 \\ 2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) & 2 \cdot \dot{y}_1 & -2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega \cdot L_1 \cdot \cos \theta \\ 0 & 0 & 0 & \omega \cdot L_1 \cdot \sin \theta \end{bmatrix}$$

$$\dot{\Phi}_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Antes de resolver los problemas pertinentes se realizó un algoritmo que muestra para diferentes configuraciones de longitudes de barras el desplazamiento longitudinal óptimo de la mesa según la zona más lineal posible, además del rango de ángulos óptimo para dicho fin.

Por tanto, a continuación, se va a visualizar y explicar el algoritmo mencionado anteriormente. La utilidad que tiene es que se busca una zona estable de funcionamiento, para que evitar problemas en el control de los motores.

‘estabilidad.m’

```
function [imin,imax] = estabilidad (x,porcentaje)
```

```
x = abs (x);
[xm,im]=max(x);
th = porcentaje*xm;

i = im;
while ( i> 1 && x(i)> th)
    i = i-1;
end

imin = i;

k = im;
while ( k<length(x) && x(k)> th)
    k = k+1;
end

imax = k;
```

end

‘Resolver.m’

```
function [] = Resolver
(L1s,L2s,graficabarras,dinamica,graficascinematica,haz_dibujo)
```

```
porcentaje = 5;
y2=0;

Deltax2_all = zeros (length(L1s),length(L2s));

for L1i = 1:length(L1s)
    for L2k = 1:length(L2s)

        L1=L1s(L1i);
        L2=L2s(L2k);
```

```
if (dinamica == 0)
[Vx2,theta,x2,params]=main(L1,L2,y2,haz_dibujo,graficascinematica);

    [imin, imax] = estabilidad (Vx2/params.omega, 1-0.01*porcentaje);

    x2min = x2(imin);
    x2max = x2(imax);
    Deltax2max = x2max - x2min;
    Deltax2max = abs(Deltax2max);
    Deltax2_all(L1i,L2k) = Deltax2max;
    fprintf('L1 = %f L2 = %f => Dx=%f \n',L1,L2,Deltax2max);

    thetamin = theta (imin);
    thetamax = theta (imax);
    thetamin = thetamin*180/pi;
    thetamax = thetamax*180/pi;
    fprintf('Se movera en el rango de angulos:
[%f,%f]\n', thetamin, thetamax);

    else

        maindinamica(L1,L2,y2,0)

            end
        end
    end

if (graficabarras)

    calculodepar(params);

    figure
    surf(L2s,L1s,Deltax2_all);
    xlabel('L2');
    ylabel('L1');

end

end
```

En 'estabilidad.m' entran como parámetros la velocidad lineal de la corredera entre la velocidad angular a la que gira el motor, junto con un parámetro que se ha denominado 'porcentaje'. La entrada de datos proviene de 'resolver.m' en donde previamente a la llamada al cálculo de 'estabilidad.m' se calcula para distintas configuraciones de barras los problemas de posición, velocidad y aceleración anteriormente explicados. El parámetro 'porcentaje' es el que se encarga de obtener el rango de ángulos óptimo. El script funciona de la siguiente forma:

- 1) En primer lugar se tiene la función 'x', que se corresponde con el valor $\frac{V_{x2}}{\omega}$
- 2) A esa función se le calcula el valor absoluto, ya que se quiere conocer el valor máximo de $\frac{V_{x2}}{\omega}$ independientemente de si es negativo o positivo.
- 3) Se obtiene el máximo.
- 4) Con 'th' se obtiene el valor límite que puede valer $\frac{V_{x2}}{\omega}$ dentro del porcentaje elegido.
- 5) Finalmente se utilizan dos bucles 'while' para obtener el valor mínimo y máximo de los ángulos que cumplen que la función $\frac{V_{x2}}{\omega}$ está dentro del porcentaje establecido.

Una vez se tienen los valores máximo y mínimo explicados se realiza lo siguiente:

- 1) Desde 'resolver.m' se calcula el valor máximo y mínimo que tendrá la posición de la corredera a partir de los datos obtenidos anteriormente.
- 2) Se puede calcular así el rango de desplazamiento óptimo de la corredera.
- 3) Al igual que los ángulos de la manivela.

Ejecutando el programa se obtendría una gráfica tridimensional que proporcionará el desplazamiento óptimo (zona lo más lineal posible para el motor) según las longitudes de las barras.

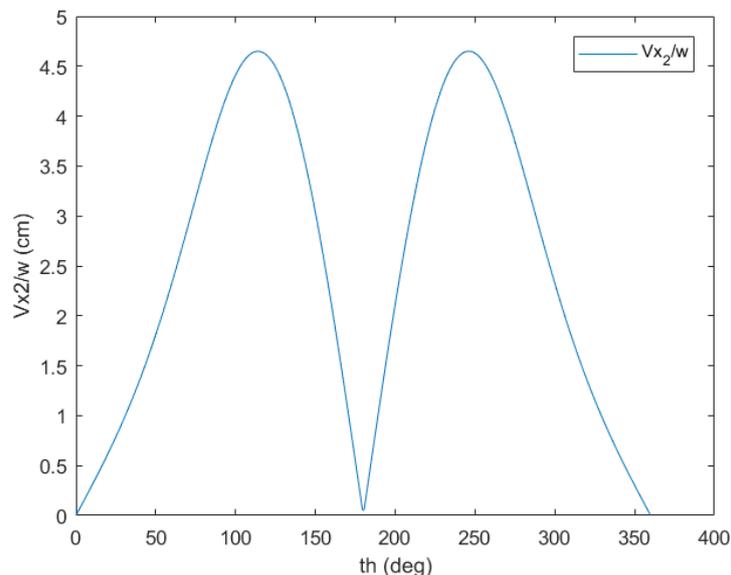


Fig. 3 4 Valor absoluto de la velocidad de la corredera entre omega frente a theta.

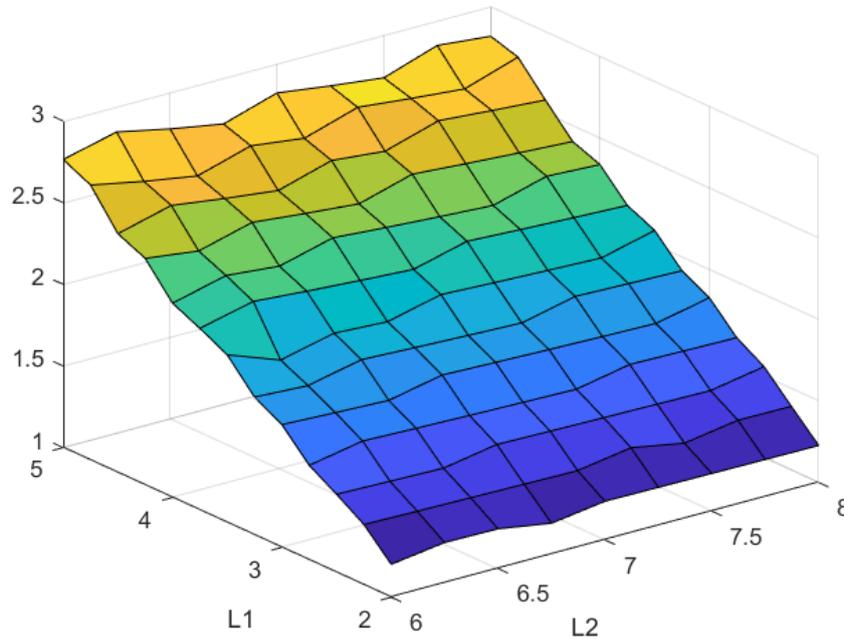


Fig. 3 5 Desplazamiento óptimo de la plataforma de simulación según la configuración de barras elegida.

La configuración de las barras elegida fue:

$$L_1 = 4 \text{ cm}$$

$$L_2 = 7 \text{ cm}$$

Se moverá en el rango de ángulos: $[231.33^\circ, 260.24^\circ]$ y dando lugar a un desplazamiento lineal:

$$D_x = 2,3 \text{ cm}$$

De tal forma que se elige esta configuración considerando dicho desplazamiento adecuado cuando se está en la zona de trabajo óptima. Bien es cierto que se podría coger otras opciones que proporcionasen un desplazamiento óptimo adecuado, pero debido a que se pretende reducir al máximo los problemas en la fabricación se decide que las longitudes de los elementos que harán de barras (midiendo siempre de centro a centro de los orificios) sean números naturales.

Por otro lado, longitudes de unos 2 cm no serían viables por el problema de la fabricación y teniendo en cuenta además que, aunque la zona óptima proporcione un desplazamiento determinado, se pretende que la manivela pueda dar vueltas completas para evitar posibles problemas mecánicos. Por lo que si se escoge números naturales muy grandes para la manivela el desplazamiento total sería muy grande y una premisa muy importante en el diseño es que se desea un tamaño reducido de la mesa.

La justificación de por qué se busca una zona de trabajo óptima, es debido a que se pretende obtener en la corredera un movimiento sinusoidal de las mejores características posibles. Para demostrar esto, se obtuvo el espectro de frecuencias para la posición de la corredera para una vuelta completa del mecanismo, y otro para la situación que se ha planteado anteriormente, es decir, que se mueva la manivela entre los ángulos [231.33°, 260.24°].

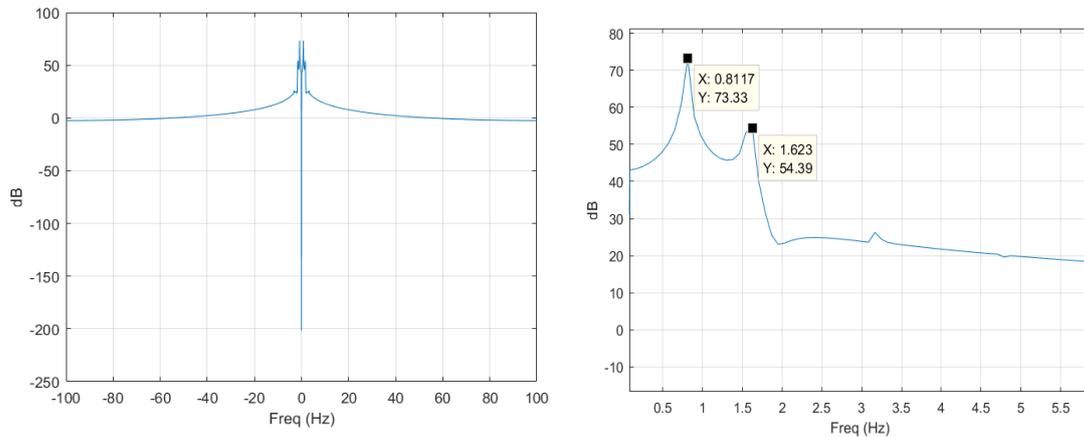


Fig. 3 6 Espectro de frecuencias para una vuelta completa de la biela.

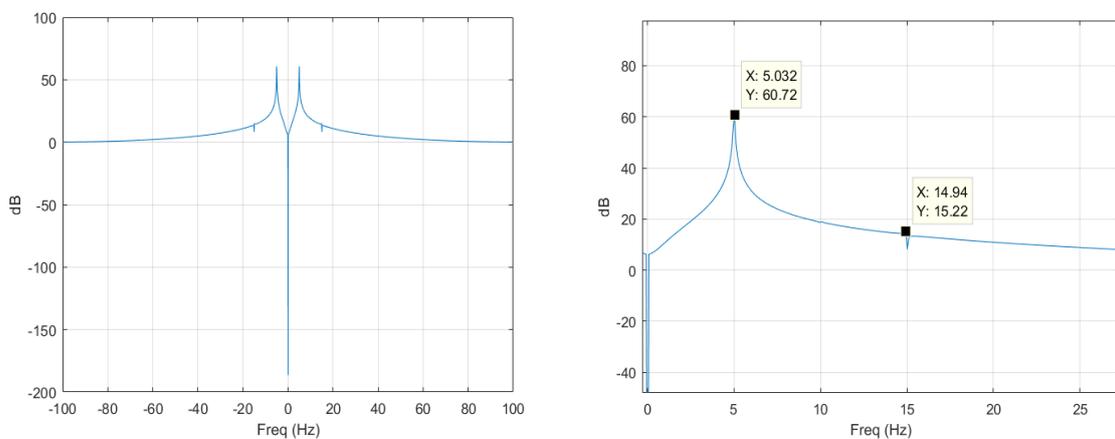


Fig. 3 7 Espectro de frecuencias según el rango de ángulos óptimo.

Como se puede observar, se consiguen mejores resultados, en el sentido de un movimiento espectralmente más puro. Esto se debe a que cuanto mayor sea la diferencia entre el primer pico y el segundo, más se parecerá (en este caso la posición) a un movimiento sinusoidal, que es lo que se pretende reproducir.

Una vez se ha elegido la configuración de barras adecuadas ya se puede continuar con la resolución de los problemas de posición, velocidad y aceleración.

Se resuelve primero el problema de posición para $x_1 = 4 \text{ cm}$ ya que si x_1 tiene este valor, el ángulo $\theta = 0 \text{ rad}$ y de igual manera $x_2 = -3 \text{ cm}$, como se ha explicado anteriormente aunque a simple vista se puede determinar fácilmente que $y_1 = 0 \text{ cm}$ se cambia este valor para poder apreciar el cálculo del problema de posición.

Para comenzar el proceso iterativo se le da un valor erróneo a x_2 , para hacer esto más liviano, dado que se sabe lo que se va a obtener, se supone lo siguiente.

$$q_0 = \begin{bmatrix} L_1 \\ L_1 \cdot 0,05 \\ L_1 - L_2 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4 \\ 0.2 \\ -3 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\Phi_q(q_0) \cdot (q_1 - q_0) = -\Phi(q_0)$$

Para la primera iteración:

$$\begin{bmatrix} 8 & 0.4 & 0 & 0 \\ 14 & 0.4 & -14 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -4 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{1(1)} - 4 \\ y_{1(1)} - 0.2 \\ x_{2(1)} - (-3) \\ \theta_{(1)} - 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.04 \\ 0.04 \\ 0.2 \end{pmatrix}$$

Es necesario añadir un dato de partida y es que $\theta = 0 \text{ rad}$, ya que si no se plantea como un sistema de tres ecuaciones con cuatro incógnitas, por tanto:

$$\begin{bmatrix} 8 & 0.4 & 0 & 0 \\ 14 & 0.4 & -14 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{1(1)} - 4 \\ y_{1(1)} - 0.2 \\ x_{2(1)} - (-3) \\ \theta_{(1)} - 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.04 \\ 0.04 \\ 0.2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$q_1 = \begin{bmatrix} 4.005 \\ 0 \\ -2.9979 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Se realiza una segunda iteración:

$$\begin{bmatrix} 8.01 & 0 & 0 & 0 \\ 14.0057 & 0 & -14.0057 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{1(2)} - 4.005 \\ y_{1(2)} - 0 \\ x_{2(2)} - (-2.9979) \\ \theta_{(2)} - 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.04 \\ 0.04 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$q_2 = \begin{bmatrix} 4 \\ 0 \\ -3 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Como con realizar dos iteraciones ha sido suficiente, en caso de haber inicializado el vector 'q' con valores mucho más lejanos a los reales habrían sido necesarias muchas más iteraciones.

Una vez que conocida la posición exacta del mecanismo, y se puede resolver el problema de velocidades instantáneo. Partiendo de que se pretende una velocidad angular $\omega = 5 \text{ rad/s}$ por lo que será este el valor que hay que añadir al sistema de ecuaciones para que quede completo.

$$\begin{pmatrix} & \Phi_q & & \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot [\dot{q}] = \begin{bmatrix} -\dot{\Phi}_t \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 8 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 0 & -14 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 5 \end{Bmatrix}$$

$$\dot{q} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 20 \\ 0 \\ 5 \end{Bmatrix} \text{ cm/s}$$

Para finalizar se reuelve el problema de aceleraciones para la posición y velocidad anteriores y para la aceleración $\alpha = 0 \text{ rad/s}^2$.

$$\begin{pmatrix} & \Phi_q & & \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot [\ddot{q}] = \begin{bmatrix} -\dot{\Phi}_q \cdot \dot{q} - \ddot{\Phi}_t \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 8 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 0 & -14 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -800 \\ -800 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\ddot{q} = \begin{Bmatrix} -100 \\ 0 \\ -42.85 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{ cm/s}^2$$

Se han mostrado los valores del problema de posición, velocidad y aceleración para el mecanismo propuesto en el instante inicial para mostrar los cálculos, pero hay que tener en cuenta que este cálculo es meramente simbólico para poder entender el procedimiento. De tal forma que el software MATLAB, va a proporcionar estos datos para cualquier instante de tiempo, de tal forma que se puede estudiar estos problemas, por ejemplo; a lo largo de una vuelta de nuestra manivela.

A continuación, se muestran las gráficas de velocidad y aceleración de los diferentes puntos de nuestro mecanismo, junto con algunas de simulaciones. Todas estas gráficas se realizaron con un giro del motor a 5 rad/s de velocidad constante. Recordar previamente el mecanismo.

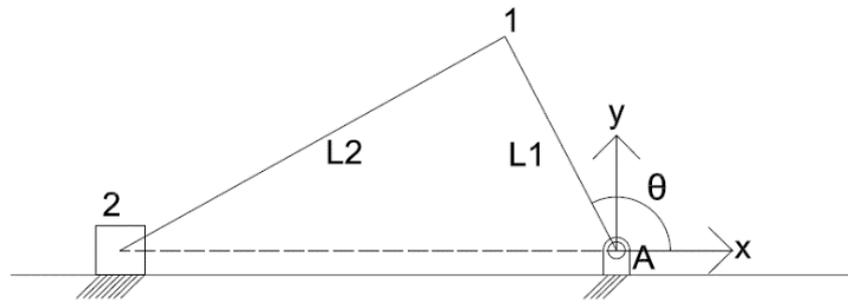


Fig. 3 8 Planteamiento del mecanismo biela manivela.

En primer lugar se visualiza para las longitudes de barras seleccionadas una simple simulación cinemática del mecanismo biela manivela.

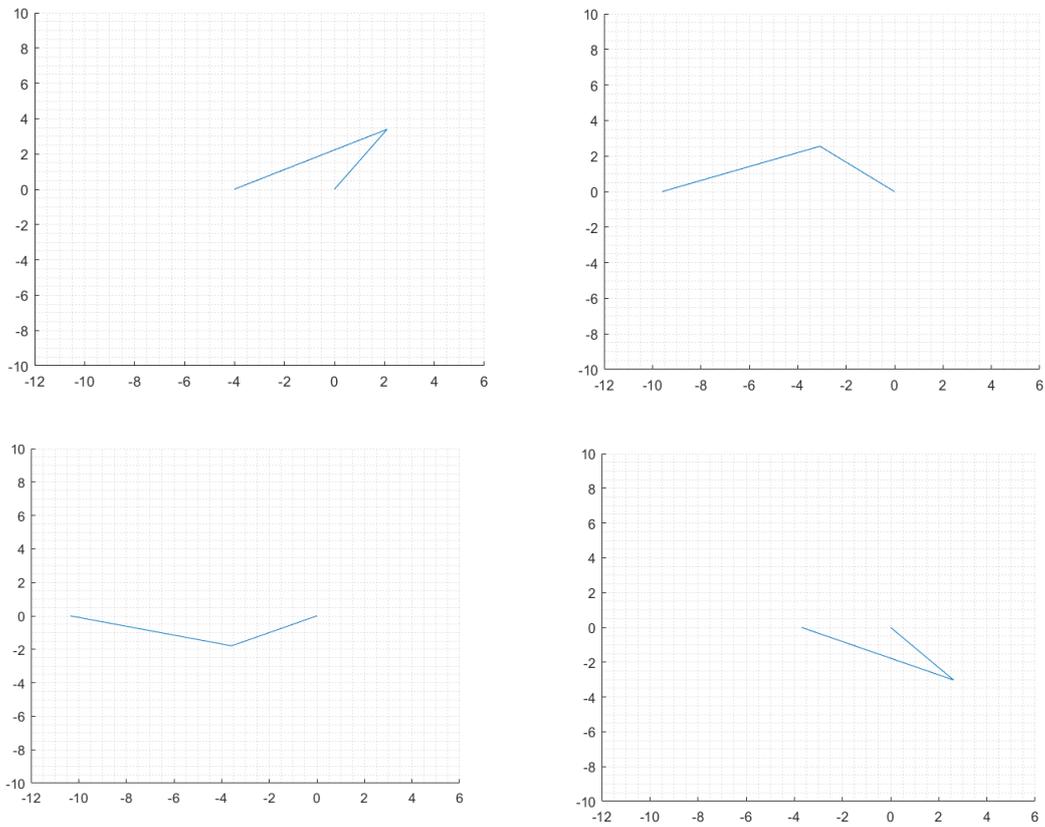


Fig. 3 9 Simulación Cinemática.

A continuación, se muestran los resultados de posición velocidad y aceleración para los puntos 1 y 2 del mecanismo.

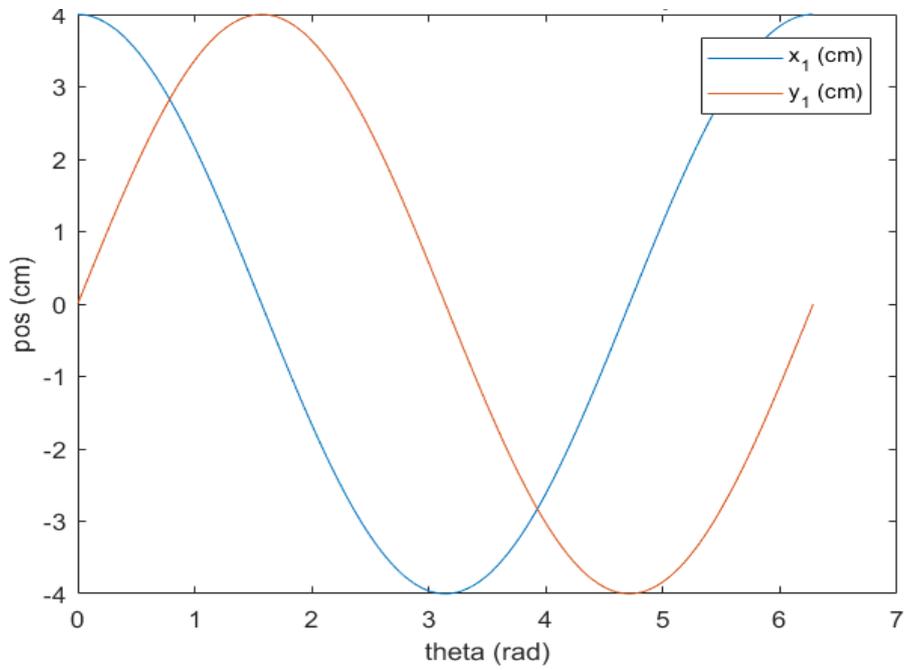


Fig. 3 10 Evolución de las coordenadas del punto 1.

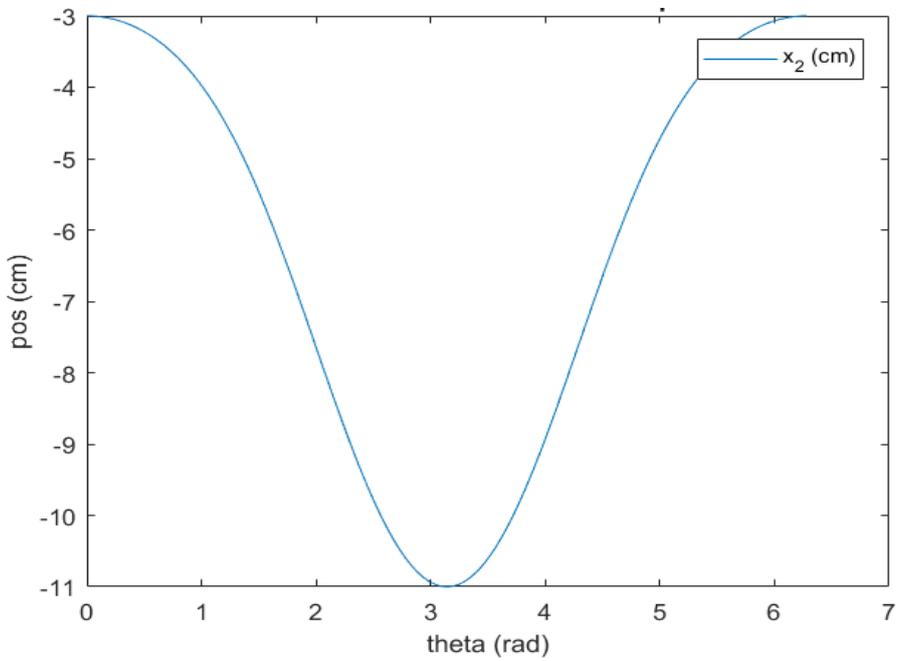


Fig. 3 11 Evolución de las coordenadas del punto 2.

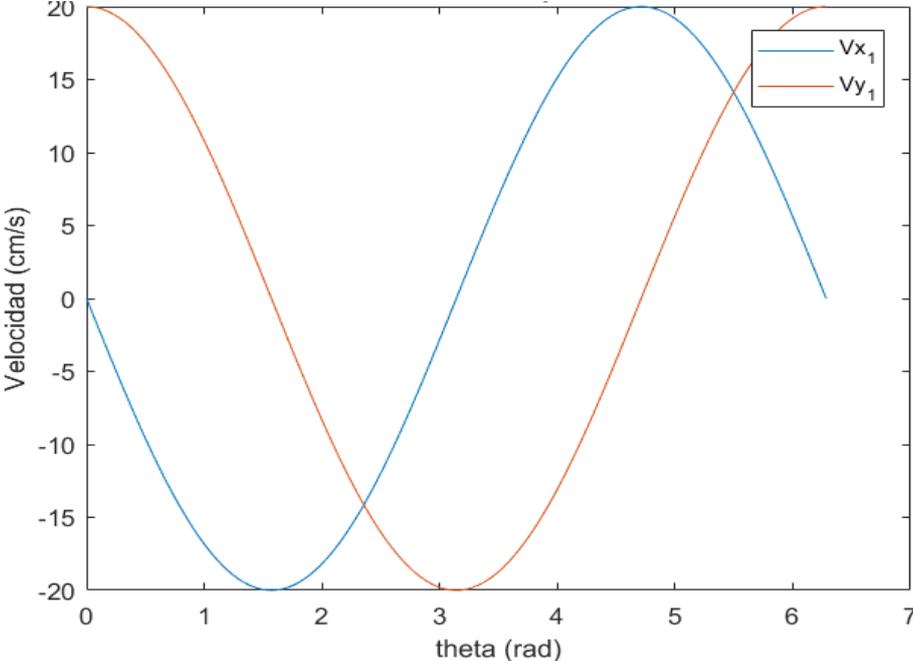


Fig. 3 12 Velocidad del punto 1.

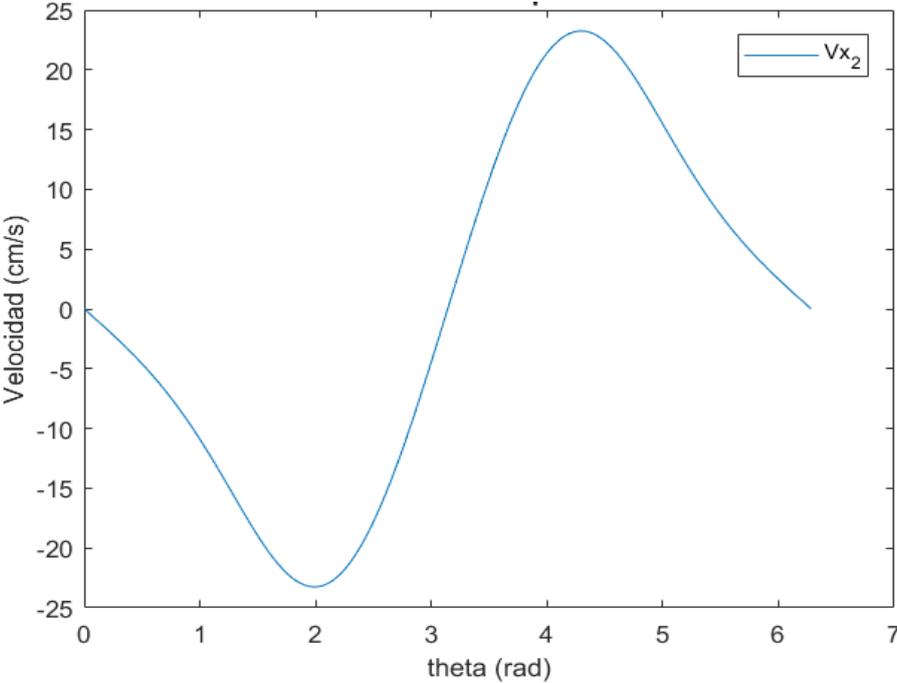


Fig. 3 13 Velocidad del punto 2.

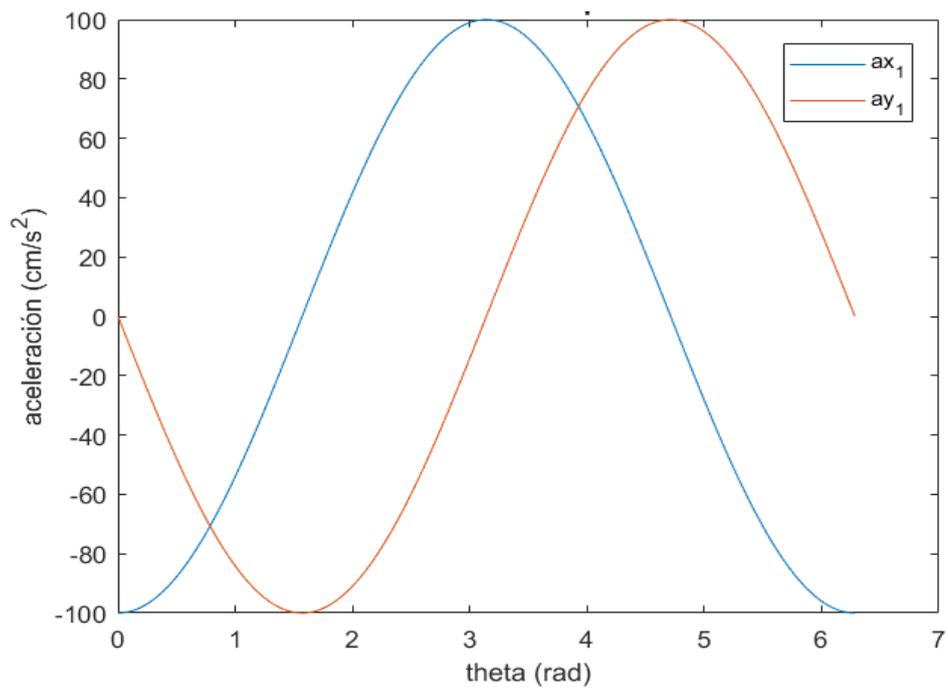


Fig. 3 14 Aceleración del punto 1.

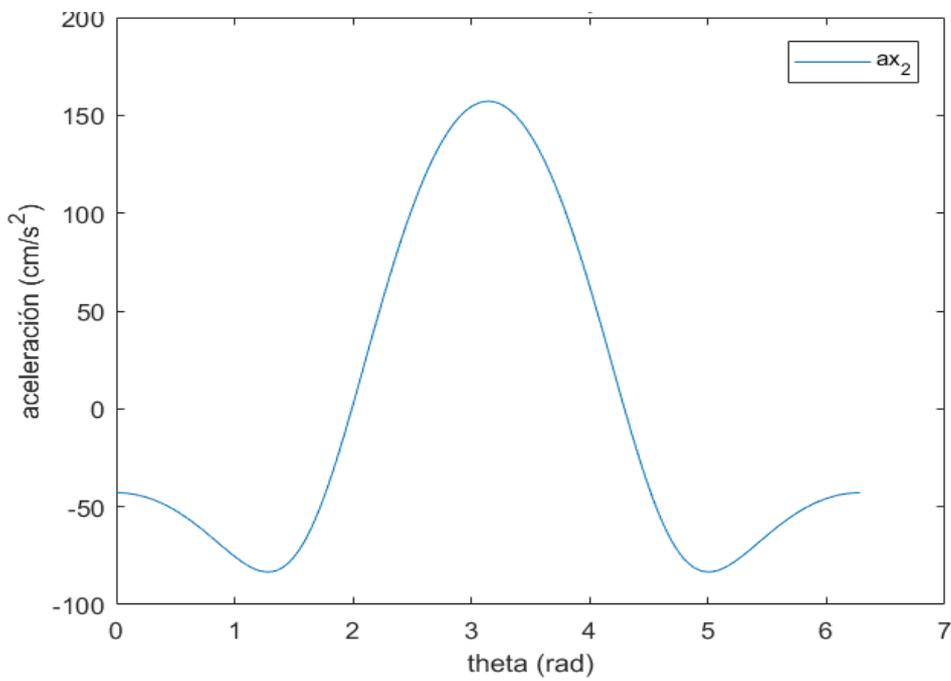


Fig. 3 15 Aceleración del punto 2.

A partir del software en MATLAB adjunto en el Anexo V, se podría estudiar el comportamiento del mecanismo según otras condiciones, como por ejemplo establecer otro valor de velocidad de giro del motor, o bien, cambiar el porcentaje para la zona de trabajo lineal del motor. Además de poder cambiar el tamaño de las barras.

3.3 Análisis cinemático a partir de la geometría del mecanismo.

A continuación se van a obtener las ecuaciones que rigen la posición, velocidad y aceleración a partir de la geometría del mecanismo biela manivela:

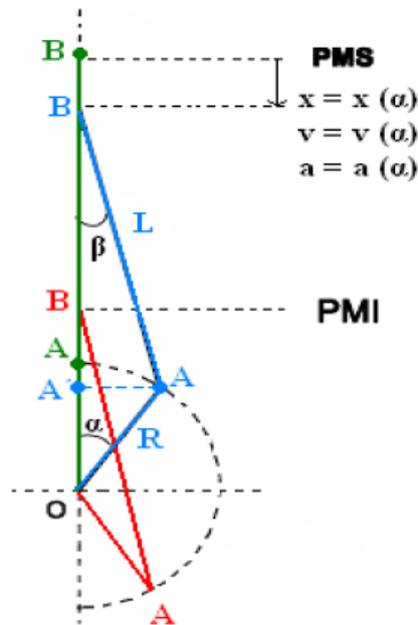


Fig. 3 16 Caracterización de parámetros de un biela manivela.

En primer lugar se determinará la posición a partir de la longitud de la biela, de la manivela y del ángulo girado por esta última.

$$x = R + L - \overline{OB}$$

$$x = R + L - \overline{OA'} - \overline{A'B}$$

De donde:

$$\overline{OA'} = R \cdot \cos \alpha$$

$$\overline{A'B} = L \cdot \cos \beta$$

Aplicando el teorema del seno:

$$\frac{L}{\sin \alpha} = \frac{R}{\sin \beta} \rightarrow \sin \beta = \frac{R}{L} \cdot \sin \alpha$$

Teniendo en cuenta, además:

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1$$

Sí se despeja y combina:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}$$

Volviendo a la expresión inicial:

$$x = R + L - \overline{OA'} - \overline{A'B}$$

$$x = R + L - R \cdot \cos \alpha - L \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}$$

$$x = R \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}\right)$$

Llegando así a la expresión que proporcionará la posición, sí se quiere determinar la velocidad no habrá más que derivar la ecuación anterior con respecto al tiempo.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \omega$$

Obteniendo finalmente:

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \lambda \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right)$$

De forma aproximada se puede hacer la siguiente simplificación:

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

En donde: $\lambda = R/L$

De igual forma para la aceleración:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega$$

Obteniendo:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha]$$

Si se representan estas ecuaciones se obtiene la siguiente gráfica:

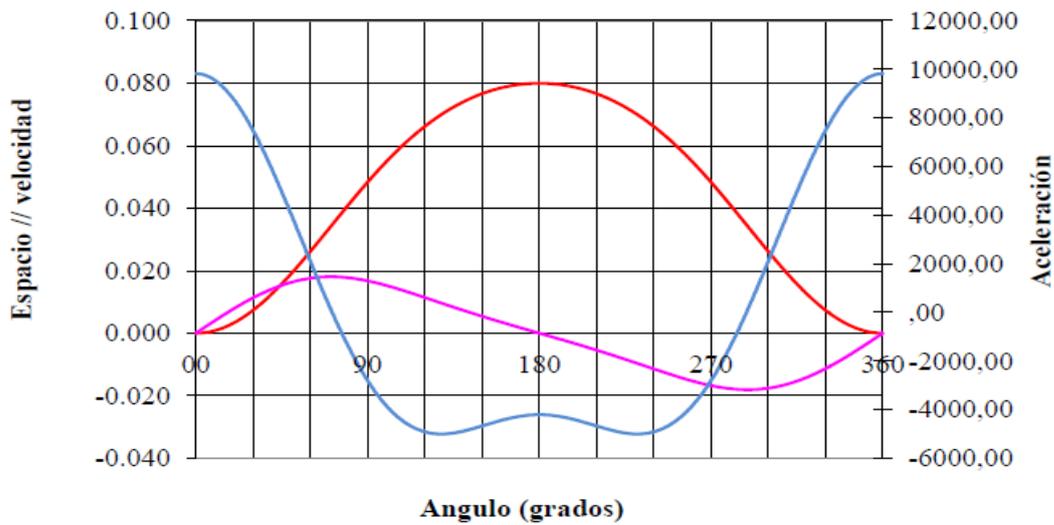


Fig. 3 17 Representación de posición, velocidad y aceleración de un pistón.

Comparándolo con lo obtenido en nuestro caso, mediante métodos diferentes. En la Fig. 3 18 se representa la posición y velocidad de color naranja y la aceleración de azul.

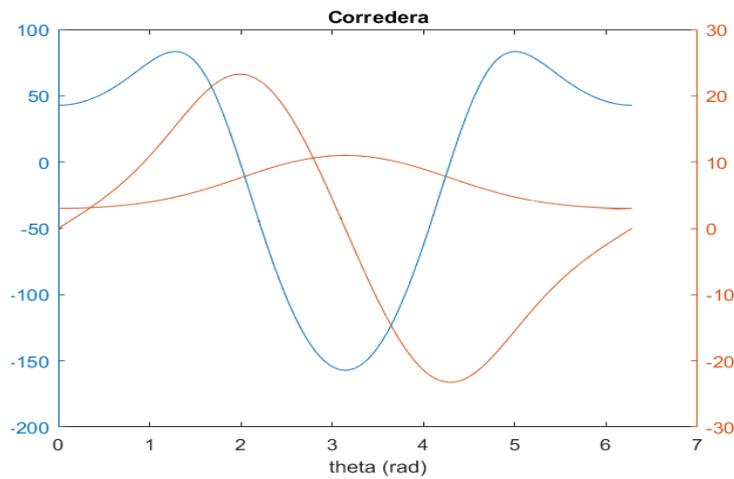


Fig. 3 18 Representación de posición, velocidad y aceleración de nuestra corredera.

Como se ve, a excepción de la aceleración; son realmente parecidas, además de los valores numéricos, esto se debe mayormente al valor de las longitudes de la biela y la manivela, junto con la velocidad de giro del motor. Sin olvidar que la dirección de deslizamiento en ambos casos resulta diferente.

Una forma de poder validar nuestros cálculos es comprobar si la función que representa la velocidad tiene valor 0, cuando la derivada de la función posición vale 0, al igual pasaría con la aceleración.

3.4 Cálculo del par mediante dinámica por métodos numéricos.

Los esfuerzos motores son los que se aplican en los grados de libertad para producir el movimiento deseado. Cuando se trabaja con el problema dinámico directo, conocido el valor de los esfuerzos motores $\tau(t)$ se puede calcular la trayectoria del mecanismo $z(t)$. Al igual que si hse hace lo contrario, es decir proporcionar la trayectoria del mecanismo, se puede calcular los esfuerzos motores.

Esto va a resultar realmente útil, para tener otra herramienta más con la que obtener el par que deben desarrollar los motores para que la mesa funcione.

Resolver este problema contemplando el movimiento conocido del mecanismo bajo la perspectiva de las ecuaciones de restricción. Si se sabe que el mecanismo según $z_c(t)$, se podrá añadir g (grado de libertad) ecuaciones de restricción de la siguiente manera:

$$\Phi = z(t) - z_c(t) = 0$$

Lo que se consigue con esto es imponer a cada grado de libertad (en nuestro caso 1) la condición de que su movimiento coincida con la función $z_c(t)$. De tal manera que, si la restricción anterior impone un movimiento conocido, la fuerza correspondiente es la que garantiza ese movimiento, por tanto, el esfuerzo motor. Pudiendo así calcular el par.

Por tanto, suponiendo como conocido el movimiento de los grados de libertad, se pretende calcular las reacciones en las articulaciones.

Para ello la cuarta ecuación de restricción será:

$$\Phi = \theta - 2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot t$$

A partir del movimiento conocido y resolviendo el problema cinemático de posición se obtener $q(t)$ y $\dot{q}(t)$. Con esto, se puede recurrir a la siguiente expresión.

$$\begin{bmatrix} M_e & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q \\ -\Phi_q \cdot \dot{q} - \Phi_t \end{Bmatrix}$$

Donde M_e será la matriz de masas correspondiente al mecanismo, que se va a obtener a continuación a partir de los elementos del mismo.

La expresión general para obtener la matriz de masas de cualquier elemento es la siguiente, junto con las siguientes expresiones que permiten calcular los diferentes componentes de la matriz.

$$M_e = \begin{bmatrix} M + a - 2 \cdot b_x & 0 & b_x - a & -b_y \\ 0 & M + a - 2 \cdot b_x & b_y & b_x - a \\ b_x - a & b_y & a & 0 \\ -b_y & b_x - a & 0 & a \end{bmatrix}$$

El mecanismo, como se ha visto en otros apartados; está compuesto de dos barras y un ‘cajón’ o bloque a modo de corredera. A continuación, se muestra cómo, a partir de la expresión anterior, se llega a la matriz de masas de una barra y posteriormente la del bloque.

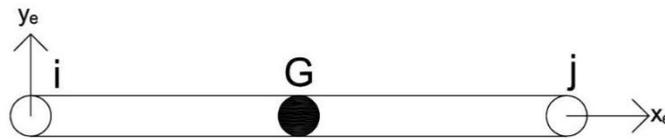


Fig. 3 19 Barra para obtención de matriz de masas de la misma.

$$a = \frac{I_i}{L_{ij}^2} = \frac{\frac{M \cdot L^2}{3}}{L^2} = \frac{M}{3}$$

$$b_x = \frac{M^e_{xG}}{L_{ij}} = \frac{\frac{M \cdot L^2}{2}}{L} = \frac{M}{2}$$

$$b_y = \frac{M^e_{yG}}{L_{ij}} = 0$$

$$M = \int dm = M$$

$$I_i = \int (e_p x^2 + e_p y^2) \cdot dm = \frac{M \cdot L^2}{3}$$

$$e_{xG} = \frac{1}{M} \cdot \int e_p x \cdot dm = \frac{L}{2}$$

$$e_{yG} = \frac{1}{M} \cdot \int e_p y \cdot dm = 0$$

$$M_1 = M_2 = \left[\begin{array}{c|c|c} \left| M + \frac{M}{3} - 2 \cdot \frac{M}{2} \quad 0 \right. & \left| \frac{M}{2} - \frac{M}{3} \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{M}{3} \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{M}{2} - \frac{M}{3} \right. & \\ \hline \left| \frac{M}{2} - \frac{M}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \frac{M}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{M}{2} - \frac{M}{3} \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{M}{3} \right. & \end{array} \right]$$

$$\frac{M}{2} - \frac{M}{3} = M \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{3} \right) = \frac{M}{6}$$

$$M_e = M \cdot \left[\begin{array}{c|c|c} \left| \frac{1}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{1}{3} \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \right. & \\ \hline \left| \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \frac{1}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{1}{3} \right. & \end{array} \right]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{M}{6} \cdot \left[\begin{array}{c|c|c} \left[\begin{array}{cc} 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{array} \right] & \left[\begin{array}{cc} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{array} \right] \\ \hline \left[\begin{array}{cc} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{array} \right] & \left[\begin{array}{cc} 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{array} \right] \end{array} \right]$$

Llegando finalmente a la expresión de la matriz de masas de una barra donde M será el valor de la masa de la misma.

Para el elemento bloque:

$$M_3 = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix}$$

Por lo tanto, sumando para obtener la matriz de masas del mecanismo:

$$M_e = \left[\begin{array}{c|c|c} \left| \frac{M_{L1}}{3} + \frac{M_{L2}}{3} \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \frac{M_{L2}}{6} \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad \frac{M_{L1}}{3} + \frac{M_{L2}}{3} \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \hline \left| \frac{M_{L2}}{6} \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \frac{M_{L2}}{3} + M_{\text{mesa}} \quad \quad \quad 0 \right. & \\ \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad 0 \right. & \left| \quad \quad \quad 0 \quad \quad \quad 0 \right. & \end{array} \right]$$

Se obtiene la matriz de masas M_e , por otro lado, la matriz jacobiana Φ_q y Φ_q^T (es la matriz traspuesta de Φ_q), y también $-\dot{\Phi}_q \cdot \dot{q} - \dot{\Phi}_t$, donde se encuentra el jacobiano derivado con respecto al tiempo, el vector de velocidades y la derivada con respecto al tiempo de Φ_t respectivamente. También está el elemento Q, que se corresponde con el vector de fuerzas generalizadas, que será nulo, ya que no actúan fuerzas exteriores debido a que la fuerza peso no actúa por que el mecanismo se halla en un plano horizontal.

$$\Phi_q(q) = \begin{Bmatrix} -2 \cdot (x_A - x_1) & -2 \cdot (y_A - y_1) & 0 & 0 \\ 2 \cdot (x_1 - x_2) & 2 \cdot (y_1 - y_2) & -2 \cdot (x_1 - x_2) & 0 \\ 1 & 0 & 0 & L_1 \cdot \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 & -L_1 \cdot \cos \theta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix}$$

$$\Phi_t = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\omega \end{Bmatrix}$$

Derivando con respecto del tiempo:

$$\dot{\Phi}_q(q) = \begin{Bmatrix} 2 \cdot \dot{x}_1 & 2 \cdot \dot{y}_1 & 0 & 0 \\ 2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) & 2 \cdot \dot{y}_1 & -2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega \cdot L_1 \cdot \cos \theta \\ 0 & 0 & 0 & \omega \cdot L_1 \cdot \sin \theta \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}$$

$$\dot{\Phi}_t = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\alpha \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Por tanto resolviendo este sistema matricial se obtendría $\begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix}$, donde \ddot{q} corresponde a las aceleraciones, que se obtiene el resultado calculado previamente del apartado anterior mediante cinemática, por lo que se puede comprobar la validez de los cálculos. Por otro lado, λ que representa los multiplicadores de Lagrange, siendo el último de ellos el par que debe desarrollar el motor (tanto \ddot{q} como λ son vectores columna).

Al haber realizado un cambio tan significativo como es añadir una restricción más al problema será necesario realizar otros cambios en el código. Todo esto se puede ver en el Anexo correspondiente.

Para no alargar el apartado no se desarrolla el tedioso sistema matricial resultante, mostrando a continuación una comparación de la aceleración de la corredera según el método visto en este apartado y en el anterior, junto con el resultado del par según este método.

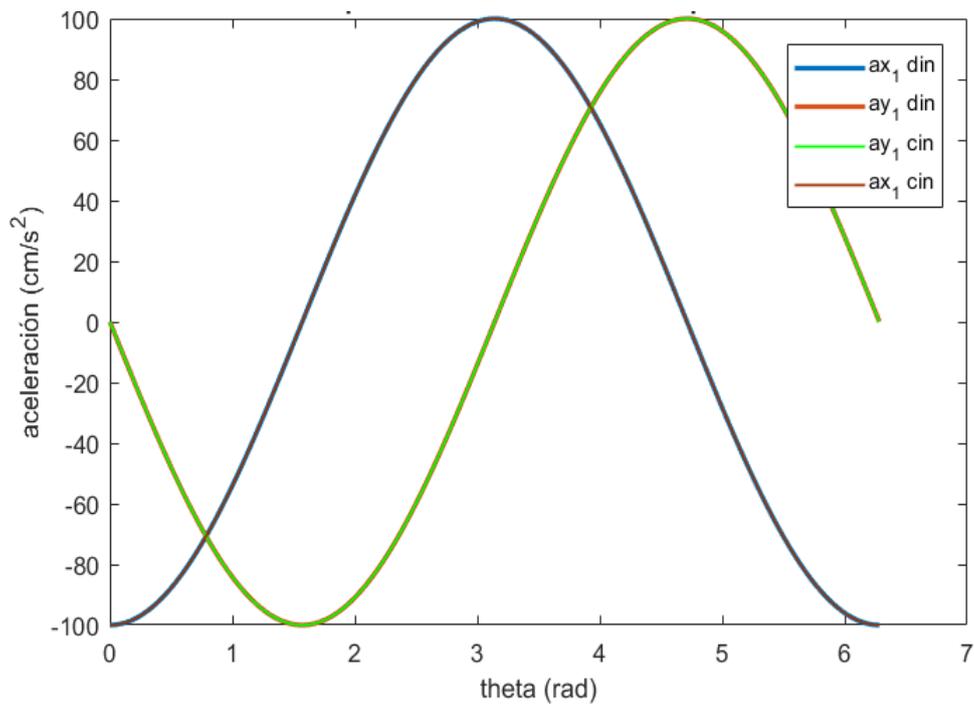


Fig. 3 20 Comparación de la aceleración del punto 1 mediante dinámica y cinemática.

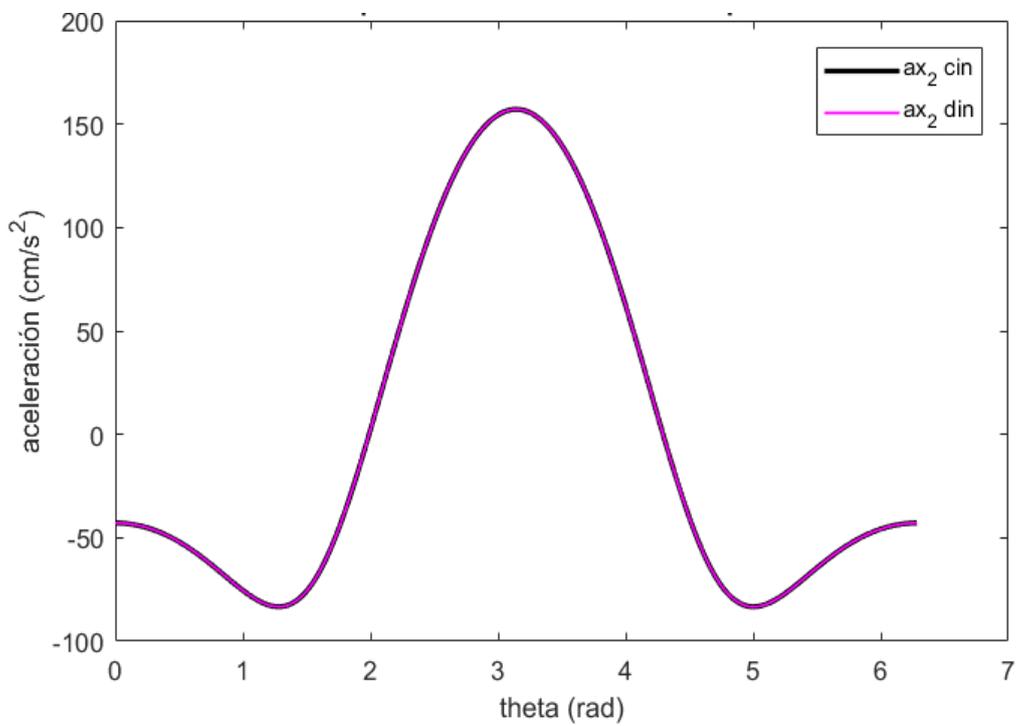


Fig. 3 21 Comparación de la aceleración del punto 2 mediante dinámica y cinemática.

Se ha llegado a la misma conclusión de formas diferentes, por lo que confirmando el valor de las aceleraciones se puede saber que el valor del par será el correcto.

El valor obtenido para λ_4 , es decir el par, es el siguiente:

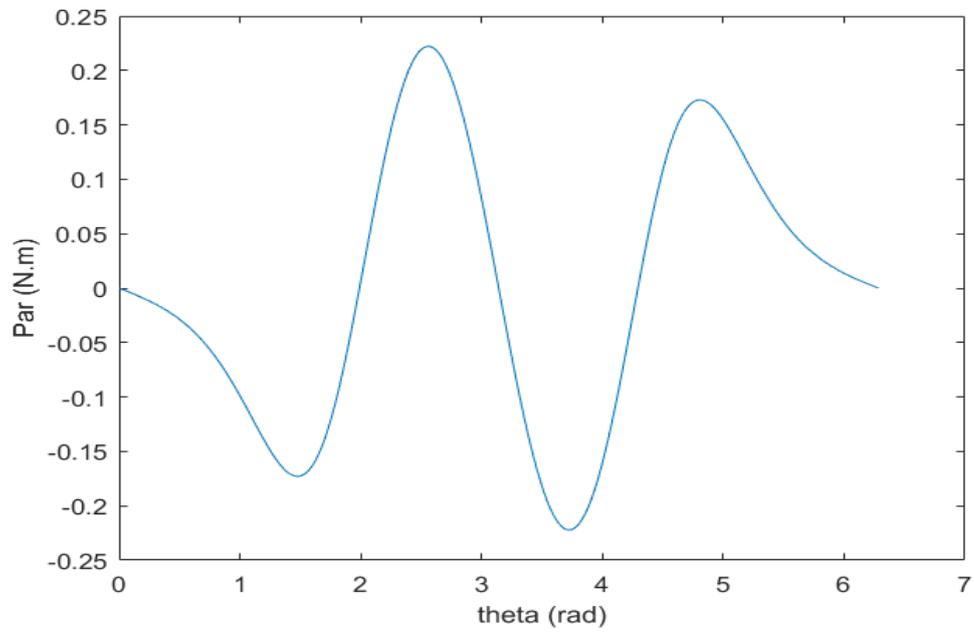


Fig. 3 22 Par mediante dinámica.

3.5 Cálculo del par motor mediante método analítico.

En este apartado se calcula el par motor que deben realizar los motores a lo largo de una vuelta de la manivela, para ello se utiliza del método analítico y se obtendrán las fórmulas necesarias para obtener el valor del par para un ángulo dado. Posteriormente, se implementaran en un script en MATLAB para ver dichos cálculos pero para una vuelta completa y se podrá comparar con los resultados de la simulación en Simulink.

Previamente hay que saber que se va a despreciar el peso de las barras, ya que su valor es muy pequeño frente al de los bloques de la mesa.

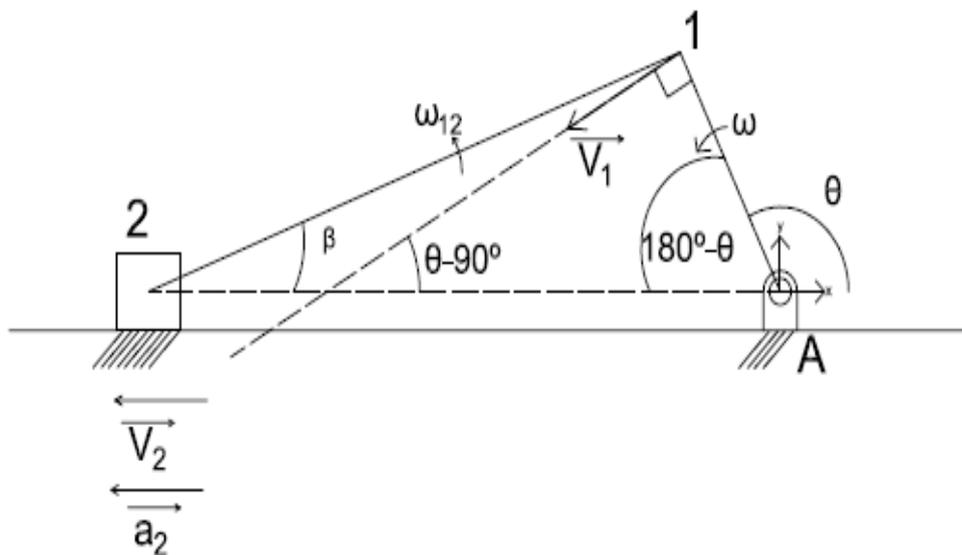


Fig. 3 23 Análisis cinemático para una posición del ángulo theta determinada.

Para obtener la velocidad de la corredera:

$$\vec{V}_2 = \vec{V}_1 + \vec{V}_{12} = \vec{V}_1 + \vec{\omega}_{12} \times \vec{r}_{12}$$

La velocidad del punto 2 depende de la velocidad del punto 1 y de la velocidad relativa del punto 2 con respecto del 1.

Además, las velocidades lineales se definen como la velocidad angular de la barra por la distancia desde el centro de giro hasta ese punto. En este caso:

$$V_1 = \omega \cdot L_1$$

$$\omega_{12} = \frac{V_{12}}{L_2}$$

Según el dibujo:

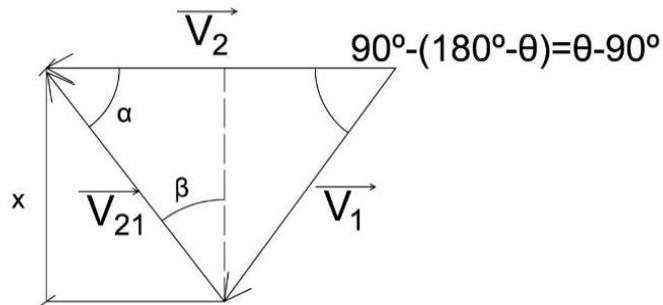


Fig. 3 24 Diagrama de velocidades.

$$\sin \alpha = \frac{x}{V_{12}}$$

$$\sin(\theta - 90^\circ) = \frac{x}{V_1}$$

$$\cos \beta = \frac{x}{V_{12}}$$

$$\frac{L_1}{\sin \beta} = \frac{L_2}{\sin(180^\circ - \theta)}$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2} \cdot \sin(180^\circ - \theta)\right)$$

$$V_{12} = \frac{V_1 \cdot \sin(\theta - 90^\circ)}{\cos \beta}$$

A partir de la figura que muestra los vectores para ese instante del mecanismo y de la figura inicial se puede obtener ya la velocidad relativa V_{12} . Recordar que es el valor del módulo.

Si se proyecta sobre la horizontal se obtiene que el valor en módulo de V_2 :

$$V_2 = V_1 \cdot \cos(\theta - 90^\circ) + V_{12} \cdot \sin \beta$$

Por lo que ya es conocido el valor de la velocidad para el punto 2.

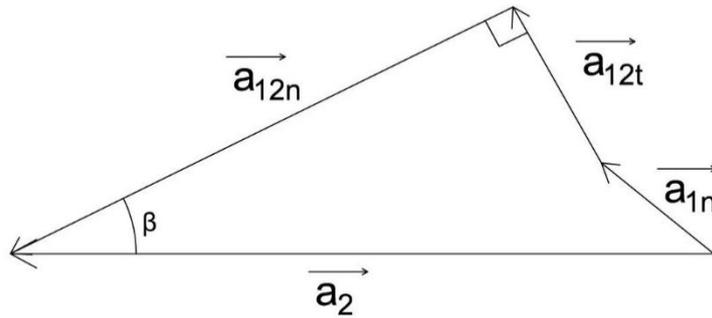


Fig. 3 25 Diagrama de aceleraciones.

Para calcular la aceleración del punto 2 se parte de la siguiente ecuación, que está formada por la aceleración normal del punto 1, la normal y tangencial relativa de 2 con respecto a 1.

$$\vec{a}_2 = \vec{a}_{1n} + \vec{a}_{12n} + \vec{a}_{12t}$$

Hay que tener en cuenta que la aceleración tangencial del punto 1 vale cero debido a que se ha elegido la velocidad como un valor constante.

$$\vec{a}_{1t} = 0$$

Proyectando sobre la vertical se puede conocer el valor de la aceleración tangencial relativa.

$$a_{12n} \cdot \sin \beta = a_{1n} \cdot \sin(180^\circ - \theta) + a_{12t} \cdot \cos \beta$$

$$a_{12t} = \frac{a_{12n} \cdot \sin \beta - a_{1n} \cdot \sin(180^\circ - \theta)}{\cos \beta}$$

Pero para poder obtener su valor previamente se debe conocer el valor de la normal relativa y de la normal del punto 1.

$$a_{1n} = \omega^2 \cdot L_1$$

$$a_{12n} = \omega_{12}^2 \cdot L_2$$

Finalmente proyectando sobre la horizontal se obtiene el valor de la aceleración del punto 2, que será imprescindible para el cálculo del par.

$$a_2 = a_{1n} \cdot \cos(180^\circ - \theta) + a_{12t} \cdot \sin \beta + a_{12n} \cdot \cos \beta$$

A partir del equilibrio de fuerzas en la corredera se obtiene para el eje X y el eje Y respectivamente:

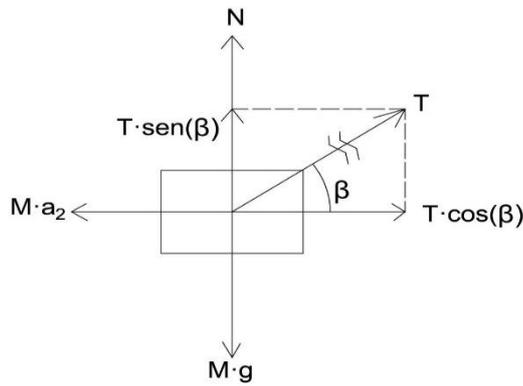


Fig. 3 26 Análisis dinámico de la corredera.

$$\begin{cases} T \cdot \cos \beta = M \cdot a_2 \\ T \cdot \sin \beta + N = M \cdot g \end{cases}$$

$$T = \frac{M \cdot a_2}{\cos \beta}$$

$$N = M \cdot g - T \cdot \sin \beta$$

Se despeja T y N, que será la ‘tensión’ que hay en la barra y N la fuerza normal a tierra.

Volviendo al origen (punto A, se recuerda que es ahí donde está colocado nuestro motor) y se plantea de nuevo el equilibrio de fuerzas.

$$\begin{cases} R_x = T \cdot \cos \beta \\ R_y = T \cdot \sin \beta \\ \tau = T \cdot d \end{cases}$$

Donde ‘ τ ’ es el par y ‘d’ es la distancia existente entre el punto 1 donde esta aplicada T (perpendicular a la línea de acción de la fuerza).

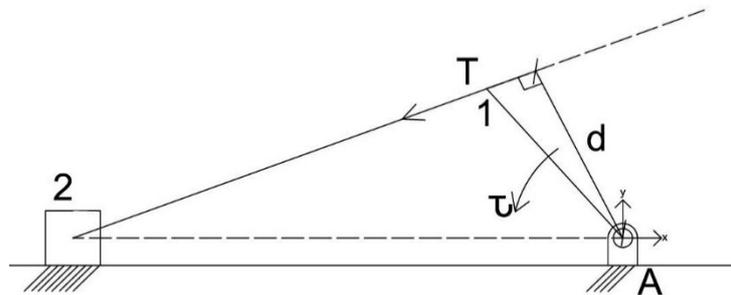


Fig. 3 27 Análisis dinámico del mecanismo para la obtención del par.

Esta distancia equivale a:

$$d = L_1 \cdot \cos(\theta - 90^\circ - \beta)$$

Por tanto:

$$\tau = \frac{M \cdot a_2}{\cos \beta} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta - 90^\circ - \beta)$$

De esta forma, mediante parámetros se ha llegado a la expresión analítica que calculará el par. Esto se implementará en MATLAB para que realice el cálculo para cada uno de los θ que hay, es decir desde 0° hasta 360° .

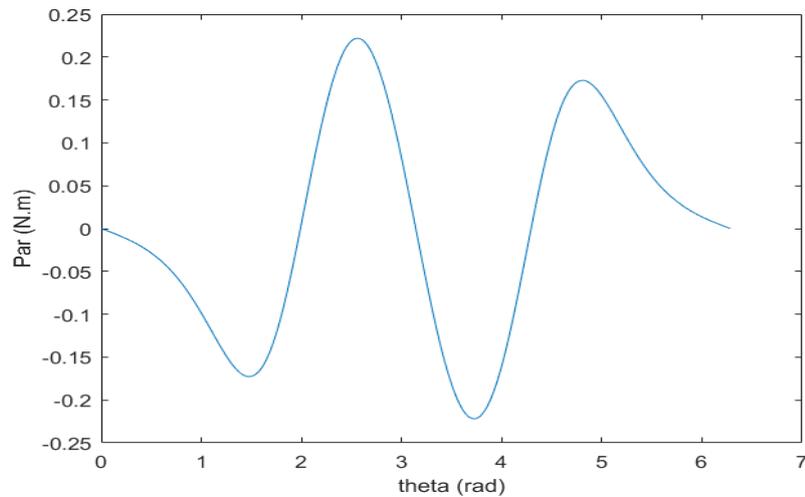


Fig. 3 28 Par mediante analítica.

También de este cálculo se puede observar que se obtienen las reacciones en X e Y del eje motor.

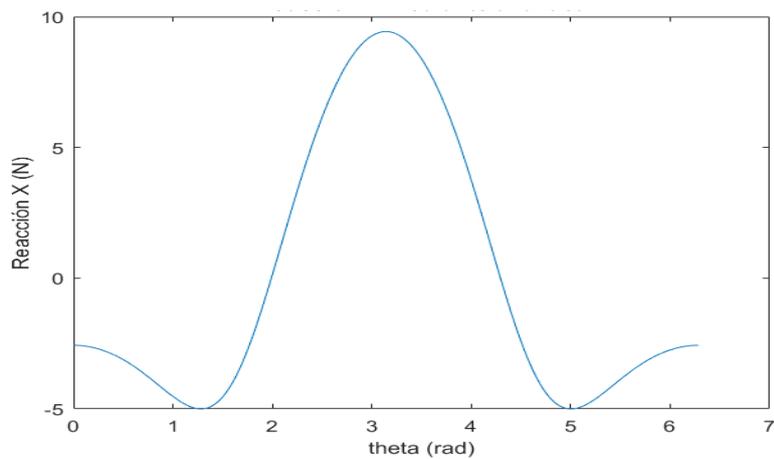


Fig. 3 29 Reacción X mediante analítica.

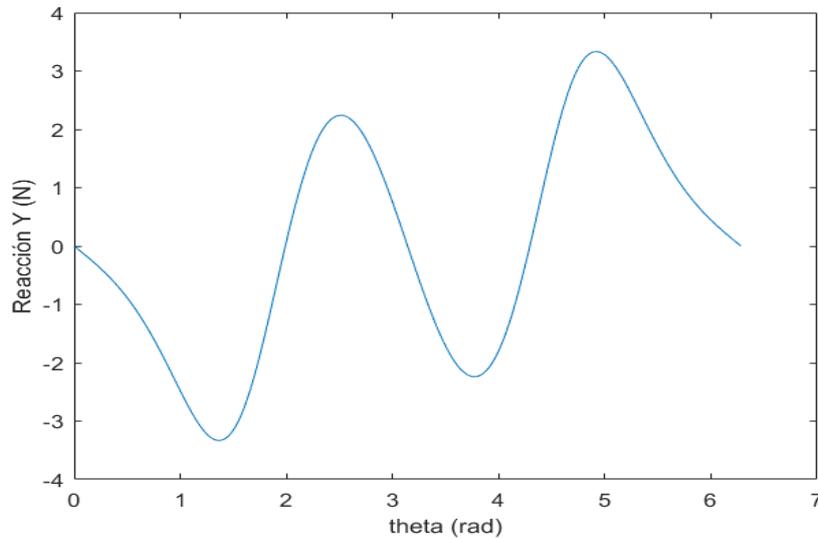


Fig. 3 30 Reacción Y mediante analítica.

Por tanto, ahora no hay más que comparar el par que se ha obtenido de esta forma con el del apartado anterior obtenido mediante dinámica. Así no solo se valida el resultado del par, si no que se puede afirmar que el resultado obtenido para las reacciones X e Y será el correcto.

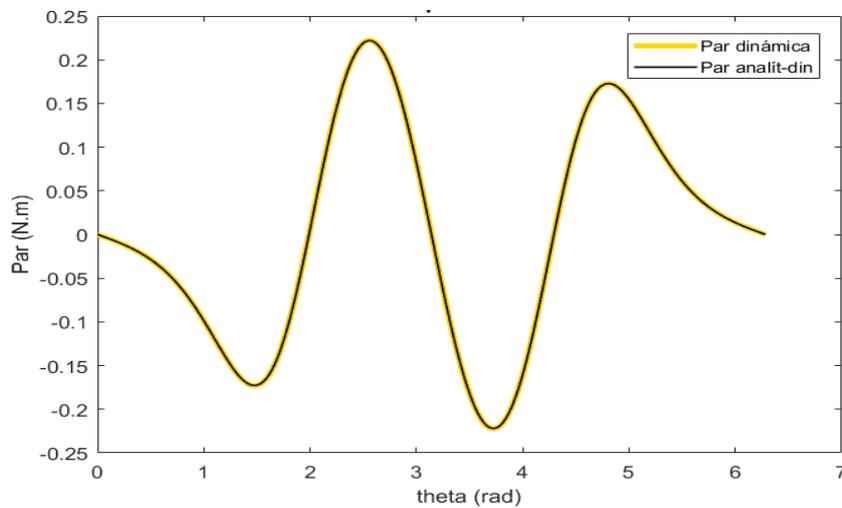


Fig. 3 31 Comparación Par

También cabe mencionar que de este apartado se puede obtener las velocidades y aceleraciones del mecanismo. Para no ser redundantes no se representan dichas gráficas, pero si mencionar que se obtiene el mismo valor que para el primer apartado de este capítulo. En caso de desear comprobarlo, en los códigos de MATLAB están 'comentadas' estas gráficas por si se desea su visualización.

Capítulo 4. Diseño de los elementos de la mesa de vibraciones.

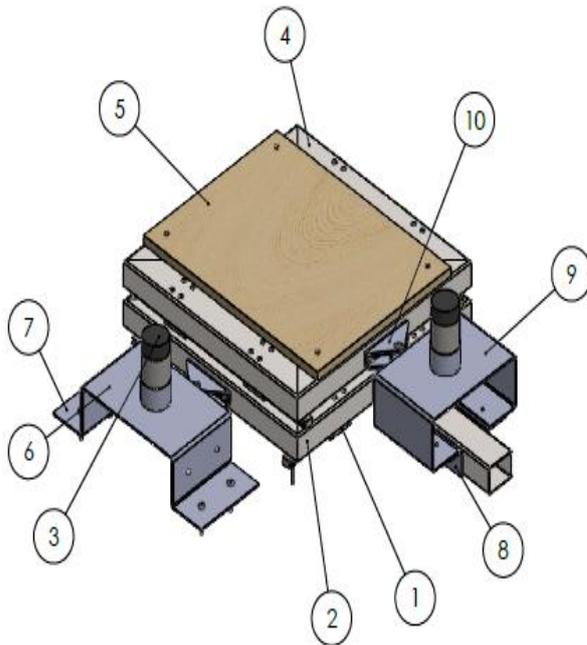
4.1 Introducción.

En el presente capítulo se realizará el diseño de los elementos de la mesa de vibraciones para el estudio de sismos. De tal forma que se mostrará tanto el diseño mecánico del mismo como el esquema eléctrico necesario para el funcionamiento de la mesa.

Por otro lado, se proporcionará el esquema eléctrico, de tal forma que se deja a libre elección el diseño del sistema de control, al igual que la masa de reacción. En el Anexo II. 'Fabricación del prototipo y puesta en marcha' se mostrará cómo se realizó en el prototipo.

Este caso se abordará con unidades de potencia eléctrica, como son motores eléctricos junto con actuadores mecánicos, es decir, barras dispuestas como un biela-manivela. Esto se debe a las razones mencionadas anteriormente como son la relativa simplicidad del mecanismo, y la comodidad de usar motores eléctricos de baja potencia de corriente continua, siendo además de económicos, idóneos para el diseño de una mesa de vibraciones de pequeñas dimensiones.

A lo largo de este capítulo se apreciará una estructura similar al Capítulo 2, debido a que se verán las diferentes partes que forman el diseño de la mesa de simulaciones de sismos.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Conjunto rodamientos lineales	2
2	Plataforma de simulación inferior	1
3	37D Gearmotor 70:1 12 V	2
4	Plataforma de simulación superior	1
5	Superficie de simulación	1
6	Chapa soporte motor inferior	1
7	Sujeción chapa soporte motor inferior	2
8	Sujeción chapa soporte motor superior	2
9	Chapa soporte motor superior	1
10	Mecanismo biela manivela	2

Fig. 4 1 Diseño final 'Mesa de vibraciones para el estudio de sismos'.

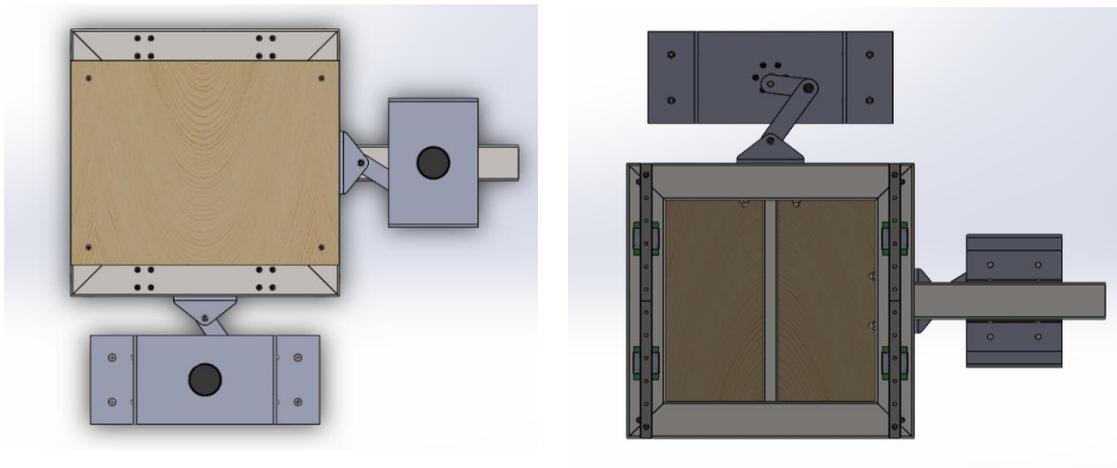


Fig. 4 2 Vista en planta superior e inferior.

4.2 Diseño de los bloques.

Se denomina bloque a la estructura que servirá como soporte de la superficie de simulación. Se deben diferenciar 2 bloques y se recuerda que esto se debe a que la mesa se moverá en dos direcciones perpendiculares entre sí. Ambas estructuras se realizarán mediante perfiles tubulares de acero de 40x30x1.5 mm y de 15x15x1 mm.

Para simplificar el diseño estas estructuras formarán un cuadrado de 300 mm de lado, ya que se desea que la mesa de vibraciones tenga un tamaño apropiado para ser transportada cómodamente.

El bloque 1 contará con un tubo anexo a una de sus caras y centrado en ella, de las mismas características que la estructura principal, con el objetivo de soportar el motor, necesario para el accionamiento del bloque 2.

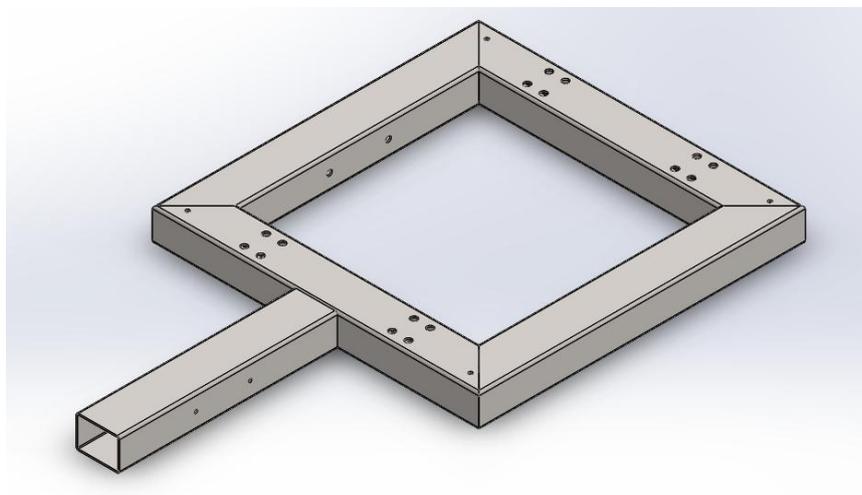


Fig. 4 3 Bloque 1.

El bloque 2 cuenta con un tubo de 15x15x1 mm de 220 mm de longitud centrado y coincidente su cara superior con la de la estructura cuadrada, tiene como función dar refuerzo estructural y soportar el peso de la superficie de simulación junto con los elementos a ensayar.

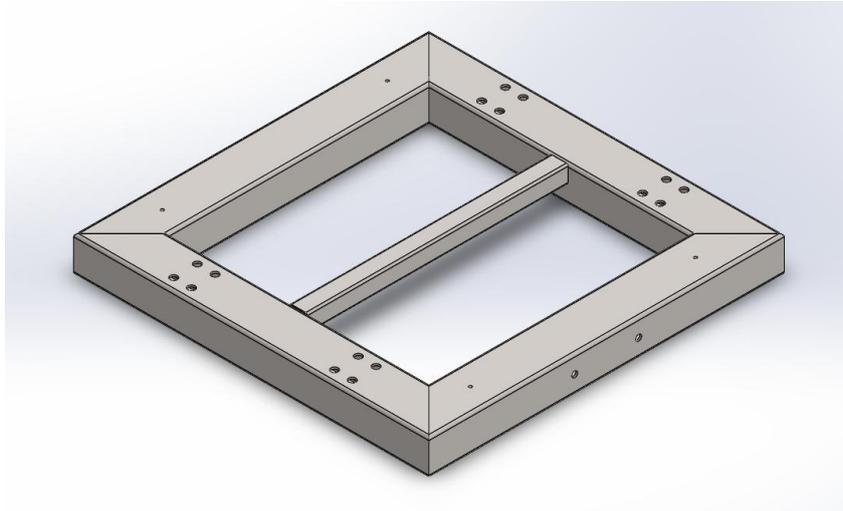


Fig. 4 4 Bloque 2.

Ambas estructuras cuentan con multitud de orificios precisos para la sujeción de los diferentes elementos que conforman la mesa. Toda esta información se encuentra recogida en los planos.

4.3 Elección de los rodamientos.

En el capítulo del marco teórico se mostraron los diferentes tipos de rodamientos existentes en el mercado a partir de los catálogos de las referencias bibliográficas []. Estos catálogos junto con otros rodamientos lineales de grandes empresas como Schaeffler y RS cuentan con unos rodamientos de buena calidad diseñados para grandes cargas, por lo que tienen el inconveniente de un elevado precio, de tal forma que tuvieron que descartarse todas aquellas opciones que tuviesen un precio tan elevado.

A continuación, se muestra a modo de ejemplo un modelo válido para el diseño de la empresa RS.



Fig. 4 5 Rodamientos RS. [58].

Este modelo concretamente tiene un precio de 242,13 € contando el I.V.A para un único carril, teniendo en cuenta que serían necesarios 4 productos como este, resulta un coste de 968,52 euros exclusivamente con la compra de los rodamientos.

Por lo que, tras una larga búsqueda, llena de inconvenientes, como encontrar a un distribuidor apropiado para la Universidad (factura proforma) se encontró la opción definitiva.

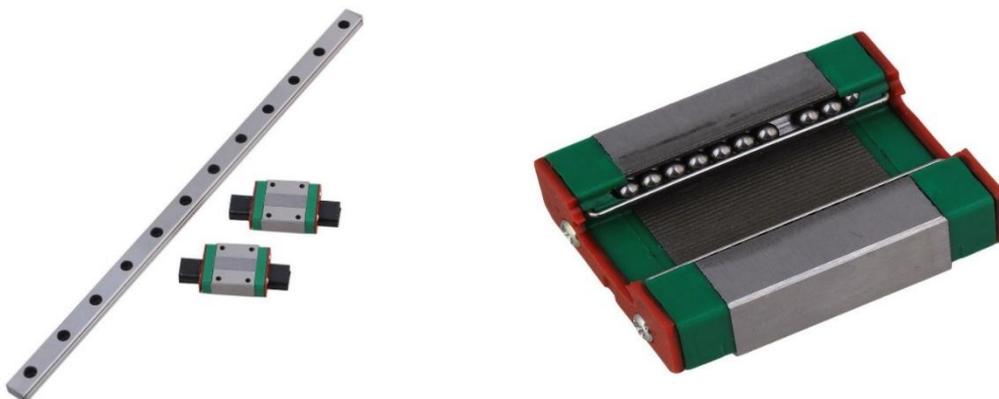


Fig. 4 6 Rodamientos cnbtr MGN12 300 mm. [59].

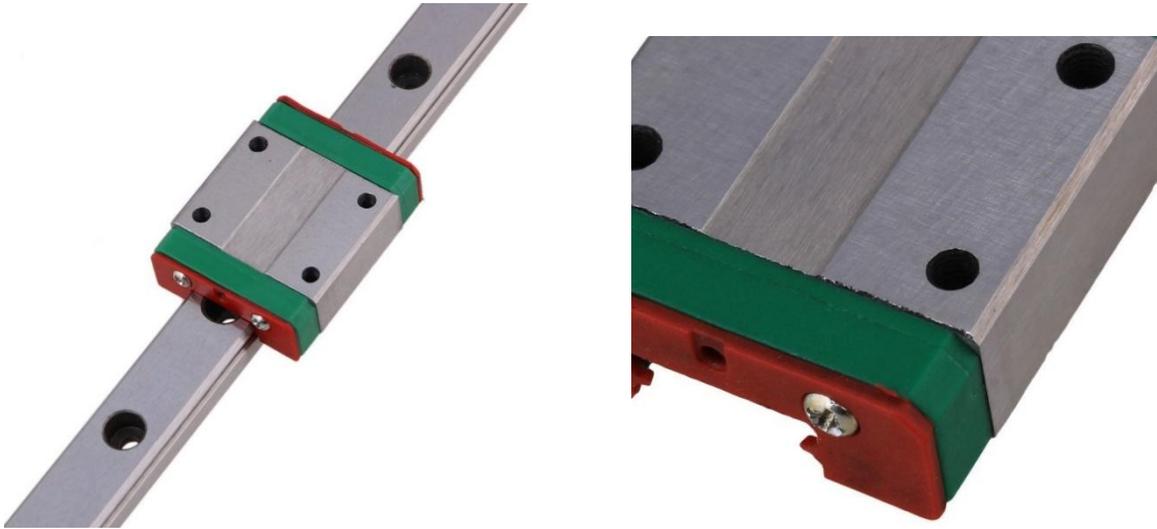


Fig. 4 7 Rodamientos cnbtr MGN12 300 mm. [59].

Se puede apreciar un sistema de patines de cadena de bolas. Esta opción fue elegida en preferencia a los sistemas de rodamientos lineales por ser más compacta, ocupando así menos espacio y evitando que la altura de la mesa fuese demasiado alta. Además, buscando dentro de estas opciones más baratas cabe mencionar que la diferencia de precio es muy pequeña. Aunque se verá con mayor detalle en la parte de ‘Mediciones y coste’ este set de patines cuesta 24.98 euros (1 guía y dos patines), por lo que estos rodamientos suponen un precio casi diez veces menor que la opción de RS.

El carril fue elegido por que tiene una longitud de 300 mm y una altura de 12 mm. Así se consigue que los carriles que vayan sobre el bloque 1 para el deslizamiento del bloque 2 no sobresalgan a lo largo del ancho del bloque. Está hecho de acero con coeficientes de fricción baja para conseguir un suave deslizamiento de los patines.

4.4 Diseño del mecanismo biela manivela.

En este apartado se verá el diseño del mecanismo completo del biela-manivela. Este mecanismo está formado por una biela y una manivela obtenidas mediante una placa de aluminio maciza de 10 mm de espesor y mecanizada de la forma apropiada para obtener el diseño que se mostrará a continuación.

En este conjunto incluimos también una pieza que actuará como una corredera, hecha de chapa de acero galvanizado de 3 mm de espesor, de tal forma que esta pieza irá unida a los bloques vistos anteriormente para transmitir el movimiento de una forma apropiada gracias al sistema de desplazamiento lineal del apartado anterior.

Incluimos además 8 rodamientos de SKF-623 de 10 mm de diámetro exterior y 3 mm de diámetro interno, junto con 3 arandelas y 2 pasadores cilíndricos de 3 mm de diámetro.

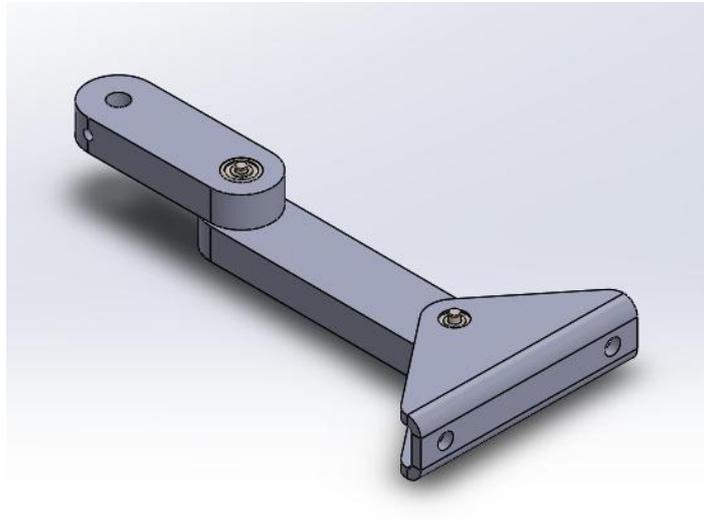


Fig. 4 8 Conjunto biela manivela.

A continuación, se muestra el diseño en una vista explosionada para apreciar los elementos interiores.

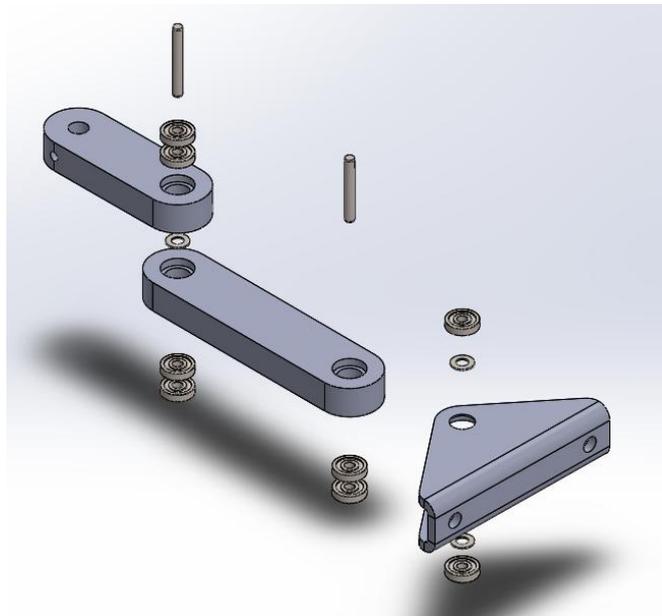


Fig. 4 9 Conjunto biela manivela vista explosionada.

Las barras están mecanizadas de tal manera que, los rodamientos van embutidos en su interior y a su vez los pasadores cilíndricos estarán embutidos a su cara interna.

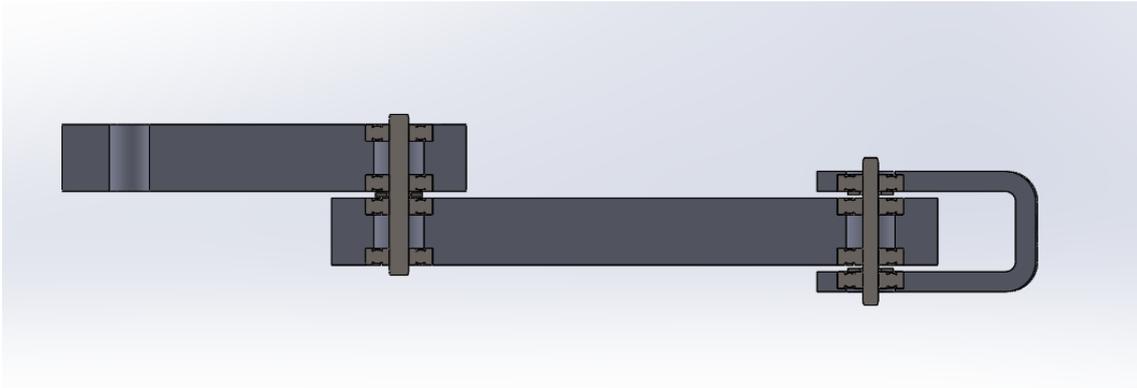


Fig. 4 10 Conjunto biela manivela corte en alzado.

4.5 Elección de los motores.

La elección de los motores se realizó sabiendo desde un primer momento que serían de corriente continua, ya que como se dijo anteriormente en el Capítulo 2, los motores de corriente continua son más baratos para unidades de pequeña potencia que los de corriente alterna. Sin olvidar que en este tipo de motores la velocidad que producen se puede controlar variando la tensión de alimentación.

Una vez decidido que serían motores de DC, se descartó la opción paso a paso por que la velocidad angular obtenida no sería del todo constante debido a su principio de funcionamiento, dando lugar a problemas.

Así que una vez elegido el tipo de motor, había que elegirlo en función de los parámetros de funcionamiento, como son la velocidad de giro y el par necesario para accionar el movimiento de la mesa.

Los cálculos del Capítulo 3 fueron realizados a partir de una velocidad de giro constante de 5 rad/s.

$$5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 47.75 \text{ r.p.m}$$

Y el par, ya desarrollado en el Capítulo 3 mediante diferentes métodos se obtuvieron los mismos valores, siendo el valor máximo que puede tomar de 0.2221 N.m.

Todo esto calculado, teniendo en cuenta la masa de los bloques (situación más desfavorable), es decir, el motor de la planta inferior, pero sin tener en cuenta rozamientos de los rodamientos con respecto a los patines. De tal forma que se calculó el par para una masa de 6 kg, y aunque el motor situado en la planta superior aguantara en torno a 3 kg se decide comprar los dos motores iguales.

Por tanto, ya se dispone de todo lo necesario para elegir los motores. La opción escogida fue:

70:1 Metal Gearmotor 37Dx70L mm with 64 CPR Encoder.

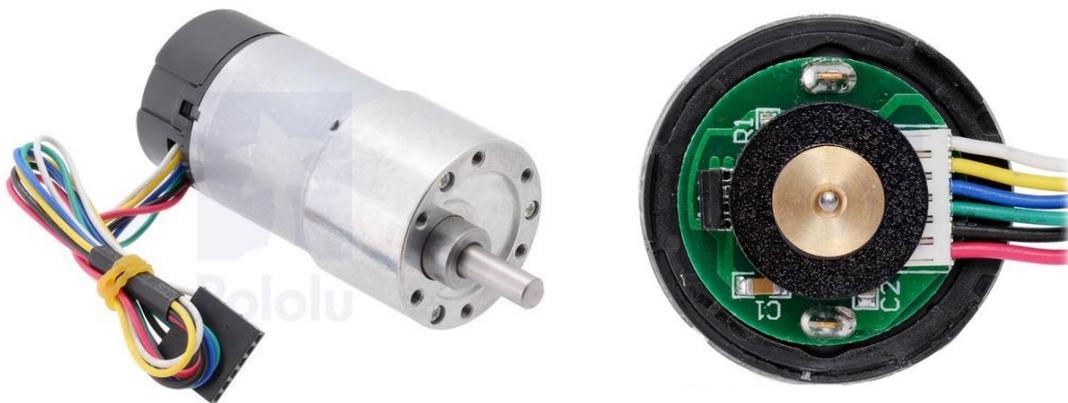


Fig. 4 11 70:1 Metal Gearmotor 37Dx70L mm with 64 CPR Encoder. [60]

Éste motor pertenece a la serie 37D Gearmotor de Pololu, dentro de su gama se caracteriza por su potencia, robustez y aptitud para los robots más exigentes. Funciona con una tensión de alimentación de 12V y dispone de una reductora de 70:1. Además dispone de un encoder integrado para poder monitorizar la rotación del motor. El encoder ofrece 64 pulsos por vuelta del motor, lo que significa que tiene 4480 pulsos por cada vuelta del eje de salida. El motor se atornilla de forma muy robusta con tornillos M3. Además, incluye un cómodo conector con las conexiones tanto del motor como del encoder.

Código de colores del conector:

- Rojo: VCC motor
- Negro: GND Motor
- Verde: GND Encoder
- Azul: VCC Encoder (3.5V a 20V ~10mA)
- Amarillo: Encoder A
- Blanco: Encoder B

Características:

- Dimensiones: 37x57mm
- Peso: 300 gramos aprox.
- Alimentación recomendada: 12V
- Par: 14kg.cm (12V/5A)
- Velocidad: 150RPM (12V/300mA sin carga)

4.6 Sujeción de los motores.

Para la sujeción de los motores se ha utilizado chapa plegada de acero galvanizado de 2 mm de espesor. La orientación de los motores será vertical y con el eje motor hacia abajo, de tal forma que la chapa contará con los orificios del motor para la correcta fijación del motor a la chapa.

Se muestra a continuación la sujeción del motor para la planta inferior. Este sistema de sujeción está compuesto de una chapa en forma de 'U' que alberga al motor, junto con otras 2 en 'L', de tal forma que estas últimas servirán para fijar la chapa en forma de 'U' a la masa de reacción.

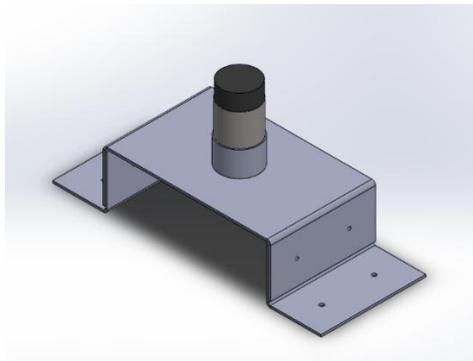


Fig. 4 12 Sujeción motor planta inferior.

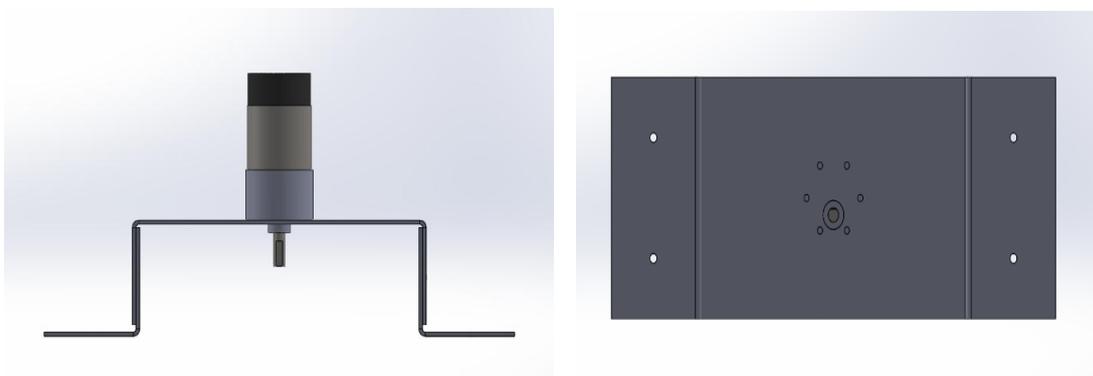


Fig. 4 13 Sujeción motor planta inferior alzado y planta.

ÁNGEL ARTERO REAL

Para la sujeción del motor superior se realiza un diseño similar, ya que se necesitarán 2 elementos en forma de 'L' para unir la estructura del motor al elemento estructural anexo a una de las caras del bloque 1, como se vio en apartados anteriores. Junto con el elemento que sujetará al motor, que en este caso tendrá que tener otro pliegue (hacia dentro) más para poder fijarlo a las chapas en forma de 'L'.

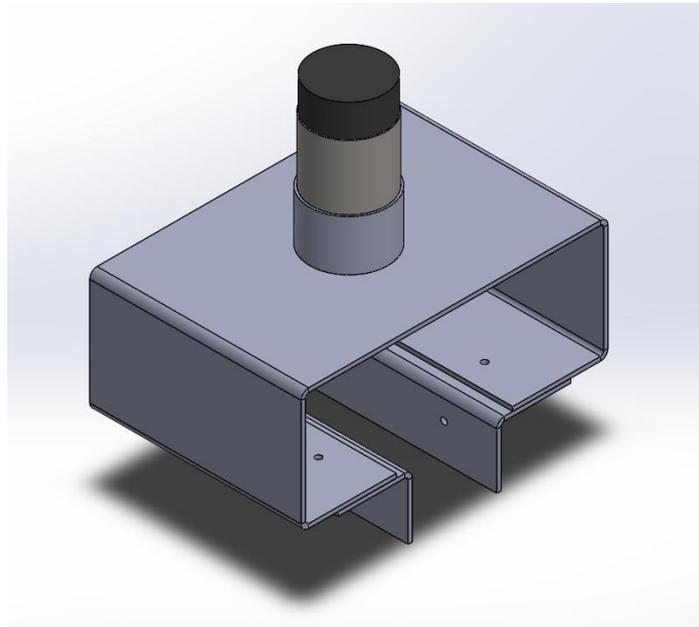


Fig. 4 14 Sujeción motor planta superior.

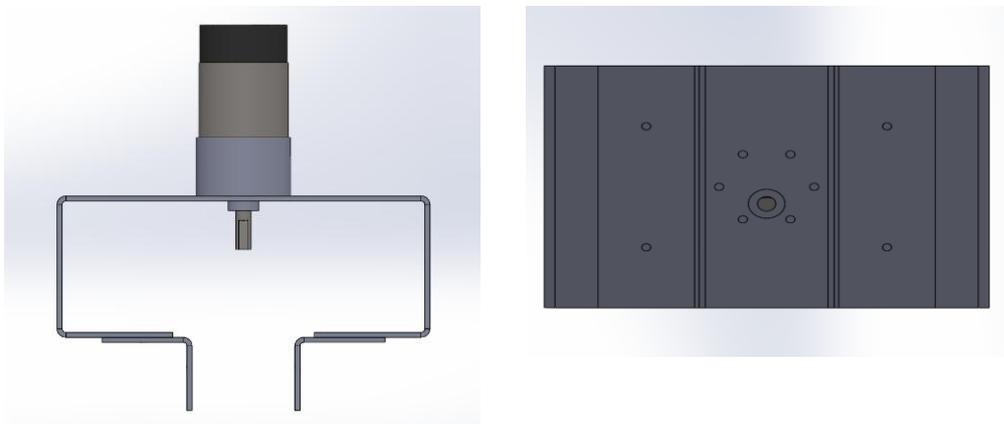


Fig. 4 15 Sujeción motor planta superior alzado y planta.

Asegurando el motor mediante los 6 orificios M3 que tiene disponibles a la chapa, se logrará una sujeción fuerte y rígida gracias al grosor de la chapa. Se menciona además que las uniones de las chapas se harán mediante remaches de cabeza avellanada DIN 1476 - A1 - \varnothing 3 - L= 6 mm. A excepción de las uniones de la sujeción inferior con la masa de reacción que se realizará con tornillos DIN 7985 M4 x 30.

4.7 Superficie de simulación.

Como superficie de simulación se elige una tabla de madera de pino básico. Esta irá situada sobre el bloque de simulación de la mesa y tiene como objetivo albergar en su superficie los elementos a ensayar.



Fig. 4 16 Superficie de simulación.

Tiene unas dimensiones de 300x230x10 mm, de tal forma que cuenta con un espesor suficiente para no sufrir flexión. El motivo por el cual no mide 300x300 mm de superficie es para que no sea preciso desmontar el tablón si se desea acceder a los tornillos de los rodamientos.

4.8 Sistema de control.

Para dicho sistema serán precisos una serie de elementos y componentes electrónicos, tales como un Arduino Mega 2560, una pantalla LCD 16x2 DC 5V, 4 pulsadores, 2 puentes H (High-Power Motor Driver 36v9) y un potenciómetro (2K OHM 0.5W PC PIN) para el contraste de la pantalla LCD. Además, para que todo esto funcione será necesario una fuente de alimentación ordinaria de PC y cables Dupont MM, HM y HH.

La visualización de los mismos podrá realizarse en el Anexo II. 'Fabricación prototipo y puesta en marcha'.

4.9 Sistema de adquisición y procesamiento de datos.

Como sistema de adquisición y procesamiento de datos, se cuenta con el mismo Arduino, el cual recibe información de un acelerómetro.

Se elige el acelerómetro SparkFun IMU Breakout - MPU - 9250.



Fig. 4 17 Acelerómetro SparkFun IMU Breakout - MPU - 9250. [61]

Este nos proporcionará las aceleraciones de las 3 direcciones del espacio (x, y, z) cada cierto tiempo, programable siguiendo las especificaciones del producto.

Estos 2 últimos apartados se centran únicamente en mencionar los diferentes elementos que componen el sistema de control y de adquisición de datos.

4.10 Esquema del sistema de control.

A continuación, se muestra el esquema eléctrico de los componentes anteriormente mencionados.

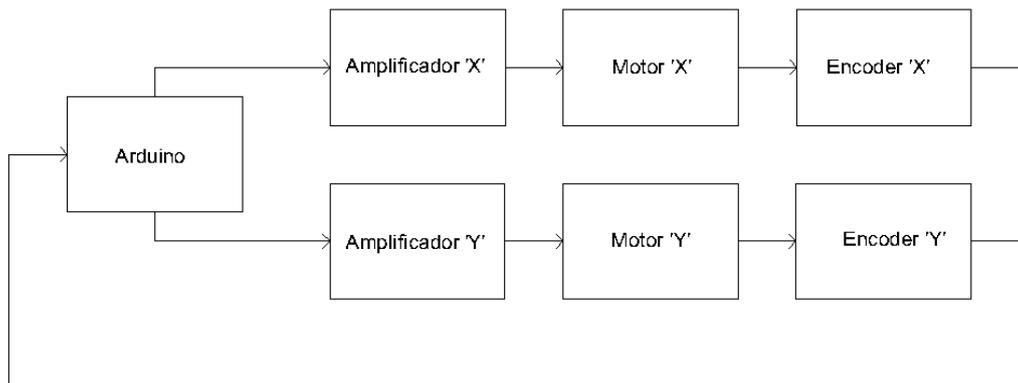


Fig. 4 18 Esquema de control de los motores simplificado.

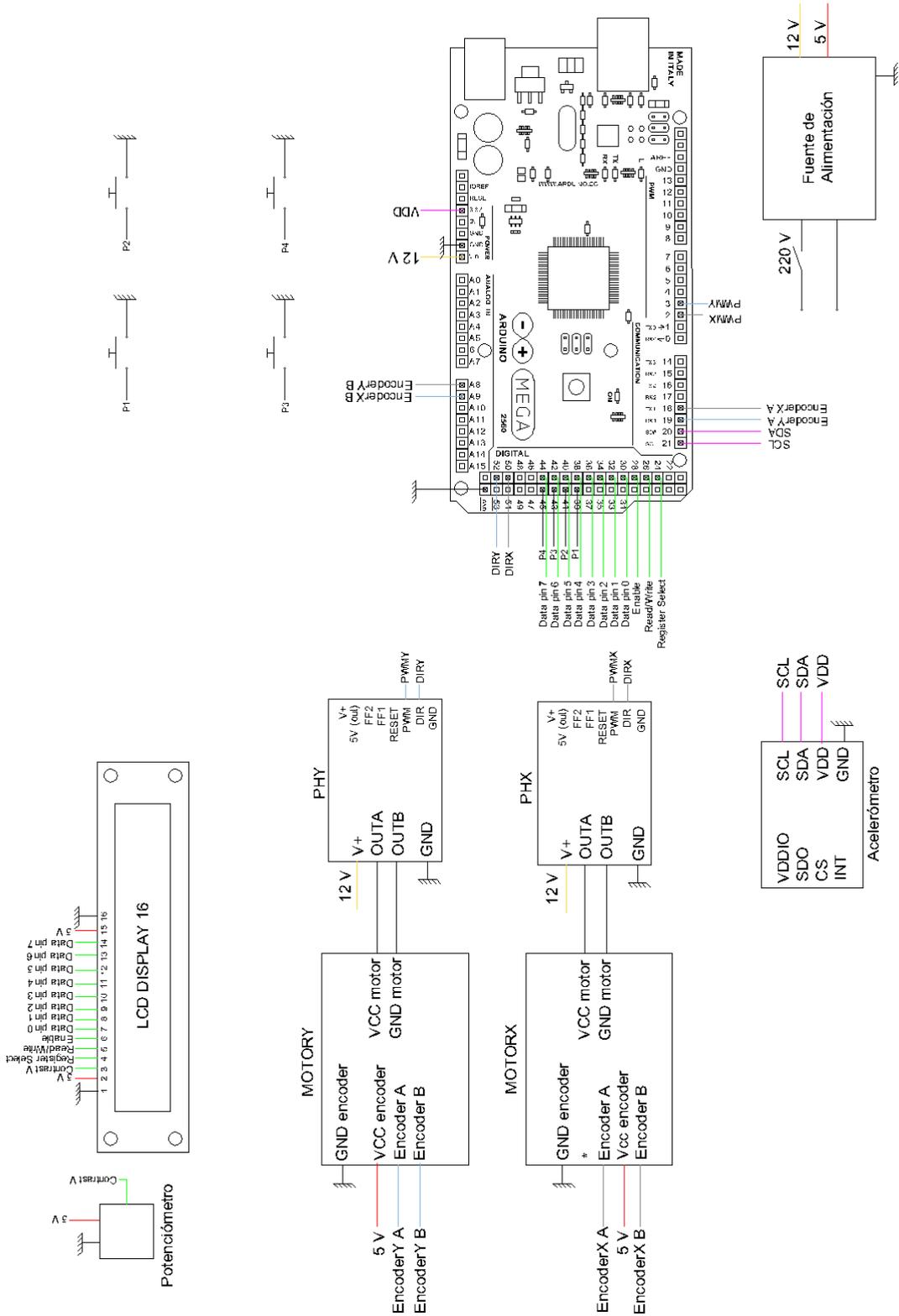


Fig. 4 19 Esquema sistema de control.

4.11 Fabricación del prototipo.

A partir del diseño final mostrado en las figuras 4.1 y 4.2 se realizó un prototipo (Fig. 4.20), en el Anexo II podrá visualizarse su fabricación si se precisa.

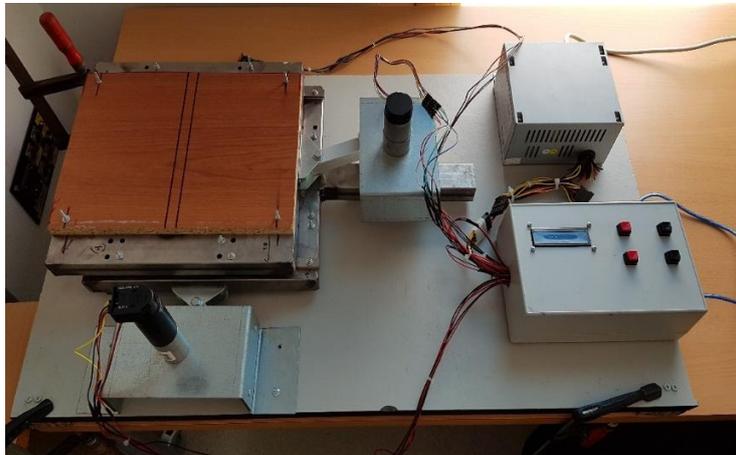


Fig. 4 20 Prototipo 'Mesa de vibraciones para el estudio de sismos'.

Dicho prototipo cuenta con un sistema de control eléctrico mediante Arduino, siguiendo los componentes y el esquema eléctrico visto en apartados anteriores.

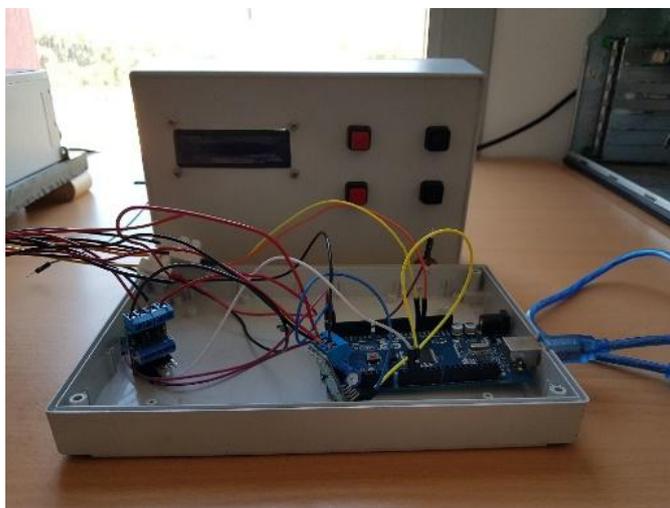


Fig. 4 21 Sistema de control del prototipo.

Una vez montado el prototipo se realizó una pequeña maqueta de espaguetis con forma de paralelepípedo y con un tejado a dos aguas de cartón. Dicha maqueta está unida a la superficie de simulación mediante silicona caliente, posteriormente se activó el funcionamiento de los motores al 100 % (12 V) durante 1 min para apreciar el comportamiento de la estructura bajo la acción de la simulación sísmica. Además se comprobó que el acelerómetro medía correctamente.

Capítulo 5.

Conclusiones y trabajos futuros.

Como conclusión se puede decir que se han alcanzados los objetivos propuestos del trabajo, es decir, se ha realizado el diseño, simulación, fabricación y experimentación de una mesa de trabajo bidireccional para el estudio y simulación de terremotos. Todo esto teniendo en cuenta un bajo coste de fabricación. La experimentación se ha reducido a comprobar el correcto funcionamiento de la mesa de vibraciones mediante el ensayo mencionado al final del apartado 4.11.

A continuación se mencionan futuros trabajos para el prototipo creado, o bien si se desea, construir el diseño visto en el capítulo anterior, ya que como se verá en el Anexo II 'Fabricación prototipo y puesta en marcha' algunos elementos difieren del diseño propuesto en dicho capítulo, en mayor medida por no disponer de los conocimientos y/o herramientas precisas para llegar a dicho fin.

Una vez se ha creado el prototipo, las posibilidades aumentan, ya que solo se tiene que crear el programa adecuado en Arduino para que la mesa realice los movimientos que se consideren apropiados para la simulación de terremotos.

Actualmente con el código de Arduino implementado en el prototipo (ver Anexo IV), se puede decir que las posibilidades de movimiento son limitadas, ya que la programación y la realización del control de la mesa de vibraciones están fuera de los objetivos de este Trabajo de Fin de Grado. Con el firmware actual se utilizan los cuatro pulsadores de los que dispone para subir y bajar la velocidad de giro de los motores en bucle abierto controlando la señal PWM a partir de dichos pulsadores, desde velocidad nula hasta la máxima velocidad del motor conseguida con 12 V, y siempre en el mismo sentido de giro. Además, se puede visualizar la velocidad de giro en porcentaje a la que está girando en la pantalla LCD.

Como trabajos futuros se puede destacar primeramente la implementación de la lectura de los encoders para poder realizar un control de velocidad en bucle cerrado. Esto es realmente importante porque se recuerda que el objetivo de la mesa es que no realice giros completos si no que recorra un cierto rango de ángulos en la zona de trabajo lineal, como se vio en el Capítulo 3.

Además, como ya se dijo en el capítulo anterior el acelerómetro proporciona las aceleraciones que sufre el mismo en los tres ejes del espacio. Por ejemplo, podría realizarse en programas posteriores que estos tres datos se muestren por pantalla para apreciar los efectos de las vibraciones producidas o bien recoger esta información en una tarjeta SD para su posterior interpretación. De igual modo que instalar más acelerómetros si se considerara necesario.

Finalmente se comenta que sería interesante realizar una estimación real del rozamiento existente entre los rodamientos de bolas y la guía sobre la cual se deslizan.

Como resultado de este TFG, se ha escrito un artículo científico titulado 'Simulador sísmico de bajo coste para un uso en prácticas de docencia' enviado a las XXXIX Jornadas de Automática (Badajoz) y que actualmente se encuentra en espera de respuesta de aceptación.

Bibliografía.

- [1] Avello Iturriagagoitia, Alejo: *Teoría de máquinas*. Universidad de Navarra, 2014.
- [2] Colina Martínez, Jaime de la; Ramírez de Alba, Horacio: *Características de los sismos y sus efectos en las construcciones* (Segunda de dos partes) Ciencia Ergo Sum, vol. 6, núm. 2, julio, 1999 Universidad Autónoma del Estado de México.
- [3] Ferriche Fernández-Castanys, Mercedes: *Daños producidos por terremotos*. Instituto Andaluz de Geofísica y Prevención de Desastres Sísmicos.
- [4] Peralta, José Antonio; Reyes López, Porfirio; Godínez Muñoz, Alfredo: *El fenómeno de la resonancia*. Departamento de Física, Escuela Superior de Física y Matemáticas Instituto Politécnico Nacional, Ed. 9, U.P. Adolfo López Mateos, C.P. 07738, México D.F.
- [5] Gobierno de España, Ministerio de fomento: *Norma de construcción Sismoresistente: Parte General y edificación (NCSE-02)*. Centro de publicaciones. Secretaría General Técnica. Ministerio de Fomento.
- [6] The MathWorks Inc.: *SimMechanics 2. User's Guide. Matlab & Simulink*. 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, 2007.
- [7] Clavijo Cartajena, Juan Carlos; Ramirez Contreras, Luis Reinaldo: *Diseño, modelamiento y simulación de una mesa sísmica unidireccional hidráulica*. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingeniería Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica Bucaramanga, 2011.
- [8] Morales Reyes, Judith: *Diseño, prototipaje y caracterización de una mesa sísmica de 1 grado de libertad a escala*. Universidad de Valladolid, 2017.
- [9] Werlinguer I, Camilo: *Biología Marina y Oceanográfica: Conceptos y procesos, Tomo 1*. Editor, Capítulo 6. Tectónica de placas, Miroslav Rodriguez. Universidad de Concepción, 2004. Trama Impresores S.A., Talcahuano. 700 Pp.
- [10] A. Coral, Horacio; Ramírez, José M.; Rosero, Esteban E.; Thomson, Peter; Gómez, Daniel; Marulanda, Johannio: *Diseño, construcción y control de un simulador sísmico uniaxial teleoperable para modelos estructurales a pequeña escala*. Universidad del Valle 2010.
- [11] Cortes Delgado, María: *Development of the UPRM earthquake simulator facility for dynamic model analysis*. Universidad de Puerto Rico, Mayagüez Campus, 2005.
- [12] Bernal Ruiz, Néstor Mauricio: *Automatización del Equipo de Simulación Sísmica Uniaxial del Laboratorio de Estructuras*. Universidad Militar Nueva Granada, Facultad de ingeniería, Ingeniería Mecatrónica, Bogotá D.C, 2013.

- [13] Aliaga Vargas, Ignacio; Bravo, Paulina; Bustamante, Ricardo et al. : *Automatización de procesos industriales, sensores de corriente*. Universidad de Talca, Campus Los Niches.
- [14] Bagad, V.S. *Mechatronics* (4th revised ed.). Technical Publications, 2009.
- [15] Elorrieta, Alejandro: *Modelado y control cinemático de un brazo robótico de tres grados de libertad*. Universidad de Almería, 2016.
- [16] WEST INSTRUMENTS MÉXICO, S.A. Manual de aplicación de Encoders. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.ahomee.com.mx/ENCODERS.pdf>
- [17] Rexroth Bosh Group. Catálogos Rexroth. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: http://www.dbrautomation.com/doc/catalogos_tecnologia_lineal_rexroth.html
- [18] Mosconi, Osvaldo Luis. Motor lineal. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: http://www.infopl.net/files/documentacion/motion_control/infopl.net_MOTOR_LINEAL.pdf
- [19] Quanser. Shake Table I-40. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.quanser.com/video/shake-table-40/>
- [20] Quanser. Shake Table III. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.quanser.com/video/shake-table-iii-xy/>
- [21] Quanser. Shake Table II. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.quanser.com/video/shake-table-ii/>
- [22] Servotest. Vibration and Shake Table Systems. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.servotestsystems.com/vibration-shake-tables.html>
- [23] Aimil. 3-Axis Shake Table. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.aimil.com/products/3-axis-shake-table>
- [24] BISS. Uniaxial Shake Table. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: http://biss.in/cms/v2/index.php?option=com_content&view=article&id=246&Itemid=315
- [25] PITSCO EDUCATION. EZ Shake Table. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.pitsco.com/EZ-Shake-Table>
- [26] MIND SETS. SEP Shake Table. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://mindsetsonline.co.uk/shop/sep-shake-table/>
- [27] Meteorología en red. Capas de la tierra. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.meteorologiaenred.com/capas-tierra.html>
- [28] AstoMía. Tectónica de placas. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.astromia.com/tierraluna/tectonica.htm>
- [29] Amalia Cáceres. Placas tectónicas. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://profgeo.wordpress.com/2010/02/28/placas-tectonicas/>

- [30] Perú.com. Terremoto en Ecuador: imágenes desde una de las zonas más golpeada. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://peru.com/actualidad/internacionales/terremoto-ecuador-imagenes-desde-zonas-mas-golpeada-portoviejo-noticia-450877-1415746>
- [31] Alibaba.com. Rodamiento de rodillos. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/track-roller-bearing-fr15-fr15z-for-v-groove-rail-guide-60454295069.html>
- [32] Areadetecnología.com. Tipos de motores eléctricos. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/electricidad/tipos-de-motores-electricos.html>
- [33] Areadetecnología.com. Servomotores. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/electricidad/servomotor.html>
- [34] Areadetecnología.com. Motor eléctrico. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/EL%20MOTOR%20ELECTRICO.htm>
- [35] Funcionamiento de una noria. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://roble.pntic.mec.es/fmir0002/sanfeliz/norias/funcionoria.html>
- [36] Ciencia y cultura. Entrevista imposible a Arquímedes. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.revistac2.com/entrevista-imposible-a-arquimedes/>
- [37] Sánchez, Vicente. Clasificación y funcionamiento de las bombas centrífugas. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://es.slideshare.net/vicentesutera/bombas-centrifugas-45903377>
- [38] Máquinas hidráulicas. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: http://gonzalezpyadira.mex.tl/845654_5-1--Elementos-constitutivos-de-las-bombas-rotodinamicas-.html
- [39] Ferrovicmar. Compresor de pistón. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.ferrovicmar.com/herramientas-electricas.asp?producto=compresor-abac-fc250>
- [40] Frax3D. CoreXY. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.frax3d.com/corexy>
- [41] CLR. Tipos de encoders y aplicaciones en motores. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://clr.es/blog/es/tipos-de-encoders-aplicaciones-motores/>
- [42] De máquinas y herramientas. ¿QUÉ ES UN ENCODER, CUÁLES SON SUS TIPOS Y PARA QUÉ SIRVEN? Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.demaquinasyherramientas.com/mecanizado/encoder-tipos>
- [43] PCB PIEZOMETRICS. Introduction to MEMS Accelerometers. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.pcb.com/Resources/Technical-information/mems-accelerometers>

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

[44] Luis LLamas. CÓMO USAR UN ACELERÓMETRO EN NUESTROS PROYECTOS DE ARDUINO. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.luisllamas.es/como-usar-un-acelerometro-arduino/>

[45] MNX. What is MEMS Technology?. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.mems-exchange.org/MEMS/what-is.html>

[46] DLI Engineering. El Acelerómetro. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://azimadli.com/vibman-spanish/elacelermetro.htm>

[47] Deyanira Paz Tadeo. Bombas reciprocantes. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://bombasdesdesplazamientopositivounteiq.blogspot.com.es/p/bombas-reciprocantes.html>

[48] WARSON MARLOW. Bombas de lóbulos. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.watson-marlow.com/mx-es/support/against-the-competition/Lobe-pumps/>

[49] Naylamp Mechatronics. Sensor de efecto hall. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://naylampmechatronics.com/sensores-proximidad/232-sensor-de-efecto-hall-ss49e.html>

[50] Maxon motor. EPOS. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.maxonmotor.es/maxon/view/content/EPOS-Detailsite>

[51] National Instruments. USB-6211. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.ni.com/es-es/support/model.usb-6211.html>

[52] FPT Fluid Power Technology. Grupo hidráulico portátil. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/grupo-hidraulico-portatil-141612.html>

[53] Gonzalez Mojica, Favio; Sabogal Martinez, Jairo. Dispositivo para generar sismos a escala. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://es.slideshare.net/diales/dispositivo-para-generar-sismos-a-escala>

[54] Ingeniería mecafenix. Encoder ¿cómo funciona? y sus tipos. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.ingmecafenix.com/automatizacion/encoder/>

[55] Grupo GAES. EPOS. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.grupogaes.com/productos/movimiento-lineal/guias-lineales-encoder.html>

[56] Sensing. Acelerómetros piezoeléctricos. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl/SENSORES-Y-TRANSDUCTORES_35/Aceler%C3%B3metros---Sensores-de-aceleraci%C3%B3n_49/Aceler%C3%B3metros-piezoel%C3%A9ctricos_50/

[57] Arduino. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.arduino.cc/>

[58] RS. Conjunto guías lineales. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://es.rs-online.com/web/p/guias-lineales-conjunto/4919330/>

[59] Amazon. Rodamientos lineales. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: https://www.amazon.es/MGN12-300-deslizamiento-rodamientos-precisi%C3%B3n-medic%C3%B3n/dp/B06XG2ZDJG/ref=sr_1_7?s=tools&ie=UTF8&qid=1520104080&sr=1-7&keywords=CNBTR+deslizante+300

[60] BricoGeek. Motor con reductora. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://tienda.bricogeek.com/motores-dc/815-motor-con-reductora-701-con-encoder.html>

[61] DigiKey. Sensores. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://www.digikey.es/product-detail/es/sparkfun-electronics/SEN-13762/1568-1420-ND/6166011>

[62] GitHub. Ualshaker. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <https://github.com/ingmec-ual/ual-shaker>

[63] El mundo. ¿Por qué es tan difícil predecir un terremoto?. Fecha de consulta: 21/06/18. Disponible en: <http://www.elmundo.es/elmundo/2010/01/13/ciencia/1263390561.html>

Anexo I. Simulaciones en Simulink.

A modo de comprobación también se realizó una simulación mediante Simulink, este, es un entorno de programación mediante bloques, que funciona sobre el entorno de programación de MATLAB [6].

Por tanto, el primer objetivo en este anexo es realizar el mismo mecanismo y junto con una simulación a lo largo de una vuelta de la biela para comprobar si se obtienen los mismos resultados de posición, velocidad, aceleración, par motor y reacciones en X e Y del eje motor.

El entorno de programación de Simulink, es el siguiente:

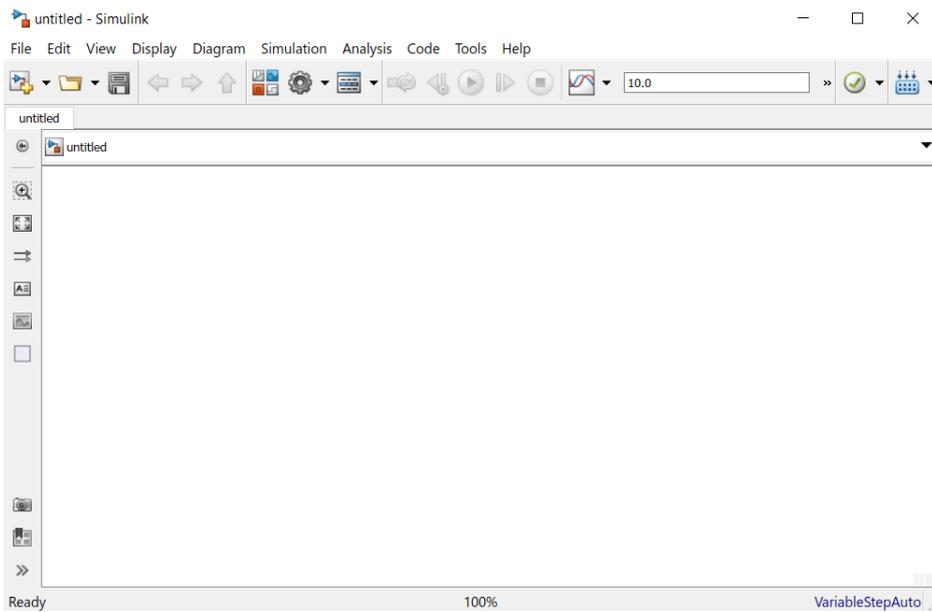


Fig. A.1 1 Entorno programación Simulink.

Como bien se ha dicho antes Simulink es un entorno de programación mediante bloques, es decir, un lenguaje de programación de alto nivel.

Primero se verá la programación completa del mecanismo, y debido al reducido tamaño de los bloques será preciso analizar más detalladamente las diferentes partes que componen la programación del mismo.

Para evitar que sea demasiado extenso no se mostrarán detalladamente los valores introducidos en los bloques. Si se desea visualizar habrá un enlace a GitHub [62].

A continuación, se mostrará el diagrama de bloques creado en Simulink.

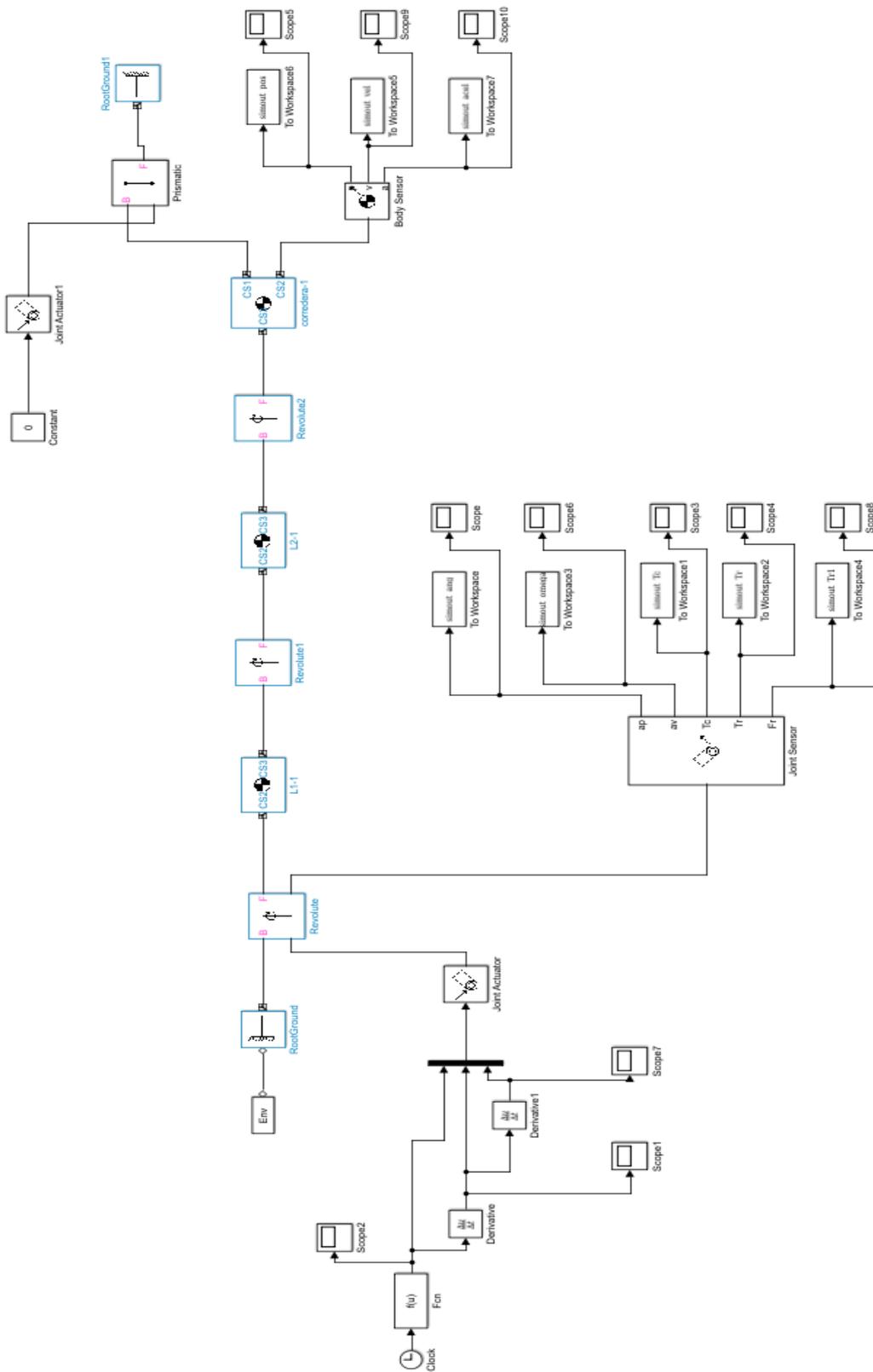


Fig. A.1 2 Diagrama de bloques mecanismo biela manivela.

A continuación, al igual que cuando se realizaron los cálculos del biela-manivela en el Capítulo 3 se muestra una simulación del movimiento del mecanismo en Simulink.

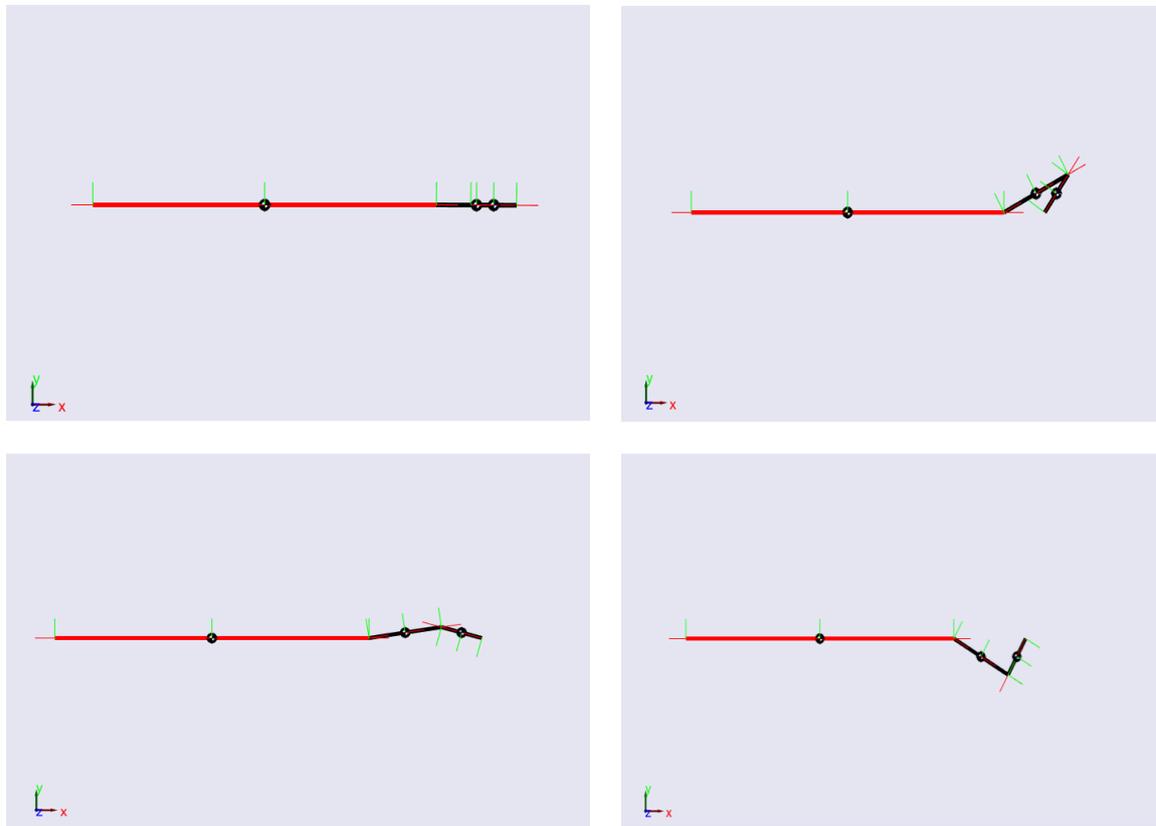


Fig. A.1 3 Simulación del mecanismo biela manivela.

En este caso se puede apreciar que en el punto 2 se encuentra una plataforma de color rojo, representando la estructura de perfiles de acero soldado. Esta tendrá una masa de 6 kg.

Para conseguir que la simulación a lo largo del tiempo diera una vuelta completa, teniendo en cuenta una velocidad de giro constante de 5 rad/s se realiza el siguiente cálculo:

$$\omega \left(\frac{rad}{s} \right) = N(rad) \cdot t(s)$$

$$t = \frac{N}{\omega} = \frac{2\pi rad}{5 \frac{rad}{s}} = 1.2566 s$$

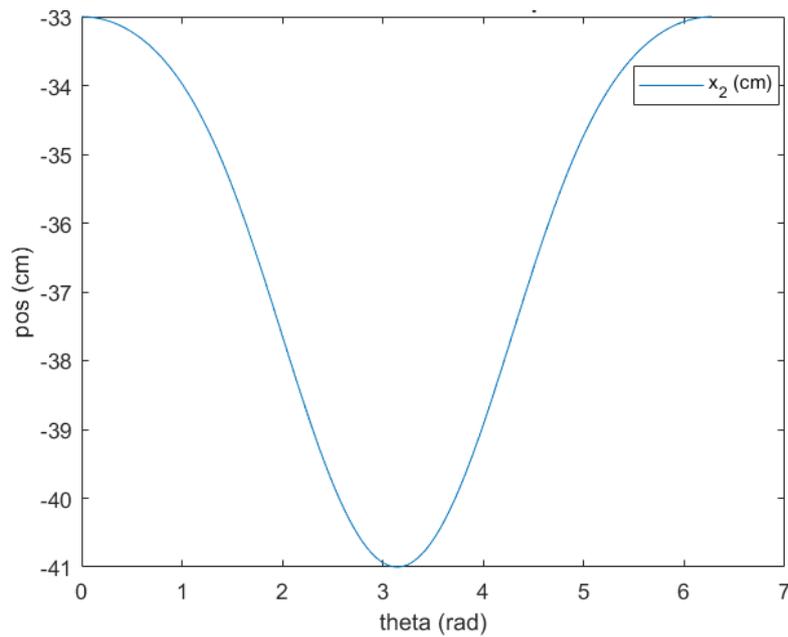


Fig. A.1 4 Evolución de las coordenadas del punto 2 Simulink.

La diferencia en las coordenadas se debe a que Simulink calcula la posición a partir del extremo izquierdo de la plataforma de simulación a diferencia de la simulación cinemática que utilizaba el punto 2 (extremo derecho de la plataforma de simulación). Debido a esto hay 30 cm más, siendo esto precisamente el largo de la plataforma de simulación.

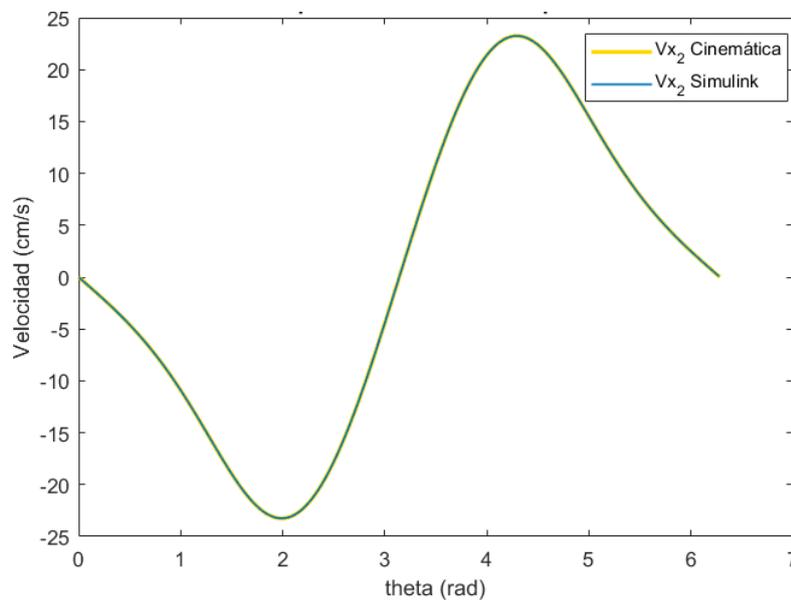


Fig. A.1 5 Comparación velocidad del punto 2.

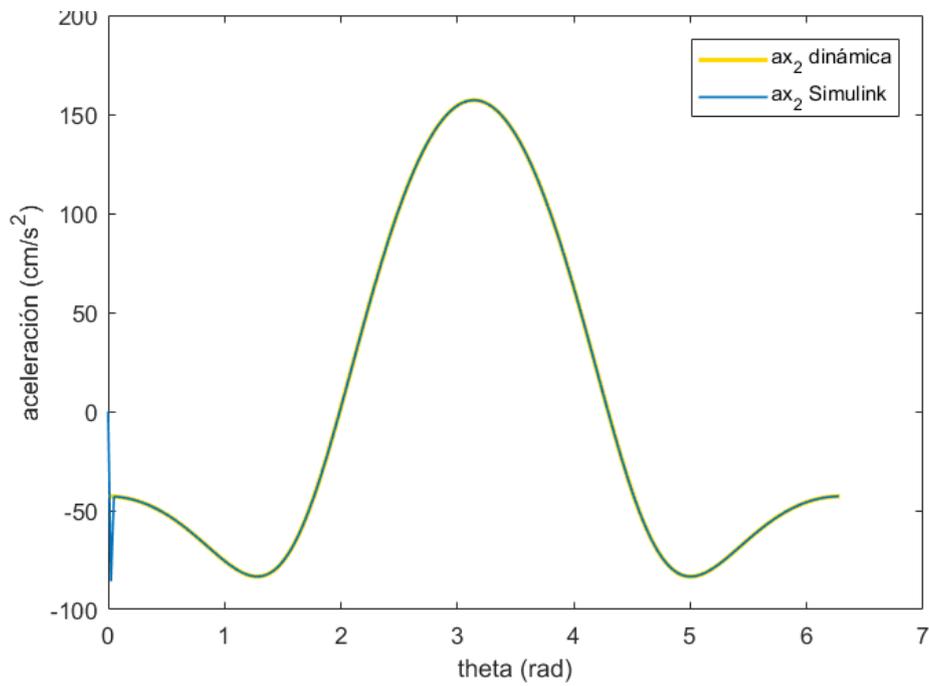


Fig. A.1 6 Comparación aceleración del punto 2.

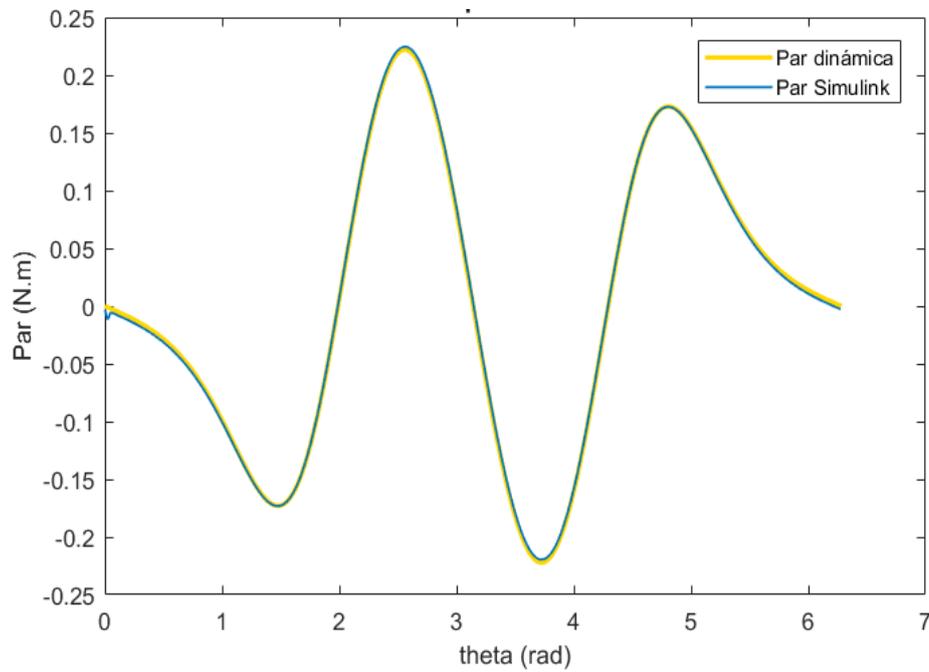


Fig. A.1 7 Comparación par.

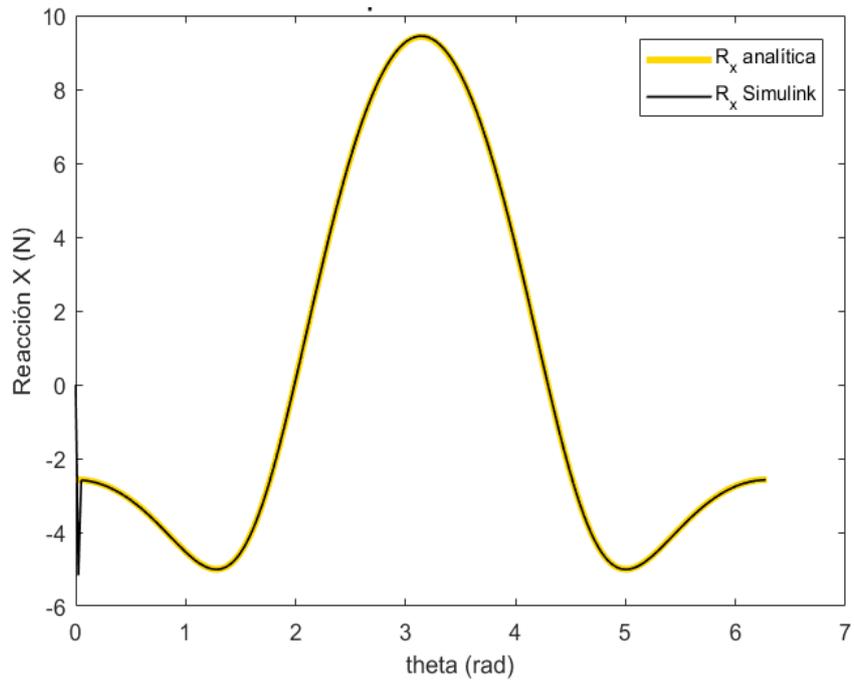


Fig. A.1 8 Comparación reacción X.

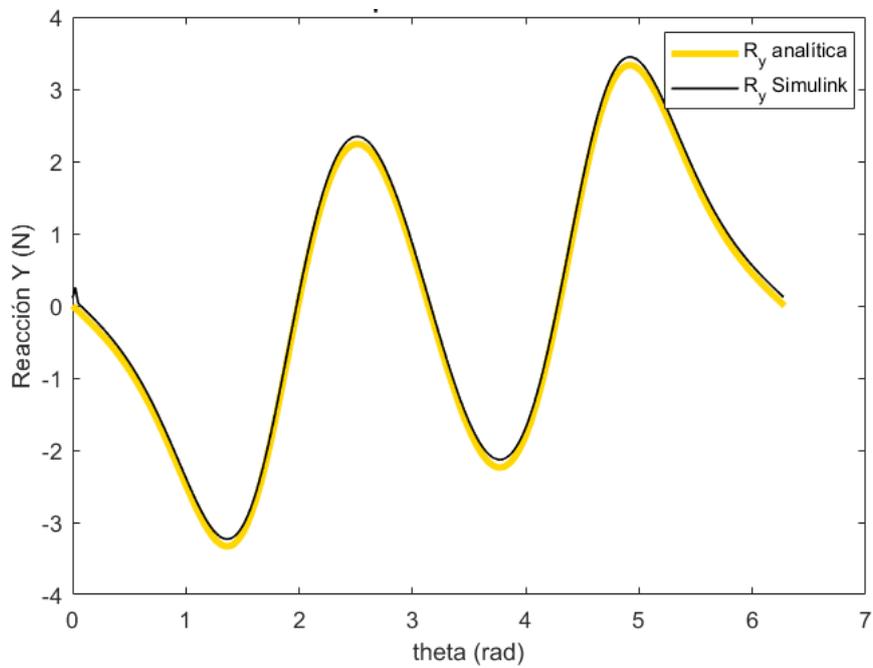


Fig. A.1 9 Comparación reacción Y.

Después de esta simulación simple para el mecanismo se realizó otra para la mesa al completo, para ello fue preciso exportar los archivos de SolidWorks de las piezas que se habían dibujado.

A continuación, se mostrarán algunas imágenes de la simulación, para no alargar el trabajo no se mostrará ni el diagrama de bloques ni los resultados. Todos estos archivos, como se ha dicho previamente se encuentran en el enlace de GitHub si se desean apreciar los resultados, junto con la simulación.

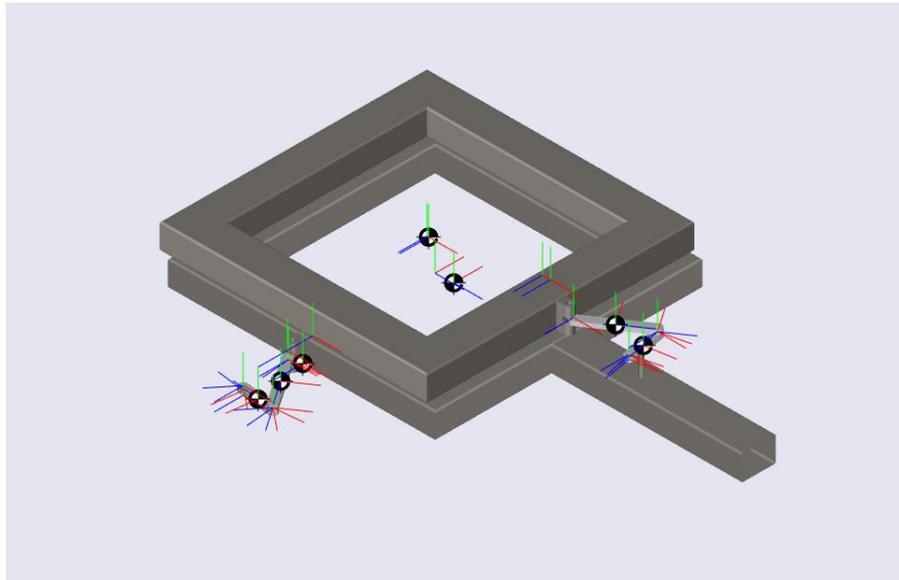


Fig. A.1 10 Simulación mesa completa posición inicial.

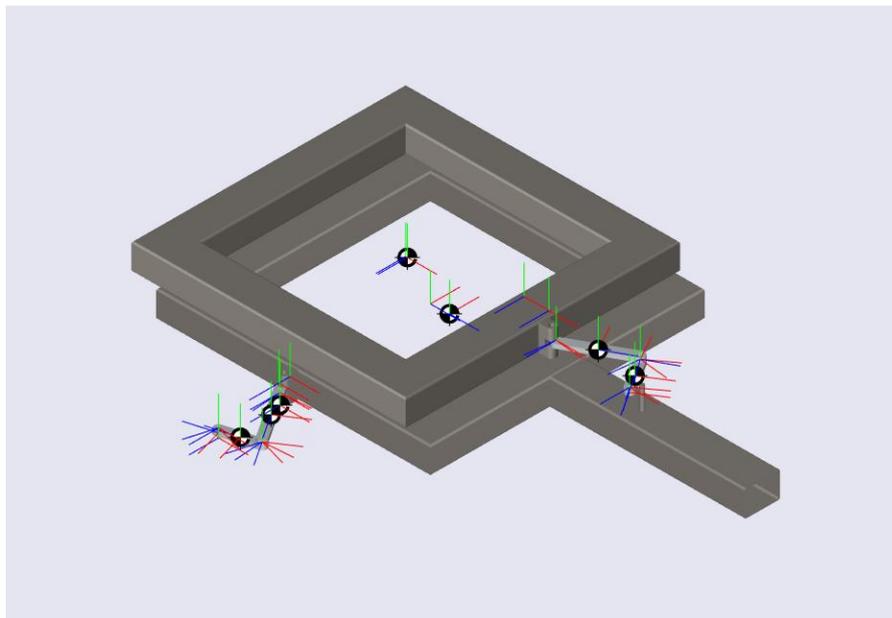


Fig. A.1 11 Simulación mesa completa posición final.

Anexo II. Fabricación prototipo y puesta en marcha.

II.1 Introducción.

En el siguiente anexo se verá el desarrollo de la fabricación del prototipo de ‘Mesa de vibraciones para el estudio de sismos’.

II.2 Fabricación de los bloques.

Tras diferentes propuestas que por complicaciones a la hora de fabricarlas fueron rechazadas, se llegó al diseño final de los bloques. Las versiones previas se mostrarán en el anexo correspondiente.

Estos bloques están hechos con tubos de sección rectangular de acero de 30x40x1.5 mm, formando cada uno un cuadrado de 300x300 mm. Están cortados y soldados a escuadra, es decir, a 45 °. El primer bloque en un lateral tiene un tubo de las mismas características situado en el centro de la cara, donde irá colocado el motor para la parte superior de longitud 22 mm. Por otro lado, el bloque 2 cuenta con un tubo de sección cuadrada de 10 mm de lado y de 220 mm de longitud utilizado para aportar rigidez al bloque y colocado de forma que sean coincidentes las caras superiores del bloque y de dicho tubo para que pueda ir perfectamente apoyado encima el tablón de madera.

El proceso para fabricar estos bloques fue el siguiente:

- 1) Se escogió de material acero, aunque este sea más pesado que el aluminio. Teniendo en cuenta que este último sería mucho mejor opción, ya que interesa que el peso de la estructura no sea demasiado elevado, ya que supondría un aumento de costo en los elementos motores. El motivo por el que se eligió el acero por la falta de disponibilidad de herramientas para poder soldar aluminio.



Fig. A.2 1 Almacén de tubos de acero.

- 2) Una vez elegido el material, es necesario saber las dimensiones del tubo, se decidió escoger de 30x40 mm por que 40 mm es un ancho realmente bueno para los bordes de la estructura, teniendo en cuenta que los rodamientos tienen un ancho de centro a centro del taladro de 20 mm, con 40 mm hay suficiente margen para que además el rodamiento quede completamente centrado sin salirse del ancho del marco.



Fig. A.2 2 Tubo de acero 40x30x1.5

- 3) Una vez seleccionado el tubo, ya en la máquina de corte; se prepara para realizar cortes a 45° y de 300 mm de longitud (midiendo la distancia más larga del tubo una vez cortado). Para esto cada vez que se realiza el segundo corte del tubo se debe voltear el tubo 180° para realizar los cortes correctamente. Hay que tener en cuenta que se cortan los tubos a 45° dejando la parte ancha del tubo horizontal. Se cortan también los otros elementos tubulares necesarios con las características anteriormente mencionadas. El corte y soldadura se realiza a 45° para tener mejor comportamiento a flexión en las esquinas.



Fig. A.2 3 Máquina de corte eléctrica y corte de tubo.

- 4) Reunidos los materiales necesarios, se prepara para la soldadura. Ésta se realizó mediante una máquina de soldadura por arco. Para asegurar que los bloques quedaban totalmente planos fue necesaria la ayuda de 2 sargentos de carpintero, para ir uniendo cada dos piezas los tubos. Todo esto realizando primero puntos de soldadura en las caras superior e inferior, de esta forma se puede corregir fácilmente algún error que se haya podido cometer y asegurando continuamente que la estructura completa está plana. Para todo este proceso fue necesario el uso de una escuadra para asegurar 90º en cada esquina, junto con un metro para asegurar que las distancias son las correctas, midiendo por ejemplo de esquina a esquina en diagonal y comprobando que ambas miden lo mismo.



Fig. A.2 4 Soldadura con hilo.

- 5) Una vez está la estructura unida y se confirma que todo está bien colocado no hay más que realizar los cordones de soldadura. Para ello se realiza en este orden: primero los 4 interiores, luego los exteriores y finalmente los de una cara y a continuación la otra.
- 6) Se repite el mismo proceso para los elementos tubulares de apoyo mencionados anteriormente.
- 7) Teniendo ya los bloques soldados, es necesario utilizar un esmeril angular con un disco apropiado para dejar buenos acabados en la estructura creada. Sobre todo, será imprescindible en las caras superior e inferior, insistiendo en que debe ser lo más plana posible de nuevo. Además, se repasan también los cordones de soldadura exterior para evitar enganches o roces molestos mientras se monta la mesa de simulación de sismos.



Fig. A.2 5 Esmeril angular.

El resultado final fue el siguiente:

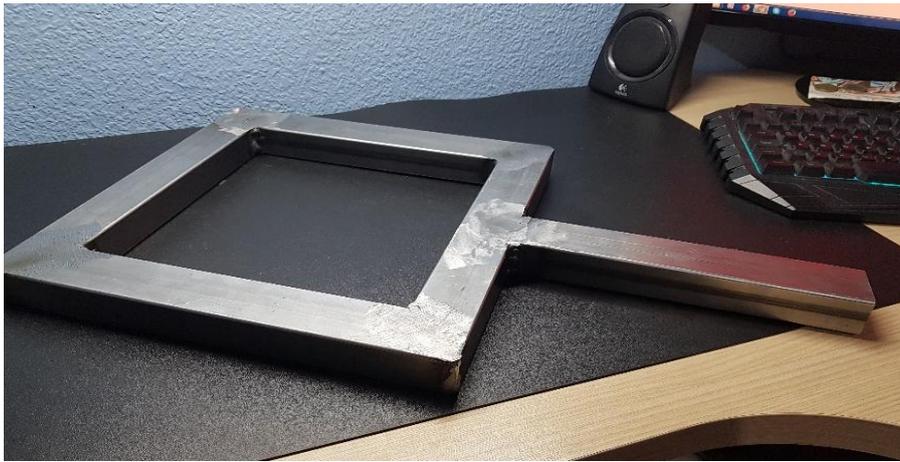


Fig. A.2 6 Bloque 1.

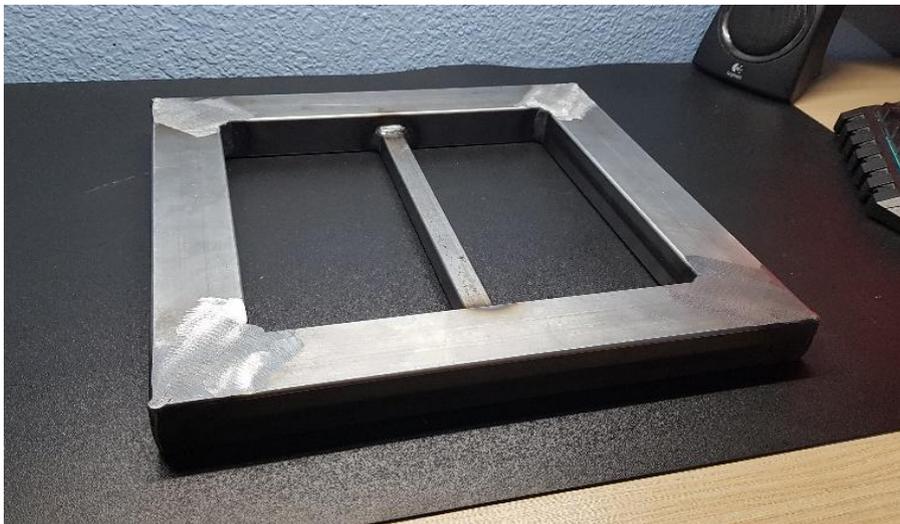


Fig. A.2 7 Bloque 2.

Una vez estaban preparados los bloques, había que realizar los orificios necesarios.

Previamente se comenta que tanto para las uniones entre las guías y la plataforma de simulación o el tablero de resina y los rodamientos y la plataforma de simulación (se verán en los siguientes apartados) se utilizó varilla roscada de 3 mm. Esta se compra en unidades de 1 m y se corta mediante el esmeril angular según la distancia de roscado que se precise. Posterior al corte será necesario arreglar los extremos mediante la misma herramienta de corte para que pueda roscar sin ningún tipo de problema, ya que tras el corte se producen ciertas imperfecciones en la rosca que perjudican el perfecto roscado de las mismas.



Fig. A.2 8 Medida y corte de varilla roscada.

Hay que tener en cuenta a la hora de realizar las perforaciones necesarias para unir los elementos que componen el diseño, que si la manivela mide 4 cm el desplazamiento máximo que se puede producir en la corredera será de 8 cm, es decir, el recorrido desde que la manivela está en 0º hasta que está en 180º. Esto será imprescindible a la hora de fijar la plataforma de simulación a los rodamientos.

La distancia entre rodamientos elegida fue de 100 mm entre las caras que dan al centro de la mesa, siendo esta distancia suficiente para evitar que en el momento de desplazamiento máximo de la plataforma sobre los raíles esta entre en contacto con los elementos roscados de los extremos.

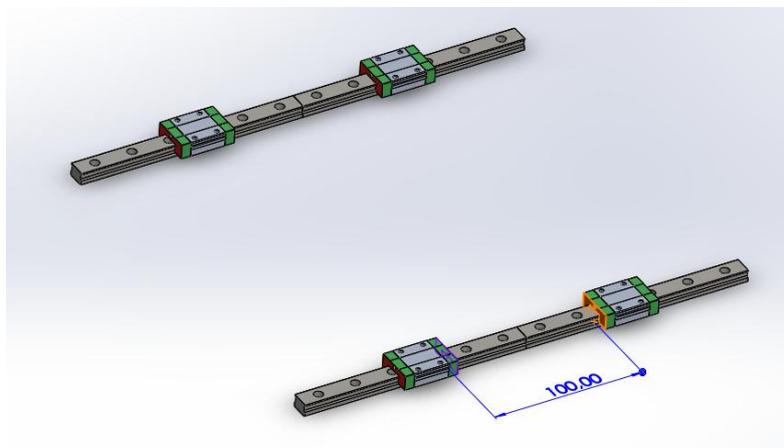


Fig. A.2 9 Separación rodamientos.

Por lo que tras establecer esta distancia hay que realizar los taladros convenientes en las plataformas de simulación. El diámetro de broca utilizado fue de 4 mm, ya que los orificios de los rodamientos están preparados para M3, dejando cierto margen para que estos puedan estar alineados, aunque los orificios no estén perfectamente situados.

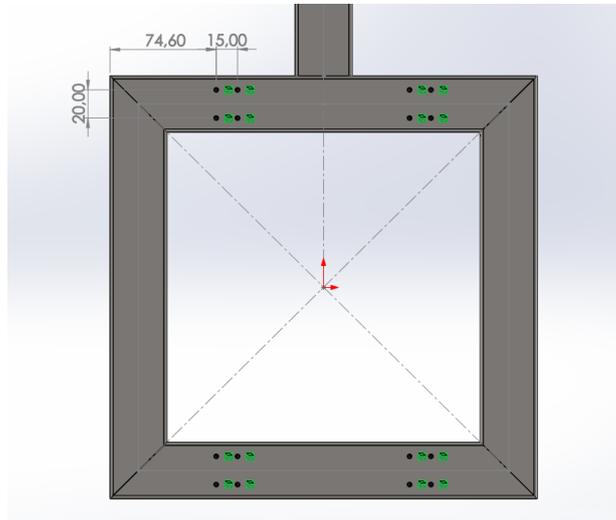


Fig. A.2 10 Orificios para rodamientos.

Se utilizó un taladro de pie.



Fig. A.2 11 Taladro de pie.

Estas distancias se respetarán igual para el bloque 2. Además, es importante mencionar que estos orificios son pasantes a lo largo del ancho del tubo de acero, y para permitir un mejor acceso de la varilla roscada de 3 mm se realiza sobre la cara superior un taladrado también con la broca de 6 mm.

Para las fijaciones de las guías se utilizan los orificios extremos de las mismas para poder así unir las a la masa de reacción o bien al bloque 1.

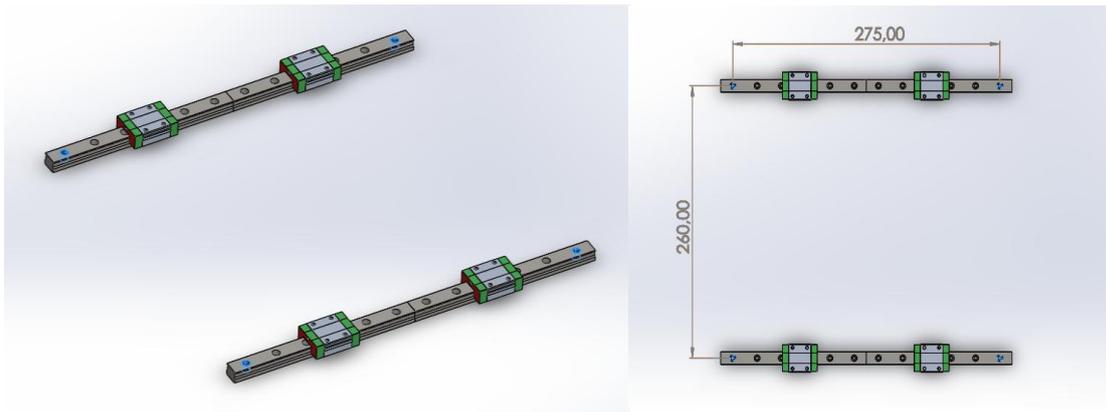


Fig. A.2 12 Rodamientos y orificios fijación de las guías.

II.3 Mecanismo biela manivela.

Tras varios diseños relativamente complejos en cuanto a su fabricación, se decidió fabricar el mecanismo de una forma sencilla.



Fig. A.2 13 Mecanismo biela manivela.

La fabricación del mecanismo biela manivela se realizó a partir de los siguientes elementos:

- 1) Para las bielas se utilizaron tubos de aluminio de sección cuadrada de 20x20x1 mm de 92 mm longitud, con agujeros de 6 mm de diámetro y 70 mm de centro a centro.
- 2) Para la manivela se utilizó una vieja herramienta de aluminio maciza, con una longitud de 60 mm, con agujeros de 6 mm de diámetro y 40 mm de centro a centro.
- 3) Para la unión de la biela con el bloque se utilizó una pieza perteneciente a unas ruedas para pequeños carritos.
- 4) Además, serán necesarias 5 arandelas de para tornillos de 6 mm de diámetro, 2 tuercas de freno Nylstop para M6 y dos tornillos M6, uno de 40 mm y el otro de 45 mm de longitud.

Es importante que la biela sea maciza, ya que en el orificio donde irá alojado el eje motor se realizará un orificio roscado para introducir un tornillo prisionero para evitar el movimiento relativo de la manivela con respecto al eje motor.

Además, para asegurar que el movimiento en las articulaciones tenga un menor rozamiento se añaden las 5 arandelas anteriormente mencionadas entre las distintas partes móviles.

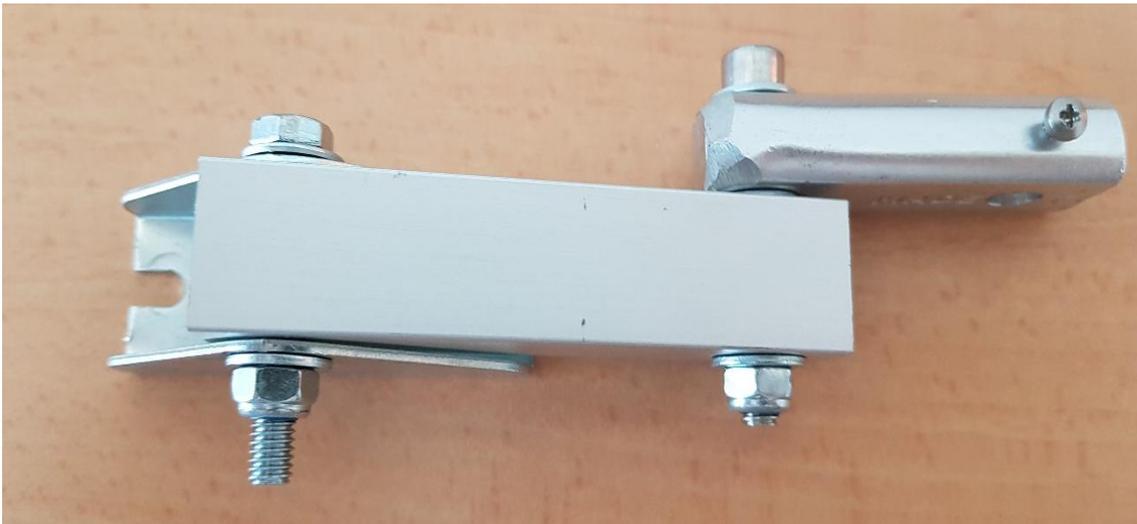


Fig. A.2 14 Mecanismo biela manivela alzado.

En esta imagen se aprecian las uniones existentes entre las diferentes partes móviles del mecanismo. Se puede considerar que las uniones y el diseño en general se han realizado de forma sencilla debido a que no son necesarios rodamientos o casquillos antifricción. Si no que simplemente gracias a las arandelas, las piezas pueden girar libremente con un rozamiento mínimo.

II.4 Sujeciones motor.

Las sujeciones del motor son realmente fieles al diseño original salvo por algunos elementos que en lugar de contar con un espesor de 2 mm tienen 1.5 mm. Esto se debe a que se utilizaron elementos sobrantes de otros proyectos y trabajos, por lo que se prefirió poder reutilizar estos elementos a tener que comprar chapa.

Además, contar también que para el prototipo se utilizó en la planta inferior un motor diferente por lo que los orificios para fijar el motor a la chapa tienen una distribución diferente a la que se puede apreciar en los planos del diseño propuesto en el Capítulo 4.

En lugar de contar con 6 orificios para M3 separados 60° entre sí, se tienen 4 orificios de la misma métrica separados 90° entre sí, teniendo en cuenta también que el centro del eje motor coincide con el eje del motor completo (en el diseño del capítulo 4 el eje está desplazado 7 mm del centro de la chapa). Cuenta también con un orificio centrado en la cara de la chapa de 17 mm de diámetro, por donde entrará el eje.

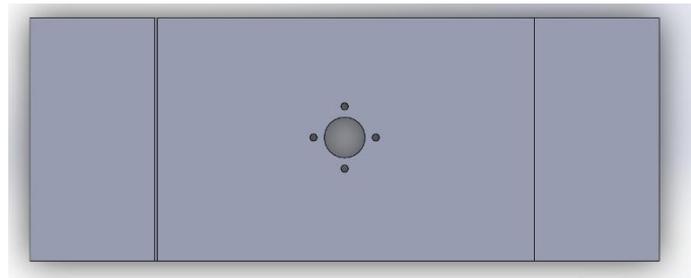


Fig. A.2 15 Orificios chapa motor inferior.

Para la realización de estos elementos se utilizó la máquina plegadora y la cizalla de corte recto.

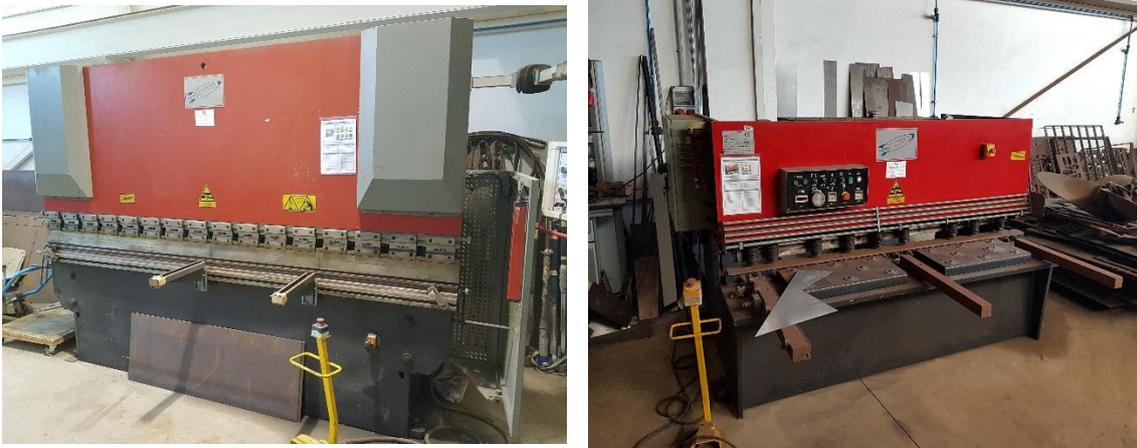


Fig. A.2 16 Máquina plegadora y cizalla de corte.

II.5 Motor inferior.

No hay que olvidar el hecho de que se pretende que el motor no realice vueltas completas, si no que trabaje en lo que se denominó en el Capítulo 3 como la zona lineal. Esto implica que el motor gire en un sentido, pare y de la vuelta para girar en el otro sentido, de tal forma que es lógico pensar que se producirá un aumento del par motor necesario para mover el mecanismo.

La gráfica de par que se muestra a continuación se obtuvo mediante Simulink, para una simulación del mecanismo, en el rango de ángulos establecido.

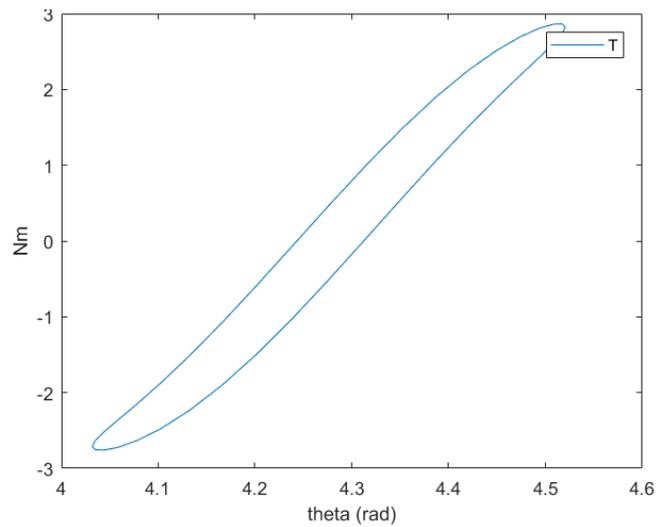


Fig. A.2 17 Par para el rango de ángulos específico.

Como se puede apreciar se obtiene un valor de par que rondará los 3 Nm. Para resolver este problema se utilizó el motor de prueba. Esto es, para la planta inferior, que tiene que mover alrededor de 6 kg.

Por lo que se utilizó, en lugar del motor que se vio en el Capítulo 4, otro perteneciente al Departamento de Ingeniería. Un motor Faulhaber 3257 G024 CR 2207, el cual cuenta con un par nominal de 0.071 Nm y una reductora 40:1, dando lugar a un par de 2,84 Nm. Se aproxima al par necesario pero para no realizar la compra de otro motor se decide utilizar este modelo.

II.6 Masa de reacción.

Para la masa de reacción se buscó en la Universidad algún tablón de madera que tuviera las dimensiones apropiadas para contener en su superficie las plataformas de simulación junto con los motores, controlador y fuente de alimentación.

Se encontró un tablón de resina de la empresa Burdinola perteneciente a una mesa de laboratorio, esta tiene unas dimensiones de 500x840x20 mm.

Fue necesario la utilización de 4 elementos de madera a modo de calzo, para evitar el contacto de los tornillos procedentes de la unión de la masa de reacción y las guías inferiores.



Fig. A.2 18 Cuña de madera.

La idea para esta masa de reacción es poder transportarla allá donde sea preciso su utilización, de tal forma que mediante sargentos de carpintero se puedan fijar a otra mesa y realizar ahí el ensayo. Para una buena y cómoda fijación de la masa de reacción se recomienda colocar los sargentos de carpintero en al menos 3 de las 4 esquinas.

II.7 Sistema de control.

Primeramente, fue necesario la soldadura de los puentes H, ya que estos no vienen soldados de fábrica.

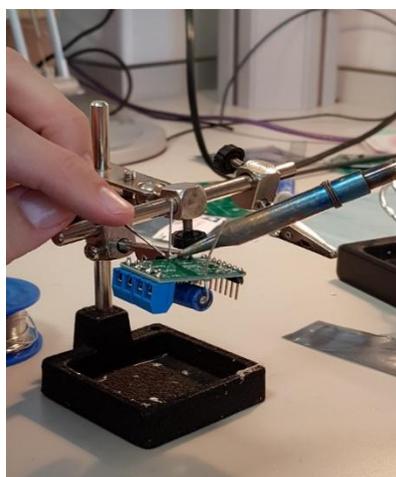


Fig. A.2 19 Soldadura puentes H.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

Antes de comenzar a montar el sistema eléctrico en una pequeña caja de plástico se realizó el montaje sobre la masa de reacción para poder apreciar si las conexiones eran las adecuadas según el esquema que se vio en el Capítulo 4. Se realizó una prueba y funcionó adecuadamente.

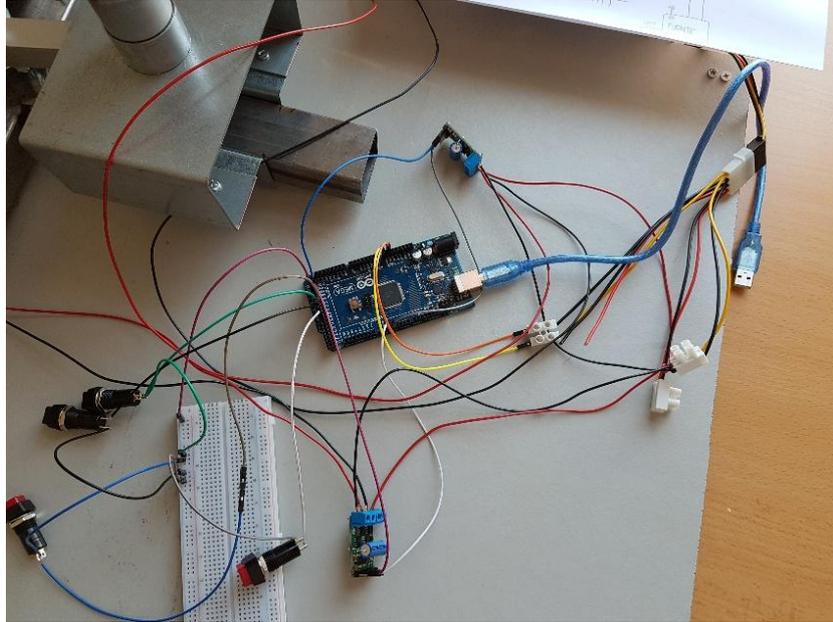


Fig. A.2 20 Montaje eléctrico prueba.

Posteriormente a partir de una caja de plástico se realizó un pequeño diseño sobre su superficie, donde irían colcados los pulsadores y la pantalla LCD.

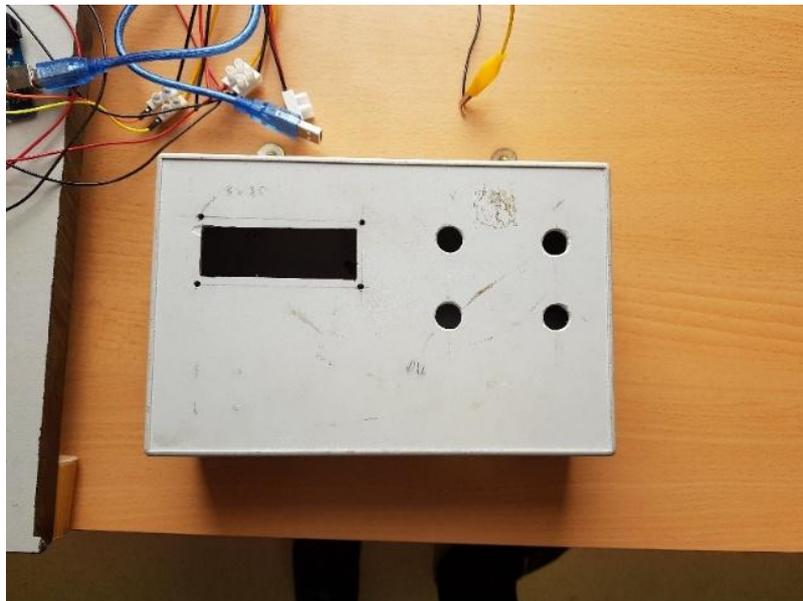


Fig. A.2 21 Caja sistema de control.

Una vez realizados los orificios necesarios se comenzó con el montaje eléctrico en el interior de esta caja. Empezando por los pulsadores y pantalla LCD.

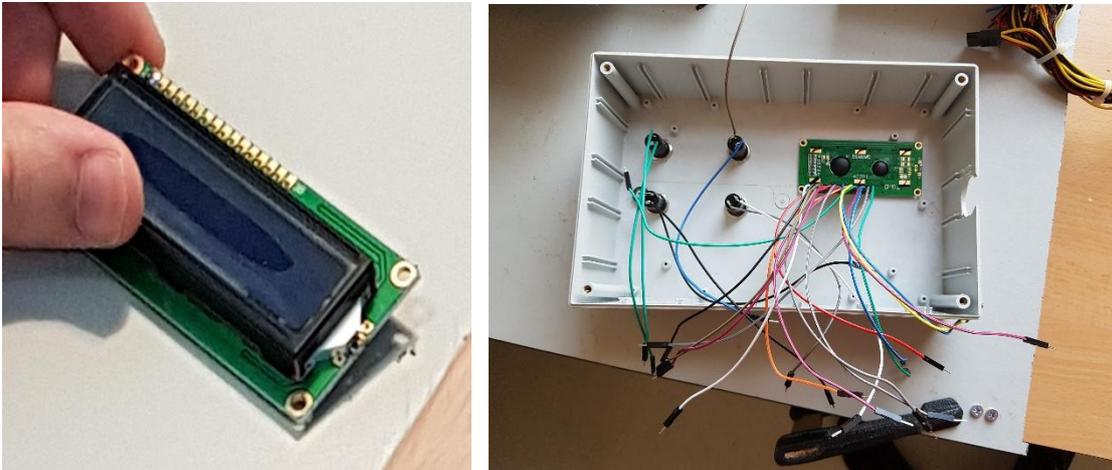


Fig. A.2 22 Pantalla LCD y montaje sistema de control.

Una vez se realizó este paso, se situó al Arduino en una posición adecuada en la base de la caja, habiendo realizado previamente un pequeño orificio para el puerto USB del mismo. Además, se aseguró la fijación del Arduino en dicha posición mediante silicona caliente.

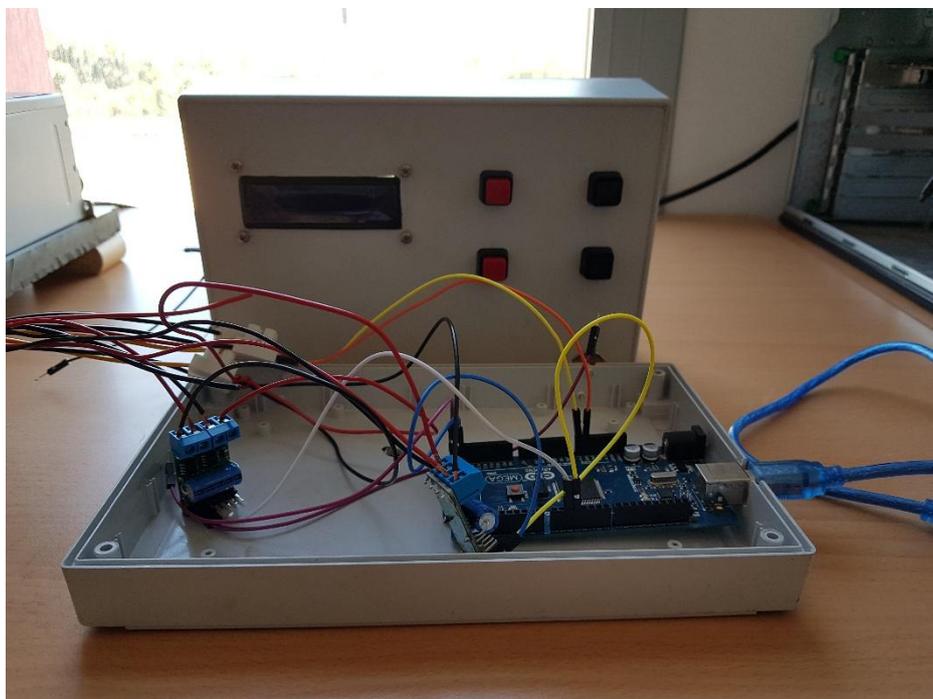


Fig. A.2 23 Colocación del Arduino en sistema de control.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

En este punto, ya estaba casi todo listo, solo faltaba realizar las conexiones de los motores con el Arduino, para ello fue necesario utilizar cable de audio paralelo negro y rojo debido a que hay una distancia relativamente grande entre estos dos elementos del sistema y no existen cables dupont de semejante longitud. Por lo que resulta necesario cortar dos cables dupont por un extremo, unir los otros extremos a los elementos a los cuales se está haciendo referencia y utilizar el cable de audio para unir estos cables por la zona que previamente se han cortado y preparado para soldar con estaño correctamente.

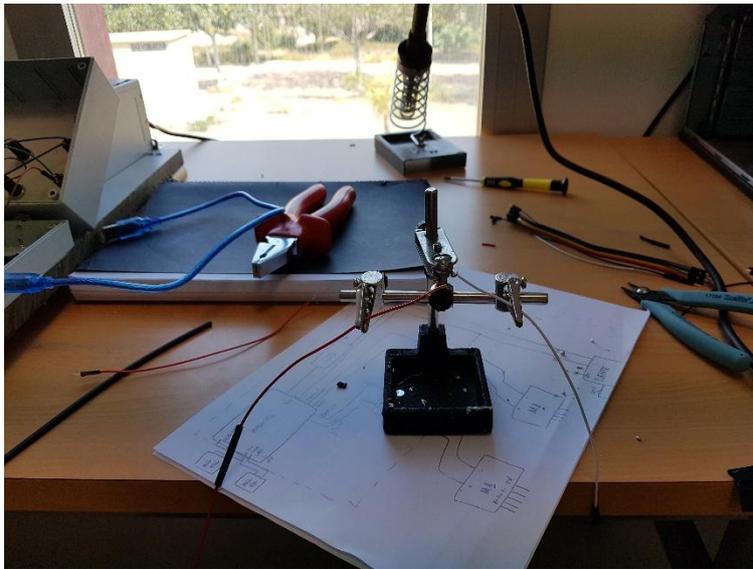


Fig. A.2 24 Soldadura de cables.

Tambien fue necesario realizar la misma operación para los cuatro cables precisos para el funcionamiento del acelerómetro.

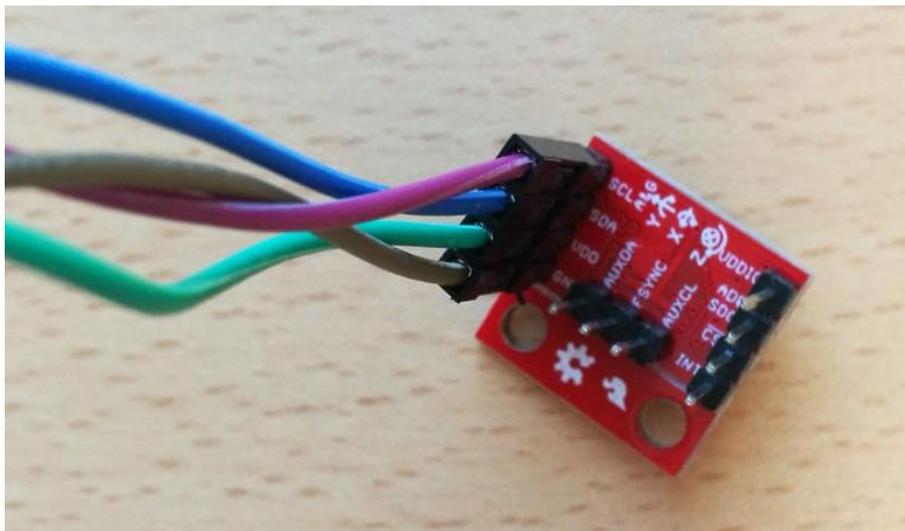


Fig. A.2 25 Acelerómetro.

Se realizó también en la caja un orificio por el que irían todos los cables mencionados en el párrafo anterior y además para que fuera más comodo y atractivo visualmente se utilizaron bridas de plástico para agrupar los cables. El sobrante de cable queda recogido en el interior del sistema de control.

Finalmente, el resultado del prototipo fue el siguiente:

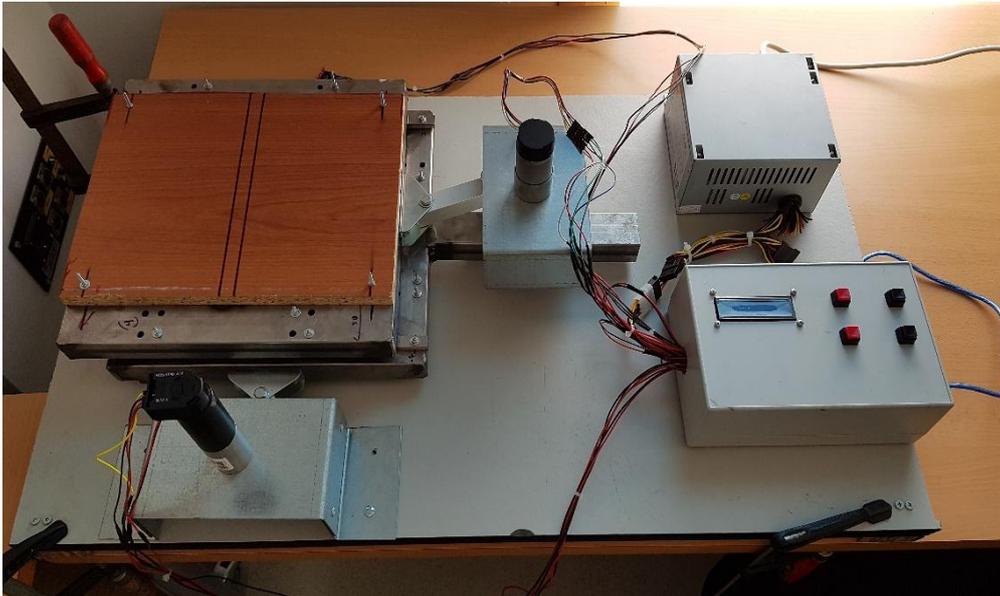


Fig. A.2 26 Prototipo 'Mesa de vibraciones para el estudio de sismos'.

Anexo III. Evolución en los diseños y pruebas.

Primeramente, se pensó en crear una mesa para simular terremotos que solo se moviera en una dirección, pero debido a que sería simplificar demasiado la realidad y teniendo en cuenta además que no supondría un esfuerzo muy superior (habiendo escogido ya el sistema biela-manivela), finalmente se decidió que fuera bidireccional.

El primer boceto realizado contaba con una superficie deslizante mediante una mesa con multitud de bolas (mesa de bolas MB085 de Convex), en este primer diseño se puede ver que ambos motores se encuentran en el mismo plano. Este diseño fue rechazado rápidamente, ya que el hecho de que los motores estuvieran en el mismo plano incrementaría la dificultad a la hora de programar el control para el funcionamiento de los motores, ya que 'se afectan entre sí'.



Fig. A.3 1 Mesa de bolas MB085.

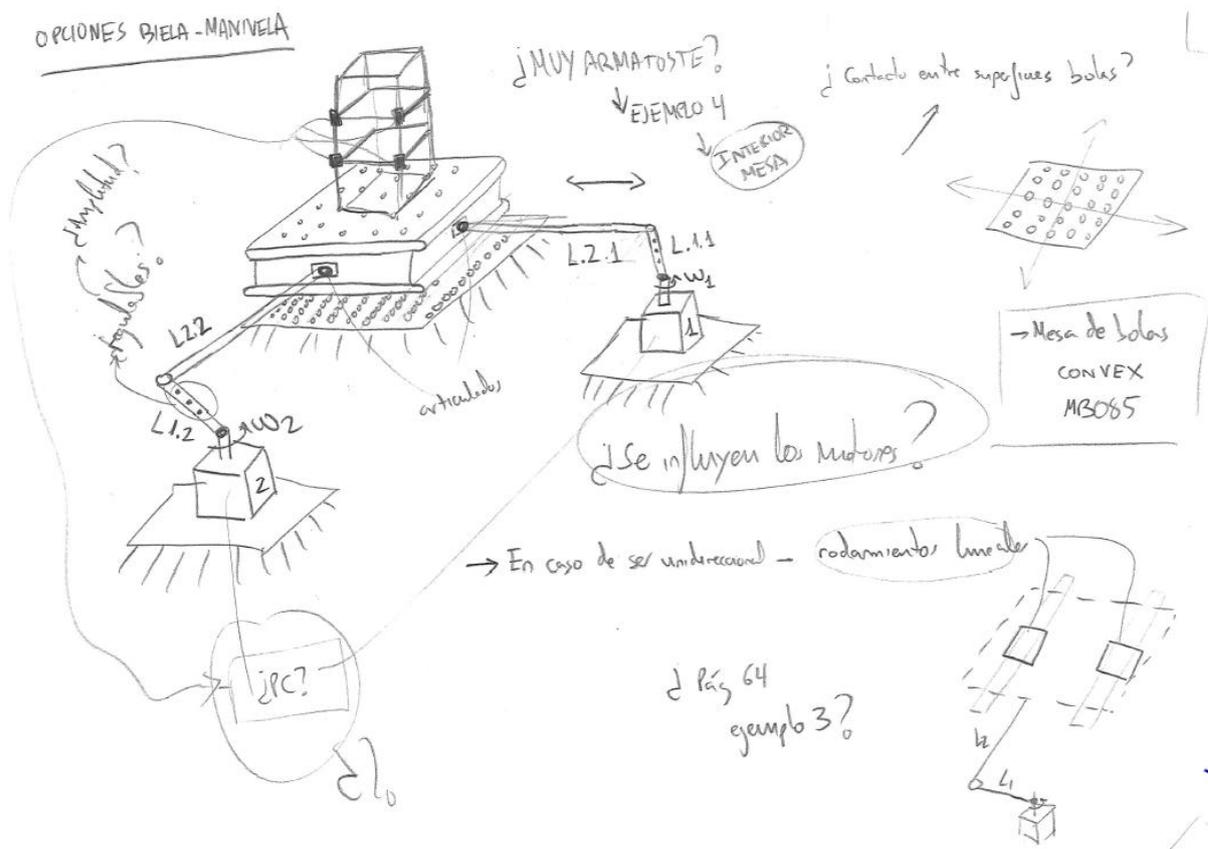


Fig. A.3 2 Primer boceto.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

Por tanto, la primera modificación en los bocetos tenía como objetivo aislar los motores para resolver el problema anteriormente mencionado. En este segundo boceto se planteó que el motor que accionaba la segunda planta, y por tanto el movimiento lineal en la dirección perpendicular a la anterior se alojara sobre la primera planta y además en el interior de la misma. Se puede ver en la Fig. A. 3 3.

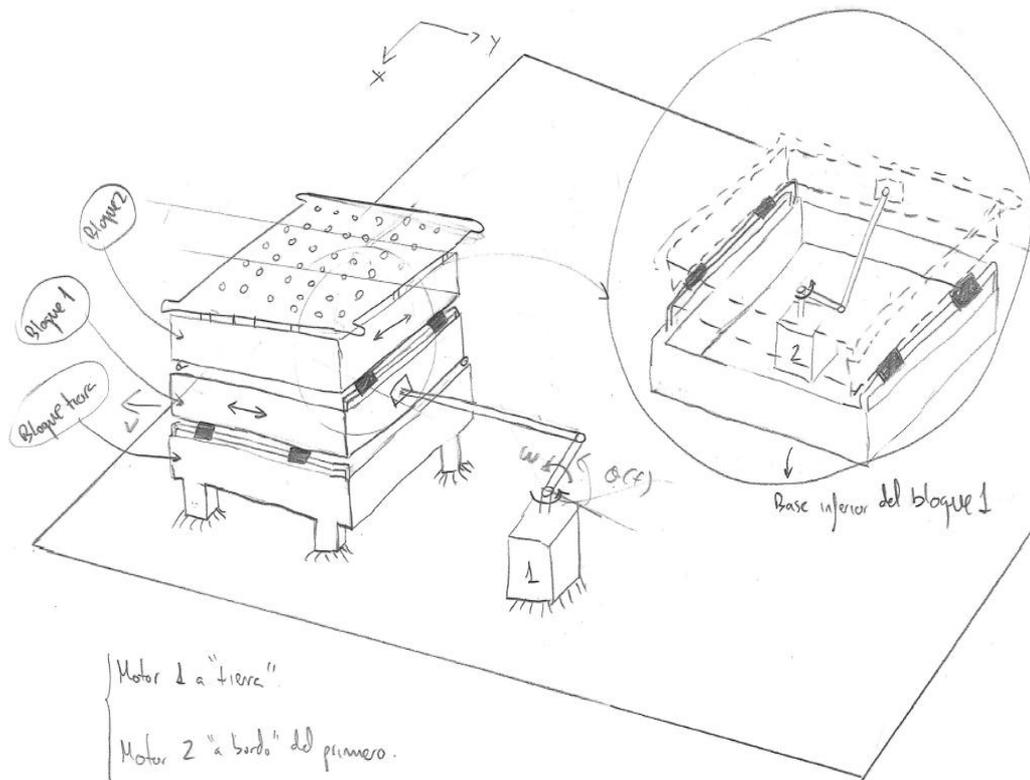


Fig. A.3 3 Segundo boceto.

Estos primeros bocetos más simples también se realizaron en SolidWorks para tener una idea más clara de los mismos.

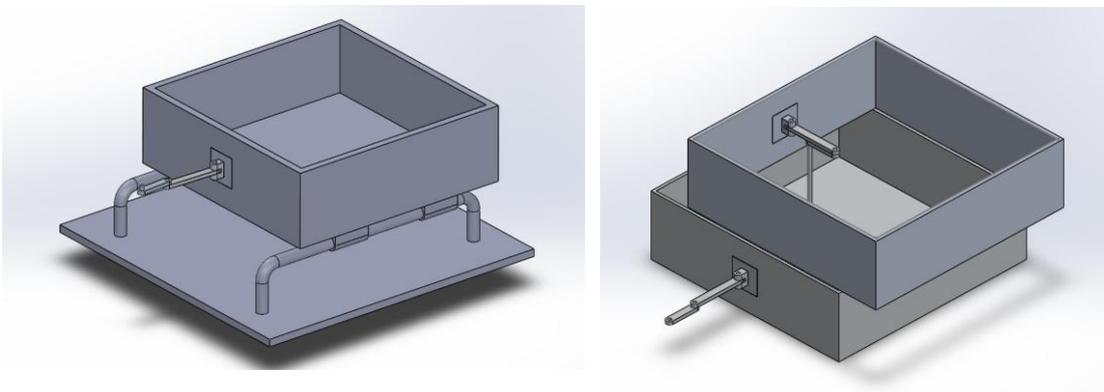


Fig. A.3 4 Primer diseño SolidWorks.

Este diseño tuvo que sufrir una modificación necesaria, y es que los 'bloques' no estaban definidos como una estructura real, ya que si se utilizaban perfiles rectangulares macizos de acero supondría una masa muy elevada, además de innecesaria. Como se puede apreciar en la imagen este diseño contaba con rodamientos lineales sobre eje como forma de desplazamiento lineal.

Antes de llegar al diseño de los bloques mediante perfil tubular de acero, se barajó otra opción, aunque también duró poco tiempo. Esta contaba con chapa plegada para las esquinas y más chapa atornillada a las esquinas. El motivo del rechazo fue que es un diseño poco rígido y cuando este estuviera sometido a la excitación de los motores se verían gravemente afectados los resultados, además de poder romper por fatiga.

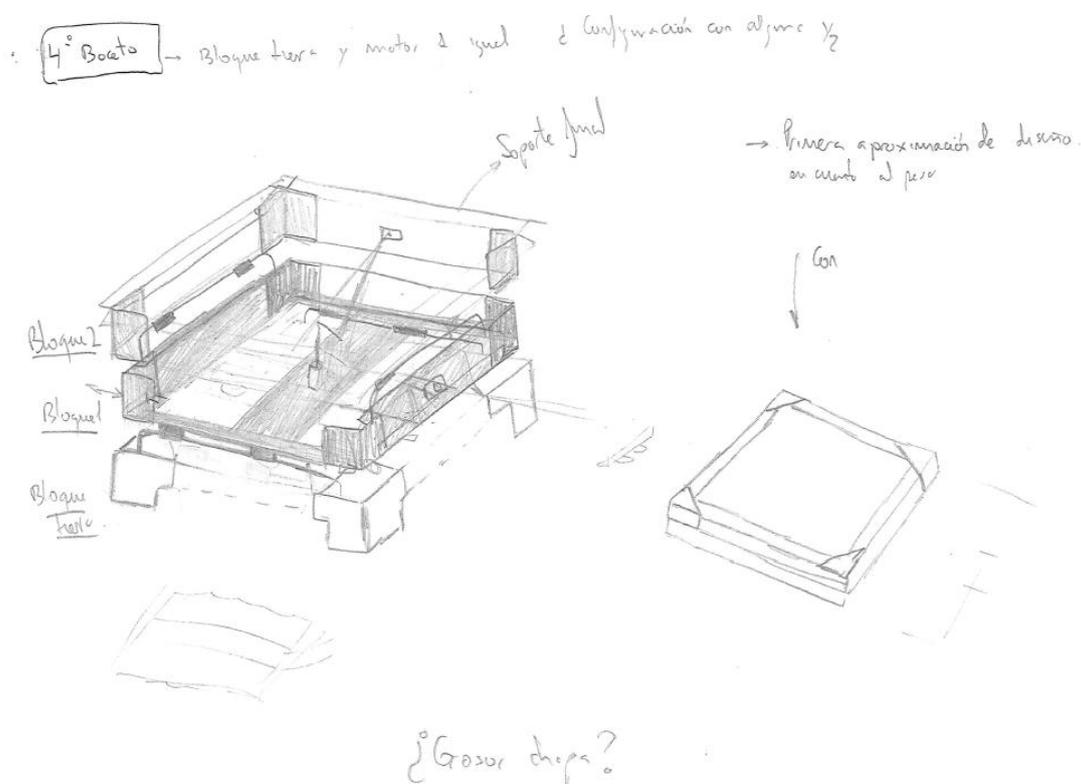


Fig. A.3 5 Diseño mediante chapa plegada.

Durante un pequeño período de tiempo se decidió dejar un poco al margen el diseño de los bloques, para realizar los cálculos necesarios del mecanismo biela-manivela. Tras realizar los cálculos de las longitudes de las barras a partir de los desplazamientos que se querían obtener se comenzó a pensar más detalladamente como sería el diseño, por ejemplo el segundo motor se situará fuera pero sobre el primer bloque. El motivo de este cambio en el diseño fue primero, para que el montaje fuera más sencillo y segundo, pero no menos importante, recordar el hecho de que esta mesa es para la docencia, así que se pensó que sería más visual esta configuración.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

Llegando así al último boceto realizado a mano, ya que posteriormente los cambios fueron ligeros y estos se implementaron solo en SolidWorks.

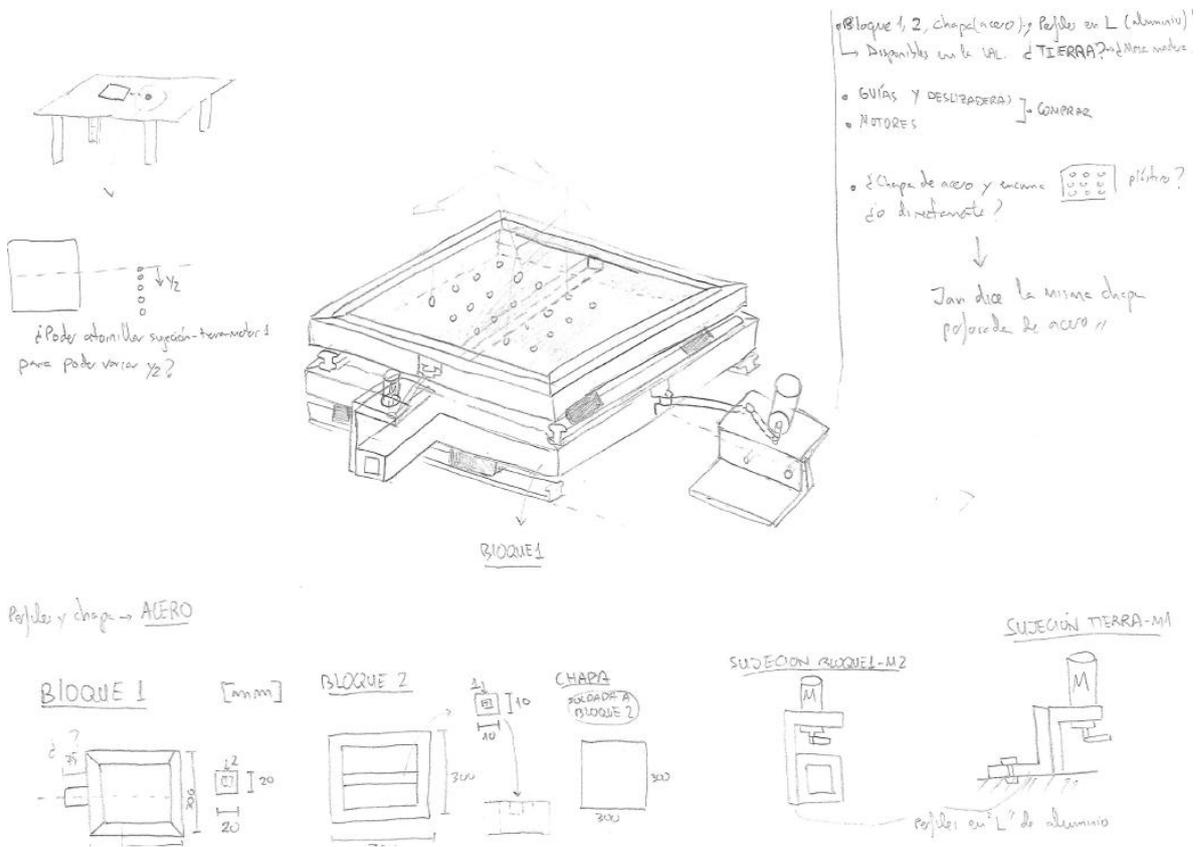


Fig. A.3 6 Último boceto.

Dando lugar así al primer diseño en SolidWorks que empezaba a contar con elementos reales.

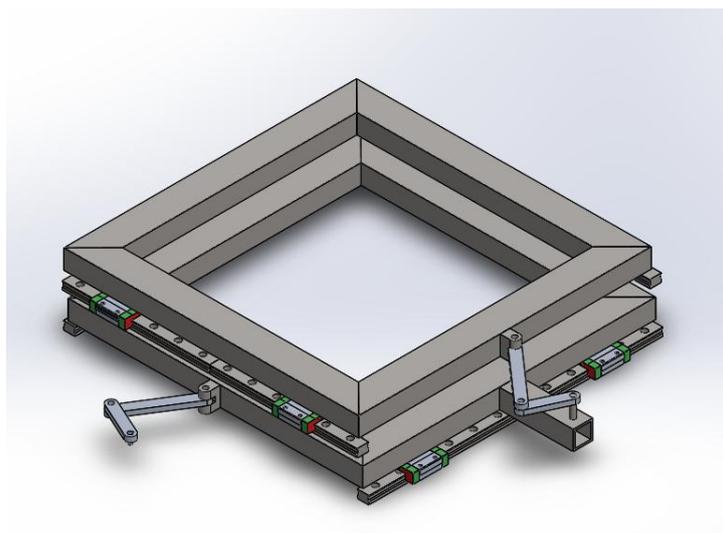


Fig. A.3 7 Diseño en SolidWorks según el último boceto.

El diseño del mecanismo también sufrió modificaciones. Primeramente, se pensó en que las barras tuvieran soldadas casquillos de acero, en su interior se encontraría un rodamiento embutido, para a su vez embutir un perno pasante uniando así las articulaciones.

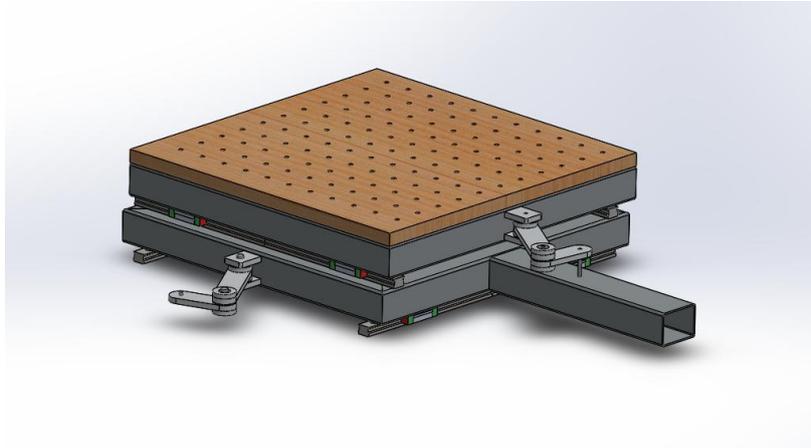


Fig. A.3 8 Diseño con mecanismo mediante pletina de acero.

Tanto las barras como el soporte que las une a los bloques estaban diseñados mediante pletina de acero de 20 mm de ancho y 5 mm de espesor.

Durante el periodo de exámenes del primer cuatrimestre junto con el periodo de prácticas, estuvo algo parado el diseño de la mesa. A la vuelta se comenzó a realizar el diseño definitivo de los bloques estructurales junto con la compra de los rodamientos.

Antes de la estructura de los bloques utilizada para el diseño final se crearon unos bloques reciclando unas escuadras y perfiles tubulares de 20x30x1,5 mm, el motivo por el cual se realizaron otras estructuras fue que el resultado final de las primeras podría dar lugar a problemas debido a que no estaban perfectamente alineadas.



Fig. A.3 9 Primera construcción de los bloques.

Por lo que se decidió repetir el proceso desde 0.



Fig. A.3 10 Bloques 1 y 2 definitivos.

Una vez se tenían los bloques y rodamientos ya podría realizarse el montaje de la primera prueba. Para ello se hizo primero un diseño en SolidWorks para calcular ciertas distancias y longitudes de chapa (utilizadas para el soporte del motor) y se procedió al montaje de dicha prueba.

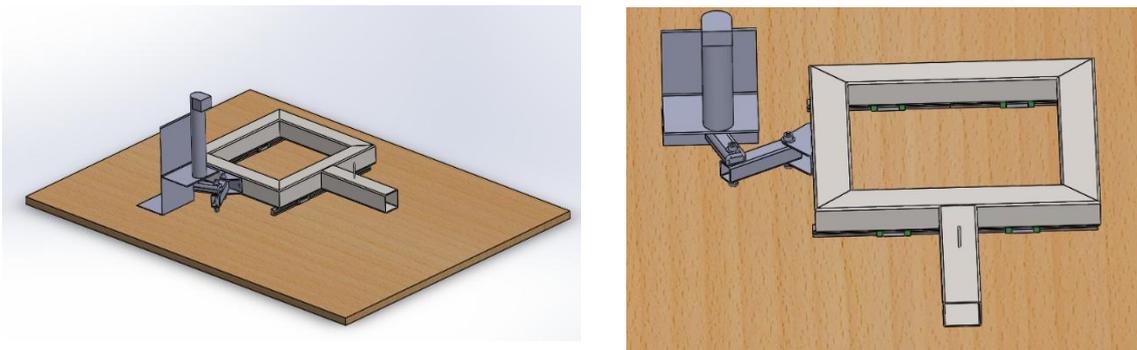


Fig. A.3 11 Diseño previo al montaje de la primera prueba.

Finalmente, la prueba no resulto ser del todo así, ya que la chapa era demasiado flexible, así que se pensó una forma mucho más rígida, en forma de 'U', y se construyó directamente.

Hay que mencionar que las guías están atornilladas a la estructura de prueba (pupitre escolar) mediante varilla roscada de 3 mm, en el primer y último orificio de cada una. La estructura de chapa está unida con remaches y unida al pupitre mediante tornillos M4, además los rodamientos están unidos al bloque mediante varilla roscada de 3 mm.

Para el correcto giro de la manivela con respecto al eje motor se realizó un orificio roscado de 3 mm en el lateral de la misma perpendicular con respecto al orificio del eje, para colocar un tornillo prisionero que evitara el giro relativo del eje con respecto a la manivela.

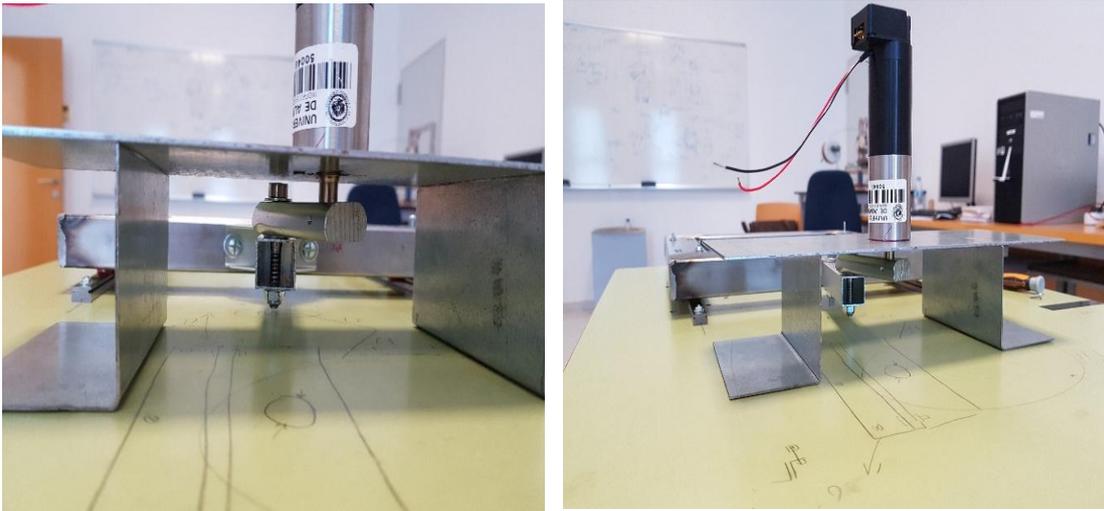


Fig. A.3 12Montaje de chapa para motor inferior.

Una vez estaban claras las dimensiones se realizó el remache de las chapas y su posterior fijación a la mesa, fijando también el motor a dicha chapa.

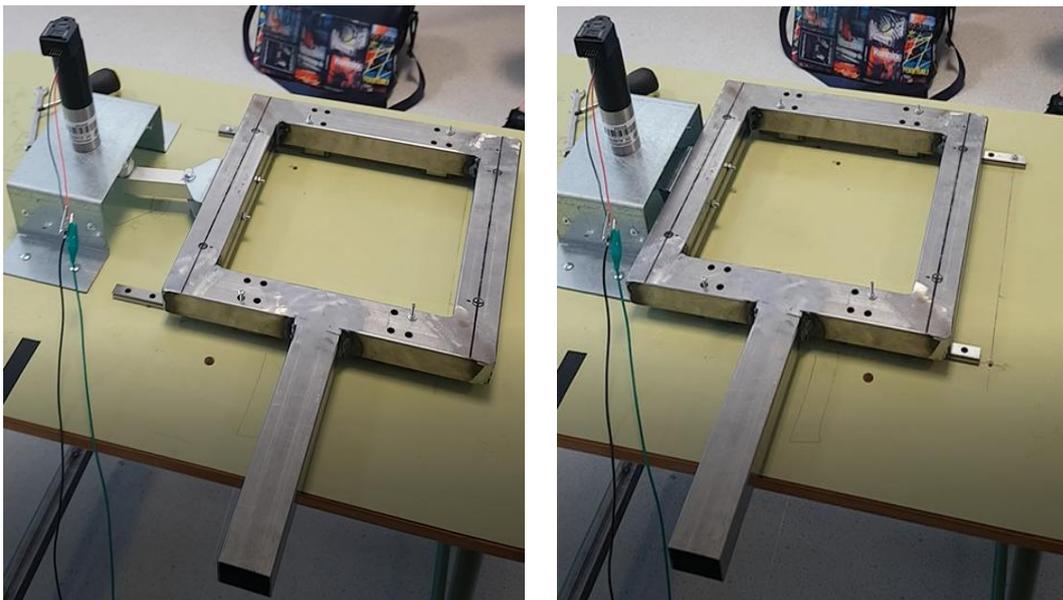


Fig. A.3 13 Primera prueba de montaje, movimiento máximo y mínimo.

Anexo IV. Código Arduino.

Código Arduino.

Código disponible en [62].

```
#include <MPU9250_RegisterMap.h>
#include <SparkFunMPU9250-DMP.h>

#include <LiquidCrystal.h>

/* Firmware para mesa de vibración de dos ejes
 * 2018 (C) Universidad de Almería
 * Ángel Artero Real
 * GNU GPLv3
 */

// ===== Declaración de pines =====
// Motores:
int PIN_MOTORX_PWM = 2; //PWM
int PIN_MOTORY_PWM = 3; //PWM
int MOTORX_DIR = 50; // Señal digital para sentido de giro motor X
int MOTORY_DIR = 52; // Señal digital para sentido de giro motor Y

// Encoders:

// Pulsadores:
int PULSADOR1=39;
int PULSADOR2=41;
int PULSADOR3=43;
int PULSADOR4=45;

// LCD:
// initialize the library with the numbers of the interface pins
// LiquidCrystal(rs, rw, enable, d0, d1, d2, d3, d4, d5, d6, d7)
// LiquidCrystal(rs, rw, enable, d4, d5, d6, d7)
//LiquidCrystal lcd(24, 26, 28, 38, 40, 42, 44);
LiquidCrystal lcd(24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 44);

// Sensores IMU:
MPU9250_DMP imu;

// ===== Variables estado programa =====
// menu en que nos encontramos
enum menu_t
{
  mnuCONTROL_MANUAL = 0
};

menu_t MENU_PANTALLA = mnuCONTROL_MANUAL;

uint8_t MOTORX_VALOR_PWM = 0;
uint8_t MOTORY_VALOR_PWM = 0;

// ===== setup =====
void setup()
{
  // PWM motores:
  pinMode(PIN_MOTORX_PWM, OUTPUT);
  pinMode(PIN_MOTORY_PWM, OUTPUT);
  pinMode(MOTORX_DIR, OUTPUT);
  pinMode(MOTORY_DIR, OUTPUT);
  digitalWrite(MOTORX_DIR, HIGH);
  digitalWrite(MOTORY_DIR, HIGH);

  // Botones:
  pinMode(PULSADOR1, INPUT_PULLUP);
  pinMode(PULSADOR2, INPUT_PULLUP);
  pinMode(PULSADOR3, INPUT_PULLUP);
  pinMode(PULSADOR4, INPUT_PULLUP);

  // set up the LCD's number of columns and rows:
```

ÁNGEL ARTERO REAL

```
lcd.begin(16, 2);

// Setup serial link:
Serial.begin(115200);

if (imu.begin() != INV_SUCCESS)
{
}

// Use setSensors to turn on or off MPU-9250 sensors.
// Any of the following defines can be combined:
// INV_XYZ_GYRO, INV_XYZ_ACCEL, INV_XYZ_COMPASS,
// INV_X_GYRO, INV_Y_GYRO, or INV_Z_GYRO
// Enable all sensors:
imu.setSensors(INV_XYZ_GYRO | INV_XYZ_ACCEL | INV_XYZ_COMPASS);
// Use setGyroFSR() and setAccelFSR() to configure the
// gyroscope and accelerometer full scale ranges.
// Gyro options are +/- 250, 500, 1000, or 2000 dps
imu.setGyroFSR(2000); // Set gyro to 2000 dps
// Accel options are +/- 2, 4, 8, or 16 g
imu.setAccelFSR(8); // Set accel to +/-2g
// Note: the MPU-9250's magnetometer FSR is set at
// +/- 4912 uT (micro-tesla's)

// setLPF() can be used to set the digital low-pass filter
// of the accelerometer and gyroscope.
// Can be any of the following: 188, 98, 42, 20, 10, 5
// (values are in Hz).
imu.setLPF(98); // Set LPF corner frequency to 5Hz

// The sample rate of the accel/gyro can be set using
// setSampleRate. Acceptable values range from 4Hz to 1kHz
imu.setSampleRate(10); // Set sample rate to 10Hz

}

// MENU: Modo de control manual. Con los botones
// movemos el PWM directamente de cada motor.
void menu_control_manual()
{
// Actualiza LCD:
lcd.clear();
char s[20];
lcd.setCursor(0, 0);
lcd.print("X+ Y+ | X=");
lcd.print(dtostrf(100*MOTORX_VALOR_PWM/255.0f, 3, 1, s));
lcd.print("%");

lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("X- Y- | Y=");
lcd.print(dtostrf(100*MOTORY_VALOR_PWM/255.0f, 3, 1, s));
lcd.print("%");

// Procesa botones:
if (!digitalRead(PULSADOR1) && MOTORX_VALOR_PWM<255) MOTORX_VALOR_PWM++;
if (!digitalRead(PULSADOR3) && MOTORX_VALOR_PWM>0) MOTORX_VALOR_PWM--;
if (!digitalRead(PULSADOR2) && MOTORY_VALOR_PWM<255) MOTORY_VALOR_PWM++;
if (!digitalRead(PULSADOR4) && MOTORY_VALOR_PWM>0) MOTORY_VALOR_PWM--;

// Actua PWM:
analogWrite(PIN_MOTORX_PWM, MOTORX_VALOR_PWM);
analogWrite(PIN_MOTORY_PWM, MOTORY_VALOR_PWM);

// Lee IMU:
if ( imu.dataReady() )
{
// Call update() to update the imu objects sensor data.
// You can specify which sensors to update by combining
// UPDATE_ACCEL, UPDATE_GYRO, UPDATE_COMPASS, and/or
// UPDATE_TEMPERATURE.
// (The update function defaults to accel, gyro, compass,
// so you don't have to specify these values.)
imu.update(UPDATE_ACCEL | UPDATE_GYRO | UPDATE_COMPASS);
}
```

```
float accelX = imu.calcAccel(imu.ax);
float accelY = imu.calcAccel(imu.ay);
float accelZ = imu.calcAccel(imu.az);

Serial.print("Acc: X=");
Serial.print(dtostrf(accelX, 3, 3, s));
Serial.print(" Y=");
Serial.print(dtostrf(accelY, 3, 3, s));
Serial.print(" Z=");
Serial.println(dtostrf(accelZ, 3, 3, s));
}

delay(20);
}

// ==== main loop =====
void loop()
{
  switch(MENU_PANTALLA)
  {
    case mnuCONTROL_MANUAL:
      menu_control_manual();
      break;
    default:
      break;
  };
}
```


Anexo V.
Código MATLAB.

Código MATLAB.

Código disponible en [62].

TFG_Angel_Artero.m

```

%TFG_Angel_Artero

%En el siguiente código se realizarán los cálculos necesarios para el
%trabajo.

%Se aconseja para su correcta visualización y funcionamiento adecuado del
%programa no descomentar las siguientes llamadas a la vez.

clear, clc, close all

%Obtener gráfica 'Configuración barras' a partir de cinemática
% L1s = 2:0.25:5;
% L2s = 6:0.25:8;
%
% Resolver(L1s,L2s,1,0,0,0);

%Una vez se han visto las posibles configuraciones de barras posibles,
%se elige una configuración en concreto y se estudia su comportamiento en
%posición, velocidad, aceleración (cinemática) y par (analítico)
% L1s = 4;
% L2s = 7;
%
% Resolver(L1s,L2s,0,0,1,1);

%Se realiza una comparación con métodos numéricos mediante dinámica,
concretamente el
%problema dinámico inverso, es necesario hacer diferenciación con respecto
%al anterior por que para este caso cambiamos las restricciones.
% L1s = 4;
% L2s = 7;
%
% Resolver(L1s,L2s,0,1,0,0);

%A continuación se verán 3 llamadas a 3 archivos diferentes, cada uno de
%ellos ejecutará un archivo de Simulink diferente, este obtendrá sus
parámetros
%y los representará.

%ResolverSimple
%ResolverSimpleRangodeAngulos
%ResolverMesa

```

ResolverSimple.m

```

%En este caso se realizara una simulación del mecanismo biela manivela
%imitando las condiciones de la simulación cinemática. Además obtendremos
%una gráfica del espectro de frecuencias realizada sobre los datos de
%posición para compararla con una de las mismas características pero con el
%movimiento restringido un rango determinado de ángulos.

close all

sim('SimulacionSimple');

theta=simout_ang.signals.values(:,1);
for i=1:length(theta)
    if (theta(i) < 0)

```

```
        theta (i)= theta (i) + 360;
    end
    theta (i) =theta (i) *(pi/180);
end

omega=simout_omega.signals.values(:,1);
pos=simout_pos.signals.values(:,1);
velocidad=simout_vel.signals.values(:,1);
aceleracion=simout_acel.signals.values(:,1);
par=simout_Tr.signals.values(:,3);
rx=simout_Tr1.signals.values(:,1);
ry=simout_Tr1.signals.values(:,2);

theta = theta(50:end);
omega = omega (50:end);
pos = pos (50:end);
velocidad = velocidad (50:end);
aceleracion = aceleracion (50:end);
par = par (50:end);
rx = rx(50:end);
ry = ry(50:end);

figure
plot(theta,omega);
legend('w');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('rad/s');
title('Velocidad de giro introducida en el actuador')

figure
plot(theta,pos);
legend('x_2 (cm)');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm)');
title('Evolución de las coordenadas del punto 2 Simulink')

figure
plot(theta,velocidad);
legend('Vx_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s');
title('Velocidad Corredera Simulink')

figure
plot(theta,aceleracion);
legend('ax_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s^2');
title('Aceleración Corredera Simulink')

figure
plot(theta,par);
legend('T');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('Nm');
title('Par mediante Simulink')

figure
plot(theta,-rx);
legend('R_x');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Rx mediante Simulink')

figure
plot(theta,-ry);
legend('R_y');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Ry mediante Simulink')
```

```

Ts=simout_pos.time(2)-simout_pos.time(1);
x=pos; %x=simout_pos.signals.values(:,1);
X=fftshift(fft(x-mean(x)));
Fs=1/Ts; fs=linspace(-0.5*Fs,0.5*Fs,length(X));

figure, plot(fs,20*log10(abs(X))), grid on;
ylabel('dB');
xlabel('Freq (Hz)');

```

ResolverSimpleRangodeAngulos.m

```

%En este caso la simulacion corresponde al mecanismo simple biela manivela,
%pero en este caso las condiciones seran diferentes a las establecidas en
%el problema cinematico. Debido a que no tenemos velocidad constante, si no
%que el motor girara en un rango de angulos determinado.

```

```

close all

sim('SimulacionSimpleRangodeAngulos');

theta=simout_ang.signals.values(:,1);
for i=1:length(theta)
    if (theta(i) < 0)
        theta(i)=theta(i) + 360;
    end
    theta(i)=theta(i)*(pi/180);
end

omega=simout_omega.signals.values(:,1);
pos=simout_pos.signals.values(:,1);
velocidad=simout_vel.signals.values(:,1);
aceleracion=simout_acel.signals.values(:,1);
par=simout_Tr.signals.values(:,3);
rx=simout_Tr1.signals.values(:,1);
ry=simout_Tr1.signals.values(:,2);

theta = theta(50:end);
omega = omega(50:end);
pos = pos(50:end);
velocidad = velocidad(50:end);
aceleracion = aceleracion(50:end);
par = par(50:end);
rx = rx(50:end);
ry = ry(50:end);

figure
plot(theta,omega);
legend('w');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('rad/s');
title('Velocidad de giro introducida en el actuador')

figure
plot(theta,pos);
legend('x_2 (cm)');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm)');
title('Evolución de las coordenadas del punto 2 Simulink')

figure
plot(theta,velocidad);
legend('Vx_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s');
title('Velocidad Corredera Simulink')

```

```
figure
plot(theta,aceleracion);
legend('ax_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s^2');
title('Aceleración Corredera Simulink')

figure
plot(theta,par);
legend('T');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('Nm');
title('Par mediante Simulink')

figure
plot(theta,-rx);
legend('R_x');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Rx mediante Simulink')

figure
plot(theta,-ry);
legend('R_y');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Ry mediante Simulink')

Ts=simout_pos.time(2)-simout_pos.time(1);
x=pos;
X=fftshift(fft(x-mean(x))); %X=fftshift(fft(x-mean(x)),2048);
Fs=1/Ts; fs=linspace(-0.5*Fs,0.5*Fs,length(X));

figure, plot(fs,20*log10(abs(X))), grid on;
ylabel('dB');
xlabel('Freq (Hz)');
```

ResolverMesa.m

%En este caso se han importado archivos .STL de Solidworks para simular así el movimiento de la mesa diseñada en el trabajo.

```
close all

sim('mesaparasimulink2');

theta=simout_ang.signals.values(:,1);
for i=1:length(theta)
    if (theta(i) < 0)
        theta(i)=theta(i)+360;
    end
    theta(i)=theta(i)*(pi/180);
end

omega=simout_omega.signals.values(:,1);
pos=simout_pos.signals.values(:,3);
velocidad=simout_vel.signals.values(:,3);
aceleracion=simout_acel.signals.values(:,3);
parx=simout_Tc.signals.values(:,1);
pary=simout_Tc1.signals.values(:,1);
rx=simout_Tr1.signals.values(:,1);
ry=simout_Tr2.signals.values(:,3);

aceleraciontotalx=simout_acel1.signals.values(:,3);
aceleraciontotaly=simout_acel1.signals.values(:,1);

velocidadtotalx=simout_vel1.signals.values(:,3);
```

```

velocidadtotaly=simout_vel1.signals.values(:,1);

posttotalx=simout_pos1.signals.values(:,3);
posttotaly=simout_pos1.signals.values(:,1);

b=4*150;

    theta = theta(50:b);
    omega = omega (50:b);
    pos = pos (50:b);
    velocidad = velocidad (50:b);
    aceleracion = aceleracion (50:b);
    rx = rx(50:b);
    ry = ry(50:b);

    aceleraciontotalx = aceleraciontotalx(50:b);
    aceleraciontotaly = aceleraciontotaly(50:b);
    velocidadtotalx = velocidadtotalx(50:b);
    velocidadtotaly = velocidadtotaly(50:b);
    posttotalx = posttotalx(50:b);
    posttotaly = posttotaly(50:b);
    parx = parx(50:b);
    pary = pary(50:b);

    posttotal = sqrt((posttotalx.*posttotalx) + (posttotaly.*posttotaly) );
    velocidadtotal = sqrt((velocidadtotalx.*velocidadtotalx) +
(velocidadtotaly.*velocidadtotaly) );
    aceleraciontotal = sqrt((aceleraciontotalx.*aceleraciontotalx) +
(aceleraciontotaly.*aceleraciontotaly) );

figure
plot(theta,omega);
legend('w');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('rad/s');
title('Velocidad de giro introducida en el actuador')

figure
plot(theta,pos);
legend('x_2 (cm)');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm)');
title('Evolución de las coordenadas del punto 2 Simulink')

figure
plot(theta,velocidad);
legend('Vx_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s');
title('Velocidad Corredera Simulink')

figure
plot(theta,aceleracion);
legend('ax_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s^2');
title('Aceleración Corredera Simulink')

figure
plot(theta,parx);
legend('T');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('Nm');
title('Par X')

figure
plot(theta,pary);
legend('T');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('Nm');

```

```

title('Par Y')

figure
plot(theta,-rx);
legend('R_x');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Rx mediante Simulink')

figure
plot(theta,-ry);
legend('R_y');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('N');
title('Ry mediante Simulink')

figure
plot(theta,aceleraciontotal);
legend('a_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s^2');
title('Aceleración de simulación')

figure
plot(theta,velocidadtotal);
legend('v_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm/s');
title('Velocidad de simulación')

figure
plot(theta,postotal);
legend('pos_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm');
title('Posición de simulación')

figure
plot(theta,postotaly);
legend('pos_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm');
title('Posición y de simulación')

figure
plot(theta,aceleraciontotaly);
legend('pos_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm');
title('aceleración y de simulación')

figure
plot(theta,velocidadtotaly);
legend('pos_t');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('cm');
title('aceleración y de simulación')

Ts=simout_pos.time(2)-simout_pos.time(1);
x=pos; %x=simout_pos.signals.values(:,3);
X=fftshift(fft(x-mean(x)));
Fs=1/Ts; fs=linspace(-0.5*Fs,0.5*Fs,length(x));

figure, plot(fs,20*log10(abs(X))), grid on;
ylabel('dB');
xlabel('Freq (Hz)');

```

Resolver.m

```

function [ ] = Resolver
(L1s,L2s,graficabarras,dinamica,graficascinematica,haz_dibujo)

porcentaje = 5; %Valor de porcentaje para la zona lineal
y2=0; %Altura en el eje 'y' con respecto al origen (eje del motor)

```

```

%Se pueden diferenciar muchas variables de entrada
%graficabarras -> Se obtiene la grafica para las configuraciones de las barras
%dinamica -> Si se desea hacer el problema dinamico inverso
%graficascinematica -> Se obtienen las graficas de la simulacion cinematica
%haz_dibujo -> Simulacion cinematica del mecanismo

Deltax2_all = zeros(length(L1s),length(L2s));

for L1i = 1:length(L1s)
    for L2k = 1:length(L2s)

        L1=L1s(L1i);
        L2=L2s(L2k);

        if (dinamica == 0) %main para cinematica

            [Vx2,theta,x2,params]=main(L1,L2,y2,haz_dibujo,graficascinematica);

            % TODO: Porcentaje wrt max.
            %Se coge el maximo de la curva Vx2/w y se le aplica el porcentaje
            %de ese maximo y se estudia que rango de angulo se ha obtenido,
para luego ir
            %a la grafica de posicion del punto x2 y ver el margen de
recorrido.
            %Para poder buscar asi que valores de L1 y L2 dan el mayor rango
de
            %movimiento

            [imin, imax] = estabilidad (Vx2/params.omega, 1-0.01*porcentaje);

            x2min = x2(imin);
            x2max = x2(imax);
            Deltax2max = x2max - x2min;
            Deltax2max = abs(Deltax2max);
            Deltax2_all(L1i,L2k) = Deltax2max;
            fprintf('L1 = %f L2 = %f => Dx=%f \n',L1,L2,Deltax2max);

            thetamin = theta (imin);
            thetamax = theta (imax);
            thetamin = thetamin*180/pi;
            thetamax = thetamax*180/pi;
            fprintf('Se movera en el rango de angulos:
[%f,%f]\n',thetamin,thetamax);

        else %se llama al main de dinamica

            maindinamica(L1,L2,y2,0)

        end %fin del if
    end
end

if (graficabarras)

    figure
    surf(L2s,L1s,Deltax2_all);
    xlabel('L2');
    ylabel('L1');

end
end

```

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

main.m

```
function [Vx2,theta,x2,params,ax1,ax2] =
main(L1,L2,y2,haz_dibujo,graficascinematica)

% parametros fijos del mecanismo
params = struct();
params.L1 = L1; % cm
params.L2 = L2; % cm
params.y2=y2; % cm
params.omega = 5; % rad/s
params.alpha = 0; % rad/s^2

params.t = 0.005; %inicializamos

% Se introducen las coordenadas iniciales del vector posicion (valores
% aleatorios aunque elegidos con cierto criterio)

x1 = params.L1;
y1 = params.L1*0.05;
x2 = params.L1-params.L2;
theta = 0;

% Se forma el vector de coordenadas generalizadas
q = [x1; y1; x2; theta];

% Se hacen los problemas de velocidad y aceleracion iniciales
v = probvelocidad(q,params);
a = probaceleracion(v,q,params);
% Se muestran los resultados
fprintf('En el instante inicial:\n')
fprintf('Vector posicion inicial:\n x1=%f cm, y1=%f cm, x2=%f cm, theta=%f
cm\n',q(1),q(2),q(3),q(4))
fprintf('Vector velocidad inicial:\n vx1=%f cm/s, vyl=%f cm/s, vx2=%f cm/s,
omega=%f cm/s\n',v(1),v(2),v(3),v(4))
fprintf('Vector aceleracion inicial:\n ax1=%f cm/s2, ay1=%f cm/s2, ax2=%f
cm/s2, alpha=%f cm/s2\n',a(1),a(2),a(3),a(4))

% Para la simulacion cinematica, se define el tiempo=0,005 s
if (haz_dibujo)
    figure
    xlim([-12,8])
    ylim([-10,10])
    grid minor;
end
At = 0.005;
% se inicializa un vector columna de las coordenadas que varian
N = 360;
x1=zeros(N,1); y1=zeros(N,1); x2=zeros(N,1); theta=zeros(N,1); t=zeros(N,1);
ax1=zeros(N,1); ax2=zeros(N,1);
Vx2=zeros(N,1); %Se crea la matriz que contiene las velocidades del punto 2

%se itera para representar el mecanismo
%secuencia_theta=load('nombre.txt');
secuencia_theta=linspace(0,2*pi,N);
for i=1:length(secuencia_theta),
    th = secuencia_theta(i);
    q(4)=th;
    q = ProbPosicion(q,params);
    v = probvelocidad(q,params);
    a = probaceleracion(v,q,params);
    if (haz_dibujo)
        cla
        Dibujomecanismo(q,params)
```

```

        title('Simulación cinemática')
        drawnow
    end
    %pause
    x1(i)=q(1); y1(i)=q(2); x2(i)=q(3); theta(i)=q(4); t(i)=(i-1)*At;
    Vx2(i)=v(3); Vx1(i)=v(1); Vy1(i)=v(2);
    ax1(i) = a(1); ax2(i) = a(3); ay1(i) = a(2);

end

if (graficascinematica ==1)

    calculodepar(params);

    % Se hace una grafica doble con la evolucion de las coordenadas del punto 1
    figure;
    plot(theta,x1,theta,y1);
    legend('x_1 (cm)', 'y_1 (cm)');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm)');
    title('Evolución de las coordenadas del punto 1')

    % Se hace una grafica con la evolucion de las coordenadas del punto 2
    figure;
    plot(theta,x2); %rad2deg(secuencia_theta)
    legend('x_2 (cm)');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm)');
    title('Evolución de las coordenadas del punto 2')

    figure;
    plot(theta,Vx1,theta,Vy1); %rad2deg(secuencia_theta)
    legend('Vx_1', 'Vy_1');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('Velocidad (cm/s)');
    title('Velocidad del punto 1')

    figure;
    plot(theta,Vx2); %rad2deg(secuencia_theta)
    legend('Vx_2');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('Velocidad (cm/s)');
    title('Velocidad del punto 2')

    figure
    plot(theta,ax1,theta,ay1)
    legend('ax_1', 'ay_1');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (cm/s^2)');
    title('Aceleración del punto 1')

    figure
    plot(theta,ax2)
    legend('ax_2');
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (cm/s^2)');
    title('Aceleración del punto 2')

    s=theta;
    p1=-x2;
    p2=-Vx2;
    p3=-ax2;

    figure;
    plotyy(s,p3,[s',s'],[p1',p2']);
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('pos (cm); V(cm/s); a(cm/s^2)');
    title('Corredera')

    % Se escriben los vectores finales

```

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

```
fprintf('En el instante final,\n')
fprintf('x1=%f cm, y1=%f cm, x2=%f cm, theta=%f cm\n',q(1),q(2),q(3),q(4))
fprintf('vx1=%f cm/s, vy1=%f cm/s, vx2=%f cm/s, omega=%f cm/s\n',v(1),v(2),v(3),v(4))
fprintf('ax1=%f cm/s2, ay1=%f cm/s2, ax2=%f cm/s2, alpha=%f cm/s2\n',a(1),a(2),a(3),a(4))

%En este caso se obtienen la velocidadd $v_2/\omega$  frente a theta
figure;
plot(rad2deg(sequencia_theta),(Vx2/params.omega));
legend('Vx_2/w');
xlabel('th (deg)'); ylabel('Vx2/w (cm)');
title('Velocidad del punto 2/ omega frente a theta')

figure;
plot(rad2deg(sequencia_theta),(abs(Vx2)/params.omega));
legend('Vx_2/w');
xlabel('th (deg)'); ylabel('Vx2/w (cm)');
title('Valor absoluto de la Velocidad del punto 2/ omega frente a theta')

%theta frente al tiempo
figure;
plot(t,theta);
legend('theta/w');
xlabel('t(s)'); ylabel('theta(rad)');
title('theta frente al tiempo')
end

end
```

maindinamica.m

```

function [] = maindinamica(L1,L2,y2,haz_dibujo)

% parametros fijos del mecanismo
params = struct();
params.L1 = L1; % cm
params.L2 = L2; % cm
params.y2=y2;
params.omega = 5; % rad/s
params.alpha = 0; % rad/s^2

params.t = 0.005; %inicializamos

% Se introducen las coordenadas iniciales del vector posicion (valores
% aleatorios aunque elegidos con cierto criterio)
x1 = params.L1;
y1 = params.L1*0.05;
x2 = params.L1-params.L2;
theta = 0;

% Se forma el vector de coordenadas generalizadas
q = [x1; y1; x2; theta];

% Se hacen los problemas de velocidad y aceleracion iniciales
v = probvelocidaddinamica(q,params);
%a = probaceleracion(v,q,params); Se comenta por que se desea obtener su
%valor

% Para la simulacion cinematica, se define el tiempo=0,005 s
if (haz_dibujo)
    figure
    xlim([-20,10])
    ylim([-20,10])
    grid minor;
end

At = 0.005;
% se inicializa un vector columna de las coordenadas que varian
N = 360;
x1=zeros(N,1); y1=zeros(N,1); x2=zeros(N,1); theta=zeros(N,1); t=zeros(N,1);

Vx2=zeros(N,1); %se crea la matriz de tendra las velocidades del punto 2
acx1=zeros(N,1); acy1=zeros(N,1); acx2=zeros(N,1); actheta=zeros(N,1);
lambda1 =zeros(N,1); lambda2=zeros(N,1); lambda3=zeros(N,1); par=zeros(N,1);

%se itera para representar el mecanismo
%secuencia_theta=load('nombre.txt');
secuencia_theta=linspace(0,2*pi,N);
for i=1:length(secuencia_theta),
    th = secuencia_theta(i);
    q(4)=th;
    ti = th / (2*pi*params.omega); % tiempo
    params.t = ti;
    q = ProbPosiciondinamica(q,params);
    v = probvelocidaddinamica(q,params);
    %a = probaceleracion(v,q,params); Se recuerda que se comenta por que se
desea obtener su
    %valor
    J = jacobdinamica(q,params);
    Jd = jacobderivadodinamica(v,q,params);
    [a, lambda] = probDinamico(q,v,params,J,Jd);
    %Al llamar a esta funcion se obtiene el vector que dará las
    %aceleraciones para poder compararlo con lo que se obtiene en el

```

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

```
%cinematico y ademas el par con lambda

if (haz_dibujo)
    cla
    Dibujomecanismo(q,params)
    title('Simulacion cinematica')
    drawnow
end
x1(i)=q(1); y1(i)=q(2); x2(i)=q(3); theta(i)=q(4); t(i)=(i-1)*At;
Vx2(i)=v(3);

%Para la dinamica par habra que sacar que sacar tambien las lambdas
%para poder plotearlas

acx1(i) = a(1) ; acy1(i)= a(2) ; acx2(i)= a(3) ; actheta(i) = a(4);
lambda1(i) = lambda(1);lambda2(i) = lambda(2); lambda3(i) = lambda(3);
parmalo(i) = lambda(4);

par (i) = parmalo(i)/(100^2); %esto se realiza para tener el par en N.m ya
que se han
%introducido kg, cm y s2, para pasar kg.cm/s^2 a N se divide por 100 y
%para pasar el otro cm a m es preciso volver a dividir por 100

end

figure
plot(theta,par)
xlabel('theta (rad)'); ylabel('Par (N.m)');
title('Par mediante dinámica')

figure
plot(theta,acx1,theta,acy1)
legend('ax_1','ay_1');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (cm/s^2)');
title('Aceleracion del punto 1 mediante dinámica')

figure
plot(theta,acx2)
legend('ax_2');
xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (cm/s^2)');
title('Aceleracion del punto 2 mediante dinámica')

figure
plot(theta,actheta)
xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (rad/s^2)');
title('Aceleracion de theta mediante dinámica')

figure
plot(theta,lambda1)
xlabel('theta (rad)'); ylabel('λ?');
title('Prueba lambda 1')

figure
plot(theta,lambda2)
xlabel('theta (rad)'); ylabel('λ?');
title('Prueba lambda 2')

figure
plot(theta,lambda3)
xlabel('theta (rad)'); ylabel('λ? ');
title('Prueba lambda 3')

end
```

restricciones.m

```
function[phi]=restricciones(q,params)
%Se definen las coordenadas.
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
theta=q(4);

%Se definen las coordenadas que no varían con el tiempo
xA=0;
yA=0;
%Se crea el vector de restricciones haciendo uso de las ecuaciones
%de solido rigido y otra para el giro del motor
phi(1,1)=(xA-x1)^2+(yA-y1)^2-params.L1^2;
phi(2,1)=(x1-x2)^2+(y1-params.y2)^2-params.L2^2;
if (abs(sin(theta))>0.9)
    phi(3,1)=x1-xA-params.L1*cos(theta);
else
    phi(3,1)=y1-yA-params.L1*sin(theta);
end
```

restriccionesdinamica.m

```
function[phi]=restriccionesdinamica(q,params)
%Se definen las coordenadas.
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
theta=q(4);
omega = params.omega;

%Se definen las coordenadas que no varían con el tiempo
xA=0;
yA=0;
%Se crea el vector de restricciones haciendo uso de las ecuaciones
%de solido rigido, otra para el giro del motor y la ultima se añade para la
%realizacion del problema dinamico inverso
phi(1,1)=(xA-x1)^2+(yA-y1)^2-params.L1^2;
phi(2,1)=(x1-x2)^2+(y1-params.y2)^2-params.L2^2;
if (abs(sin(theta))>0.9)
    phi(3,1)=x1-xA-params.L1*cos(theta);
else
    phi(3,1)=y1-yA-params.L1*sin(theta);
end
phi(4,1)=theta - 2*pi*omega*params.t;
```

ProbPosicion.m

```
function q = ProbPosicion (q,params)
%se inicializan las variables
err = 1e10;
epsilon = 1e-10; %tolerancia
iter = 0;
iterMax = 50;

% bucle hasta que el error sea menor que la tolerancia
while (err > epsilon && iter < iterMax),
    %Calcula los residuos
    phi = restricciones(q,params);
    phiq = jacob(q,params);
    deltaQ = -[phiq; 0 0 0 1] \ [phi;0]; %Calcula la variacion de q
    q = q+deltaQ; %Actualiza las posiciones
    err = norm(deltaQ); %Calcula el error
    iter = iter+1;
```

```
end
% if (err>1e-2)
%     error('Problema pos no converge!!');
% end
end
```

ProbPosiciondinamica.m

```
function q = ProbPosiciondinamica (q,params)
%se inicializan las variables
err = 1e10;
epsilon = 1e-10; %tolerancia
iter = 0;
iterMax = 50;

%bucle hasta que el error sea menor que la tolerancia
while (err > epsilon && iter < iterMax),
    %Calcula los residuos
    phi = restriccionesdinamica(q,params);
    phiq = jacobdinamica(q,params);
    deltaQ = -[phiq] \ [phi]; %Calcula la variacion de q
    q = q+deltaQ; %Actualiza las posiciones
    err = norm(deltaQ); %Calcula el error
    iter = iter+1;
end
% if (err>1e-2)
%     error('Problema pos no converge!!');
% end
end
```

probvelocidad.m

```
function [ v ] = probvelocidad(q, params)
%Se definen las coordenadas generalizadas
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
theta=q(4);

%Se definen las coordenadas que no varían con el tiempo
xA=0;
yA=0;
%Se llaman a las funciones de las restricciones y el jacobiano pues
%son necesarias para el cálculo de la velocidad
J=jacob(q,params);
Q=restricciones(q,params);
%Se añaden a la matriz jacobiana una fila, que contendrá la
%información del dato de entrada de velocidad angular constante de giro del
motor
%de 5 rad/s (en este caso)
J2 = [J;0 0 0 1];
%Se obtiene el vector de velocidades como el producto de la
%inversa del jacobiano con la fila añadida y el vector de restricciones con
%el dato conocido de velocidad
v=J2\[Q;params.omega];
end
```

probvelocidaddinamica.m

```
function [ v ] = probvelocidaddinamica(q, params)
%Se definen las coordenadas generalizadas
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
```

```

theta=q(4);

%Se definen las coordenadas que no varian con el tiempo
xA=0;
yA=0;
%Se llaman a las funciones de las restricciones y el jacobiano pues
%son necesarias para el cálculo de la velocidad. En este caso no hace falta
%añadir una fila para introducir el dato conocido de velocidad.
J=jacobdinamica(q,params);
Q=phit(params);
v=J\[-Q'];
end

```

probaceleracion.m

```

function [a] = probaceleracion(v,q,params)
%Se llaman a las distintas funciones que nos serán necesarias
Jd=jacobderivado(v,q,params);
J=jacob(q,params);
%Se añade a la matriz jacobiana una fila formada por ceros y un uno. Al
%igual que se hizo para el problema de velocidad. Si se tenía un giro a
%velocidad constante del motor, la aceleracion angular sera cero.
J3=[J;0 0 0 1];
%Se hace el producto de la derivada de la matriz jacobiana respecto al
%tiempo y el vector de velocidades
t=Jd*v;
%Se añade a este producto el valor del dato conocido de aceleración
t1=[t;params.alpha];
%por último se realiza el producto del vector calculado y la inversa del
%jacobiano con la fila añadida anteriormente para obtener el vector de
%velocidades
a=J3\(-t1);
end

```

proDinamicom

```

function [a, lambda] = probDinamico(q,v,params,J,Jd)

%Se tiene que crear la matriz A y la matriz B
Me = matrizmasas();
Q = zeros(4,1);
phitderivado=jacobtderivado();
%la matriz Q es el vector de fuerzas generalizadas, que es nulo ya que no
%actuan fuerzas exteriores debido a que el mecanismo se halla en el plano
%horizontal y por tanto el peso no actúa

A = [Me, J'; J, zeros(4,4)];
B=[Q;-(Jd*v)-phitderivado];

X=A\B;
a=[X(1,1);X(2,1);X(3,1);X(4,1)];
lambda=[X(5,1);X(6,1);X(7,1);X(8,1)];
end

```

jacob.m

```

function [ J ] = jacob(q,params)
%Se definen las coordenadas generalizadas
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
theta=q(4);

%Se definen las coordenadas que no varían con el tiempo
xA=0;
yA=0;
y2=params.y2;

```

ÁNGEL ARTERO REAL

```
%Se crea el jacobiano, siendo este la matriz formada por las derivadas  
%parciales de las ecuaciones de restricción respecto a cada una de las  
%coordenadas del vector q
```

```
J(1,1)=-2*(xA-x1);  
J(1,2)=-2*(yA-y1);  
J(1,3)=0;  
J(1,4)=0;  
J(2,1)=2*(x1-x2);  
J(2,2)=2*(y1-y2);  
J(2,3)=-2*(x1-x2);  
J(2,4)=0;  
J(3,3)=0;  
  
if (abs(sin(theta))>0.9)  
    J(3,1)=1;  
    J(3,2)=0;  
    J(3,4)=params.L1*sin(theta);  
else  
    J(3,1)=0;  
    J(3,2)=1;  
    J(3,4)=-params.L1*cos(theta);  
end  
  
end
```

jacobdinamica.m

```
function [ J ] = jacobdinamica(q,params)  
%Se definen las coordenadas generalizadas  
x1=q(1);  
y1=q(2);  
x2=q(3);  
theta=q(4);  
  
%Se definen las coordenadas que no varían con el tiempo  
xA=0;  
yA=0;  
y2=params.y2;  
%Se crea el jacobiano, siendo este la matriz formada por las derivadas  
%parciales de las ecuaciones de restricción respecto a cada una de las  
%coordenadas del vector q  
  
J(1,1)=-2*(xA-x1);  
J(1,2)=-2*(yA-y1);  
J(1,3)=0;  
J(1,4)=0;  
J(2,1)=2*(x1-x2);  
J(2,2)=2*(y1-y2);  
J(2,3)=-2*(x1-x2);  
J(2,4)=0;  
J(3,3)=0;  
  
if (abs(sin(theta))>0.9)  
    J(3,1)=1;  
    J(3,2)=0;  
    J(3,4)=params.L1*sin(theta);  
else  
    J(3,1)=0;  
    J(3,2)=1;  
    J(3,4)=-params.L1*cos(theta);  
end  
  
end  
J(4,1)=0;  
J(4,2)=0;  
J(4,3)=0;  
J(4,4)=1;
```

end

phit.m

```
function [ J ] = phit(params)
% Derivada parcial de \Phi_t
omega=params.omega;
```

```
J(1,1)=0;
J(1,2)=0;
J(1,3)=0;
J(1,4)=-omega;
```

end

jacobderivado.m

```
function[Jd]=jacobderivado(v,q,params)
%Se definen los valores del vector velocidad y del vector de posicion
%necesarios para el calculo de la derivada del jacobiano respecto al tiempo
xx1=v(1);
yy1=v(2);
xx2=v(3);
omega=v(4);
%xxA=0;
%yyA=0;
%y2=0;
theta=q(4);
%Se define la matriz de la derivada del jacobiano con respecto al tiempo
Jd(1,1)=2*(xx1);
Jd(1,2)=2*(yy1);
Jd(1,3)=0;
Jd(1,4)=0;
Jd(2,1)=2*(xx1-xx2);
Jd(2,2)=2*(yy1);
Jd(2,3)=-2*(xx1-xx2);
Jd(2,4)=0;
Jd(3,3)=0;

if (abs(sin(theta))>0.9)
    Jd(3,1)=0;
    Jd(3,2)=0;
    Jd(3,4)=params.L1*omega*cos(theta);

else
    Jd(3,1)=0;
    Jd(3,2)=0;
    Jd(3,4)=params.L1*omega*sin(theta);
end

end

end
```

jacobderivadodinamica.m

```
function[Jd]=jacobderivadodinamica(v,q,params)
Jd=jacobderivado(v,q,params);
Jd(4,1:4)=zeros(1,4);
end
```

jacobtderivado.m

```
function [ J ] = jacobtderivado()
J(1,1)=0;
J(2,1)=0;
J(3,1)=0;
J(4,1)=0;
end
```

estabilidad.m

```
function [imin,imax] = estabilidad (x,porcentaje)

x = abs (x);
[xm,im]=max(x);
th = porcentaje*xm;
```

```

i = im;
while ( i > 1 && x(i) > th)
    i = i-1;
end

imin = i;

k = im;
while ( k < length(x) && x(k) > th)
    k = k+1;
end

imax = k;

end

```

Dibujomecanismo.m

```

function [] = Dibujomecanismo( q, params )
%Se definen los valores limite de x e y de la gráfica

%Se definen las coordenadas generalizadas
x1=q(1);
y1=q(2);
x2=q(3);
theta=q(4);
%Se definen las coordenadas que no varían(fijas)
xA=0;
yA=0;
y2=params.y2;
%Se dibuja el mecanismo, en este caso, 2 barras, ya que tenemos un
%biela manivela
line([xA,x1],[yA,y1])
line([x1,x2],[y1,y2])
drawnow;
end

```

rad2deg.m

```

function [ y ] = rad2deg( x )
y = x.*180/pi;
end

```

calculodepar.m

```
function [] = calculodepar(params)

    %Calculo del par motor (en función de theta)

    %theta = 0;
    %Se empieza con el theta inicial y hara los siguientes calculos para cada
    %valor de theta comprendido entre [0°,360°]

    w = params.omega; %rad/s
    L1 = params.L1; %cm
    L2 = params.L2; %cm
    L1 = L1/100; %m
    L2 = L2/100; %m
    % m sera la masa del cajon se supone de valor
    % 6 kg ( para el motor más desfavorable)
    m = 6; %kg
    g = 9.8; %m2/s

    N = 360;
    par = zeros(N,1); v1pr = zeros(N,1); v2pr = zeros(N,1); a2pr = zeros(N,1);
    theta=linspace(0,2*pi,N);

    for i=1:length(theta)
        v1 = w*L1; %m/s
        beta = asin((L1/L2)*sin((pi)-theta(i)));

        v12 = (v1*sin(theta(i) - pi/2))/cos(beta); %m/s
        omega12 = v12/L2; %rad/s

        v2 = v1*cos(theta(i) - pi/2) + v12*sin(beta); %m/s
        a1n = (w^2)*L1; %m/s2
        a12n = (omega12^2)*L2; %m/s2

        a12t = ((a12n*sin(beta) - a1n*sin(pi - theta(i)))/(cos(beta))); %m/s2
        a2 = a1n*cos(pi - theta(i)) + a12t*sin(beta) + a12n*cos(beta); %m/s2
        a2pr (i) = a2;

        ten = (m*a2)/cos(beta); %kg.m/s2
        N = m*g - ten*sin(beta); %N

        %Reacciones y par
        Rx (i) = ten*cos(beta);
        Ry (i) = ten*sin(beta);
        par(i) = ten*L1*cos(theta(i) - pi/2 -beta); %Nm
        v1pr(i)= v1;
        v12pr(i)= v12;
        v2pr (i) = v2;

    end

    figure
    plot(theta,par);
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('Par (N.m)');
    title('Par mediante analítica')

    figure
    plot(theta,Rx);
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('Reacción X (N)');
    title('Reacción X mediante analítica')

    figure
    plot(theta,Ry);
    xlabel('theta (rad)'); ylabel('Reacción Y (N)');
    title('Reacción Y mediante analítica')

    % figure
```

```

%     plot(theta,v1pr);
%     xlabel('theta (rad)'); ylabel('velocidad (m/s)');
%     title('v1')
%
%     figure
%     plot(theta,v2pr);
%     xlabel('theta (rad)'); ylabel('velocidad (m/s)');
%     title('v2')
%
%     figure
%     plot(theta,a2pr);
%     xlabel('theta (rad)'); ylabel('aceleración (m/s^2)');
%     title('a2')
%
end

```

matrizmasas.m

```

function [ Me ] = matrizmasas()
%Matriz de masas del mecanismo (una planta)

mL1 = 0.007;
mL2 = 0.01;
mmesa = 6;

Me(1,1) = (mL1/3) + (mL2/3);
Me(1,2) = 0;
Me(1,3) = (mL2/6);
Me(1,4) = 0;
Me(2,1) = 0;
Me(2,2) = (mL1/3) + (mL2/3);
Me(2,3) = 0;
Me(2,4) = 0;
Me(3,1) = (mL2/6);
Me(3,2) = 0;
Me(3,3) = (mL2/3)+mmesa;
Me(3,4) = 0;
Me(4,1) = 0;
Me(4,2) = 0;
Me(4,3) = 0;
Me(4,4) = 0;

end

```


Anexo VI. Cronograma diario.

NOVIEMBRE 2017						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
			1 Quedamos para hablar del horario y primeras ideas (1H)	2 Buscar papers (2H)	3 Clase de repaso mecanismos (2H)	4 Primeros bocetos (1H)
5	6	7 Segundo boceto, idea a seguir (1H)	8 Modelado a mano y primeros cálculos (2H)	9 Primer código en MATLAB (2H)	10 Clase de repaso mecanismos (2H) Creación cuenta GitHub	11 Avances en código (2H)
12	13 Código Matlab (2H)	14	15 Código Matlab (2H)	16 Código Matlab (3H) Mejora cinemática	17 Código Matlab (3H) Automatización cálculo de barras	18
19 Código Matlab (3H) Automatización cálculo de barras	20 Código Matlab (3H) Automatización cálculo de barras	21 Fin de código en MATLAB? Inicio en simulink (4H)	22 SW primer boceto de la mesa y exportamos a simulink (4H)	23 SW básico, biela manivela y simulink (4H)	24 Simulink (2H) y repaso dinámica (1H)	25
26 Avances en Simulink con biela-manivela básico (2H)	27 Simulink, dinámica y analítica (4H)	28 Simulink, matriz de masas, dinámica (6H)	29	30 Calculo de par: analítica y simulación simulink simple correcta (4H)	Notes: Horas totales: 63 H. Primeros bocetos y diseños SW, lectura de papers, cálculos cinemáticos MATLAB y Simulink.	

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

DICIEMBRE 2017						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
					1 Avances dinámica y repaso del día anterior (2H)	2 SolidWorks con los motores y simulación simulink (2H)
3	4 Diseño más parecido al real, búsqueda en catálogos (3H)	5	6 Creación de mesa con relaciones de posición (3H)	7	8 Archivo mesaparasimulink (3H)	9
10	11 Detectamos error en la amplitud de las gráficas de comparación (3H)	12	13 Problema Anterior solucionado (3H)	14	15 Métodos numéricos dinámica par a mano (3H)	16
17	18	19	20 Métodos numéricos dinámica para implementación en MATLAB (2H)	21	22	23
24 Código Matlab (2H) Corrección de errores de dinámica	25	26	27	28	29	30
31	Notas: Horas totales: 26H. Cálculos mediante dinámica, mejora de Simulink y cambios en el diseño SW.					

ENERO 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
	1	2	3	4	5	6
7	8 Diseño y cambios en bocetos (2H)	9	10	11	12	13
14	15	16	17 Bocetos para uniones y comprobación de pedido (2H)	18 Búsqueda en catálogos NKS, cambios bocetos y diseño SW (2H)	19	20 Búsqueda opciones más económicas (2H). Problemas facturas.
21	22	23	24	25	26	27
28	29	30	31	Notas: Horas totales (8H) Pequeños cambio en el diseño SW, inicio de búsqueda de componentes.		

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

FEBRERO 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
				1	2	3
4	5	6	7	8	9	10
Búsqueda en catálogo de la página china, más barato. Presupuesto para rodamientos (1H)		Búsqueda nuevos papers y demás info. Escribimos primeras fórmulas (4H)	Plantear fórmulas y repaso los cálculos de MATLAB(4H)		Dibujos en Autocad (2H)	
11	12	13	14	15	16	17
	Continuamos escribiendo fórmulas y dibujos. Primera introducción (3H)		Empezamos a escribir el marco teórico (3H)		Redactar los cálculos, dibujos y marco teórico. (2H)	Redactar los cálculos, dibujos y marco teórico (6H)
18	19	20	21	22	23	24
	Redactar los cálculos, dibujos y marco teórico (3H)	Creación de planos detallados (1H y 30)		Adecuamos los planos para pedir presupuesto y lista de materiales aproximada (1H)	Pedimos presupuesto a Carrtetillas Amate (1H)	Problemas con Amazon, no hacen factura (30 min)
25	26	27	28	Notas: Horas totales: 39.5 H. Inicio de la memoria con los primeros cálculos cinemáticos y marco teórico, dibujos en AutoCAD y procesos de compra. Problemas facturas proforma.		
Me contestan de una página china. Si hacen factura (30 min)		Redactar los cálculos, dibujos y marco teórico (3H)	Redactar los cálculos, dibujos y marco teórico (4H)			

MARZO 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
				1	2	3 Nueva búsqueda Amazon, para un proveedor que sí que hace factura (30 min)
4 Railes y guías pedidos	5	6	7 Creación del documento Anteproyecto (2H)	8	9	10 Modificaciones en el Anteproyecto (1 H) Ampliamos la introducción
11	12	13	14	15 Soldadura de marcos	16	17
18	19 Ya han llegado las guías.	20	21 Medimos el marco y comprobamos que es mejor que de ancho tenga 30mm por los taladros y diseño nuevo SW (1H)	22 Desmontamos mecanismo 5 barras y utilizamos la mesa y un motor, organizamos y medimos marco y taladros (2H)	23	24
25	26 Aprendemos a soldar en las prácticas y comenzamos con los bloques (6H)	27 Continuamos con los bloques (6H) practicando sobre todo.	28 Terminamos bloques (3H)	29	30	Notas: Horas totales: 21,5 H Adquisición de los rodamientos, soldadura de los bloques prueba y finales.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

ABRIL 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
1 Escribimos preguntas sobre la redacción del TFG, organización de lo que tenemos hasta ahora (1H) Creamos mesa2 (2H)	2 Pensamos lámina de madera, diseño uniones y barras junto con diseño. Correo detallado. (8H)	3 Avanzamos con el diseño y miramos opciones (1H)	4 Dibujamos taladros en bloques y mesa principal prueba, pensamos las opciones para las barras. Búsqueda de tornillos (6H)	5	6 Pensamos de nuevo en la forma de hacer las barras, mediante tubos y una 'u', encontramos motor UAL aproximado (6H)	7 Enviamos anteproyecto y continuamos escribiendo el trabajo, reorganización y ampliación de índice (4H)
8 Redactamos parte del marco teórico (5H)	9 Seguimos redactando, comprobamos diseño, pensamos en como hacer las barras (5H)	10 Seguimos redactando, hacemos las barras para bloque 1, encontramos motor pruebas. (5H)	11 Seguimos redactando, hacemos los taladros (5H)	12 Primera vez que atornillamos los rodamientos al bloque, problemas tecnicos. No taladramos carril (5H)	13 Redactamos y primeros contactos con Arduino (6H)	14 Redactamos parte del marco teórico (7H)
15 Redactamos parte del marco teórico (7H)	16 Seguimos redactando, continuamos montaje taladros a mesa (5H). Prueba control arduino motor	17 Seguimos redactando, continuamos montaje, compramos varilla (5H) Compra motores y puentes H	18 Seguimos redactando, continuamos montaje, rodamientos a bloque y a mesa (6,5H)	19 Seguimos redactando, continuamos montaje, chapa en U para motor(5H)	20 Primera prueba del bloque 1 con motor prueba conseguida. (5H)	21 Seguimos redactando marco teórico y anexo diseño (8H)
22 Seguimos redactando marco teórico y anexo diseño (8H)	23 Seguimos redactando, pintamos taladros bloque 2, diseñamos chapa motor 2 (5H)	24 Seguir redactando, diseño chapa 2 (5H)	25 Taladros bloque 2, seguimos redactando, cortar varilla (5H)	26 Unificación y depuración de código MATLAB (3H 30 min). Encontramos soporte madera y biela manivela 2	27 Fin de unificación de código con éxito (6H 30 min). Comenzamos montaje definitivo. Arreglos simulink	28 Redactamos parte de mecanismos, gráficas (6H)
29 Redactamos parte de diseño, arreglamos cronograma (10H) Repasamos todos los cálculos.	30 Limpiamos madera, taladros organizamos montaje (5H)	Notas: Horas totales: 161.5 H. Redacción anteproyecto, continuación de la redacción de la memoria, primeros contactos con Arduino, primera prueba del montaje realizada con éxito. Unificación códigos de MATLAB.				

MAYO 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
		1 Repasamos cálculos en búsqueda de fallos. (9H)	2 Arreglo de Jacobianos derivados. Montaje mesa en 2 direcciones Mejor funcionamiento (5H)	3 Seguimos buscando error en calculodepar.m Chapa cortada y diseño para motor2 (4H)	4 Código Arreglado. Todas las gráficas coinciden. Redactamos anexo Simulink (5H)	5
6	7 mesaparasimulink arreglos, chapa motor2, redactamos un poco capítulo 3 (5H)	8 mesaparasimulink arreglos, chapa motor2, redactamos un poco capítulo 3 (5H)	9 Finalización del montaje del motor superior. Gráficas espectros (7H)	10 Soldamos puentes H. Planificamos el montaje electrónico. Arreglo gráficas espectros. (5H)	11	12
13	14 Organizamos montaje eléctrico, esquema eléctrico (3H).	15 Tablón de madera superior y varilla para madera y montaje prueba elect (5H)	16 Orificios caja para electrónica y montaje prueba electrónico. (3H)	17 Prueba del montaje electrónico sin caja con éxito. (2H)	18 Construcción casi completa del sistema electrónico. (5H)	19
20	21 Continuamos con el montaje del sistema eléctrico (2H)	22 Primer código Arduino. Continuamos con el montaje del sistema electrónico. (5H)	23	24 Cambio de pantalla LCD, sujeciones fuente y caja. Cambio código arduino y fin de la maqueta (5H)	25	26
27 Maqueta espaguetis para simulación (30 min)	28	29 Pruebas simulaciones, seguimos redactando. (2H)	30 Cambiamos índice y estructura del trabajo. Charla TFG (2H)	31 Diseño detallado en SW (2H)	Notas: 81.5 H. Corrección incompatibilidad en los resultados de los cálculos de MATLAB. Montaje eléctrico y construcción del prototipo 'Mesa de vibraciones para el estudio de sismos'.	

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

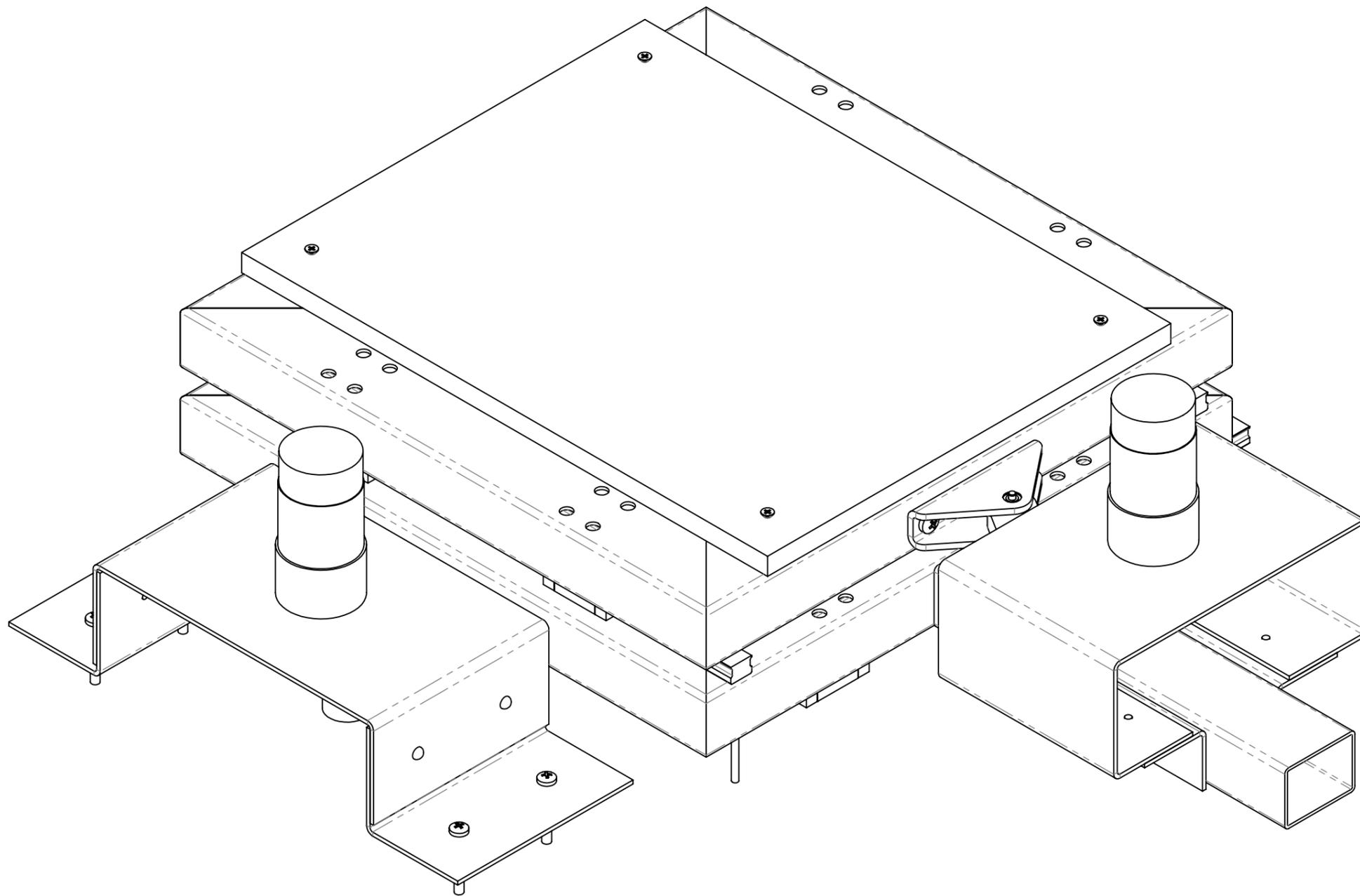
ÁNGEL ARTERO REAL

JUNIO 2018						
Domingo	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado
					1 Planos, mediciones y presupuestos (8 H)	2 Planos, mediciones y presupuestos (8 H)
3	4	5	6 Planos (1 H)	7 Planos (1 H)	8 Planos (1 H)	9
10 Planos (1 H)	11	12	13 Planos (1 H)	14 Planos (1 H)	15	16 Planos, mediciones y presupuestos (8 H)
17 Terminamos planos, mediciones y presupuestos (9 H)	18 Redactar memoria(8H)	19 Redactar memoria(8H)	20 Redactar memoria(8 H)	21 Redactar memoria(8 H)	22 Redactar memoria (8H)	23 Redactar memoria(8H)
24 Redactar memoria(8H)	25	26	27	28	29	30
31	Notas: 95 H. Diseño 'ideal' de la mesa, planos, mediciones y presupuestos. Fin de redacción de la memoria.					

DOCUMENTO 2 PLANOS

Índice de los planos

Plano 1.	Montaje general ‘Mesa de vibraciones para el estudio de sismos’.....	1
Plano 2.	Diferentes vistas montaje general ‘Mesa de vibraciones para el estudio de sismos’....	2
Plano 3.	Conjunto general de elementos de la mesa	3
Plano 4.	Conjunto detallado de elementos de la mesa	4
Plano 5.	Plataforma de simulación inferior.....	5
Plano 6.	Plataforma de simulación superior.....	6
Plano 7.	Superficie de simulación.....	7
Plano 8.	Mecanismo biela manivela.....	8
Plano 9.	Biela, manivela y corredera chapa.....	9
Plano 10.	Chapa soporte motor inferior y sujeción chapa soporte motor inferior.....	10
Plano 11.	Chapa soporte motor superior y sujeción chapa soporte motor superior.....	11



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.

TRABAJO FIN DE GRADO

UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Autor:
Ángel Artero Real

Fecha:
16/06/18

Material:
-

Ud:
mm

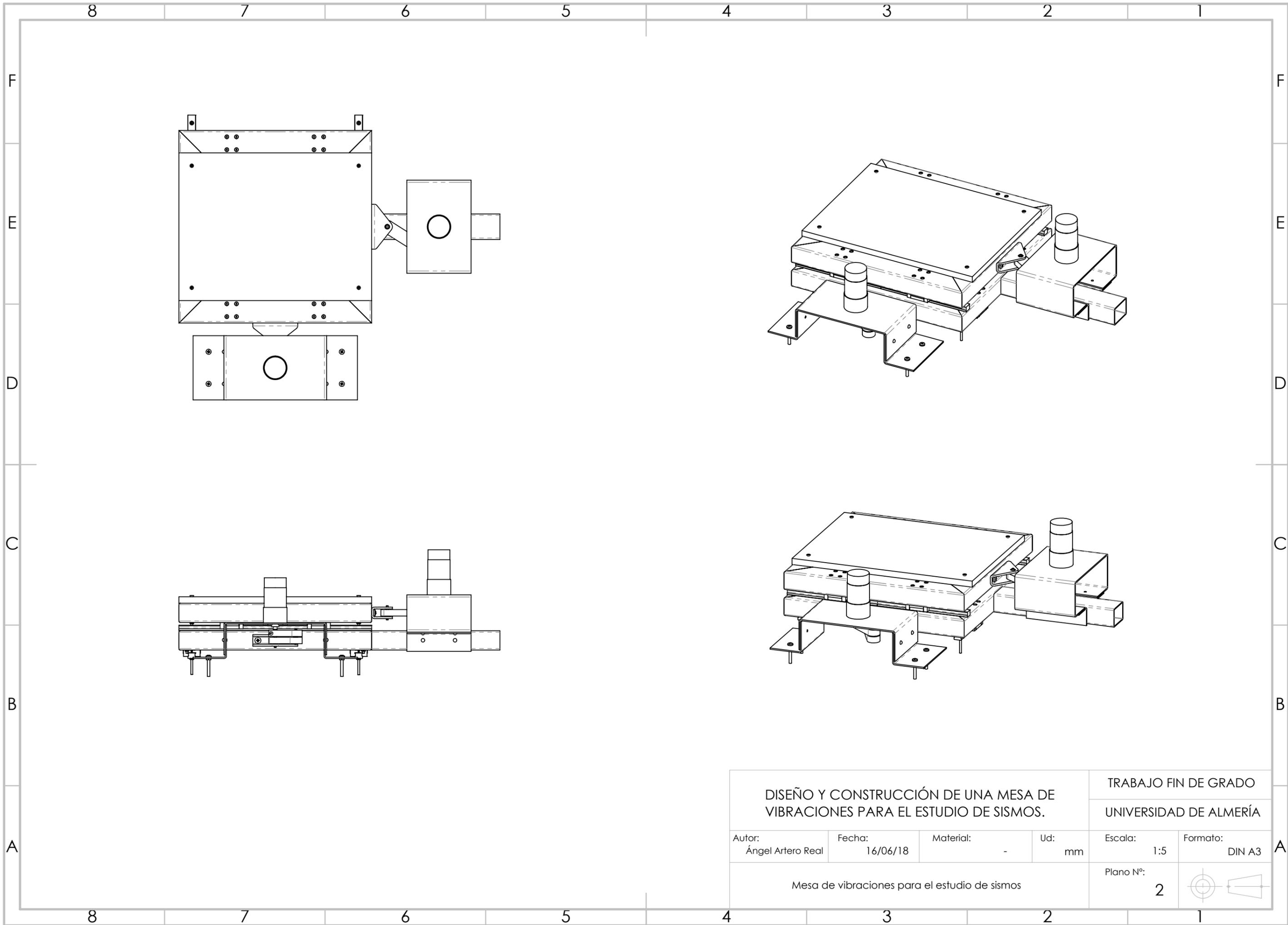
Escala:
1:2

Formato:
DIN A3

Mesa de vibraciones para el estudio de sismos

Plano N°:
1





DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.

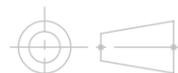
TRABAJO FIN DE GRADO
UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

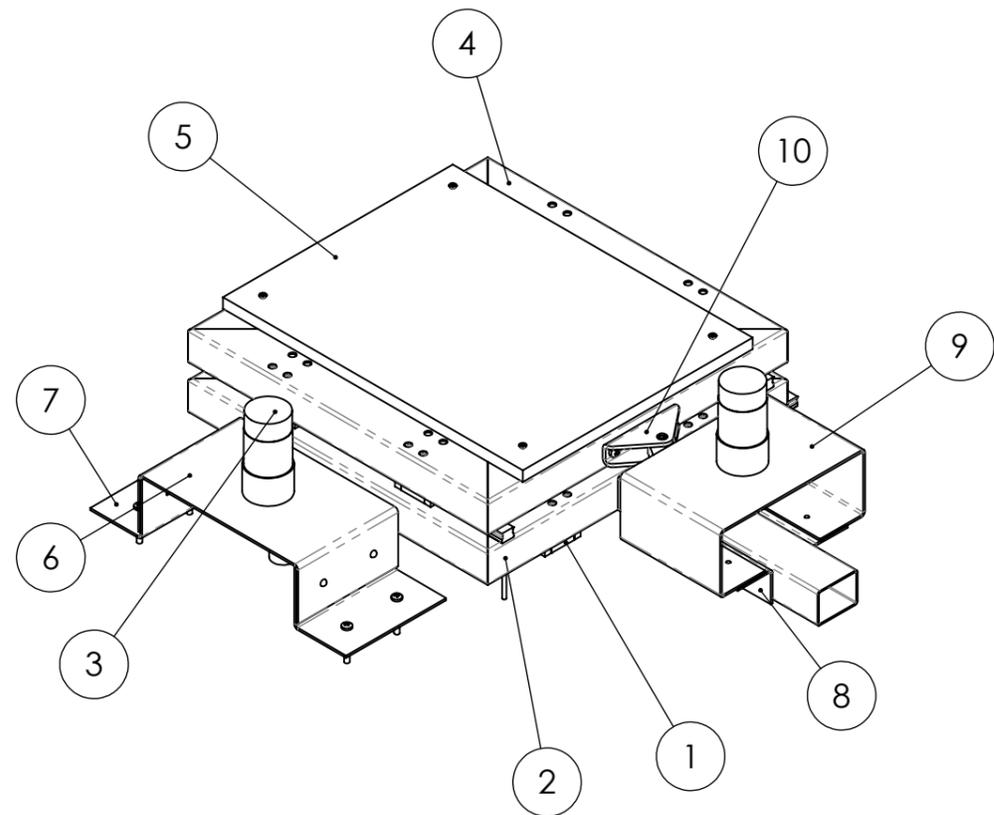
Autor: Ángel Artero Real Fecha: 16/06/18 Material: - Ud: mm

Escala: 1:5 Formato: DIN A3

Mesa de vibraciones para el estudio de sismos

Plano Nº: 2





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Conjunto rodamientos lineales	2
2	Plataforma de simulación inferior	1
3	37D Gearmotor 70:1 12 V	2
4	Plataforma de simulación superior	1
5	Superficie de simulación	1
6	Chapa soporte motor inferior	1
7	Sujeción chapa soporte motor inferior	2
8	Sujeción chapa soporte motor superior	2
9	Chapa soporte motor superior	1
10	Mecanismo biela manivela	2

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.

TRABAJO FIN DE GRADO
UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Autor: Ángel Artero Real Fecha: 16/06/18 Material: - Ud: mm

Escala: 1:5 Formato: DIN A3

Conjunto general de elementos de la mesa

Plano N.º: 3



8 7 6 5 4 3 2 1

F

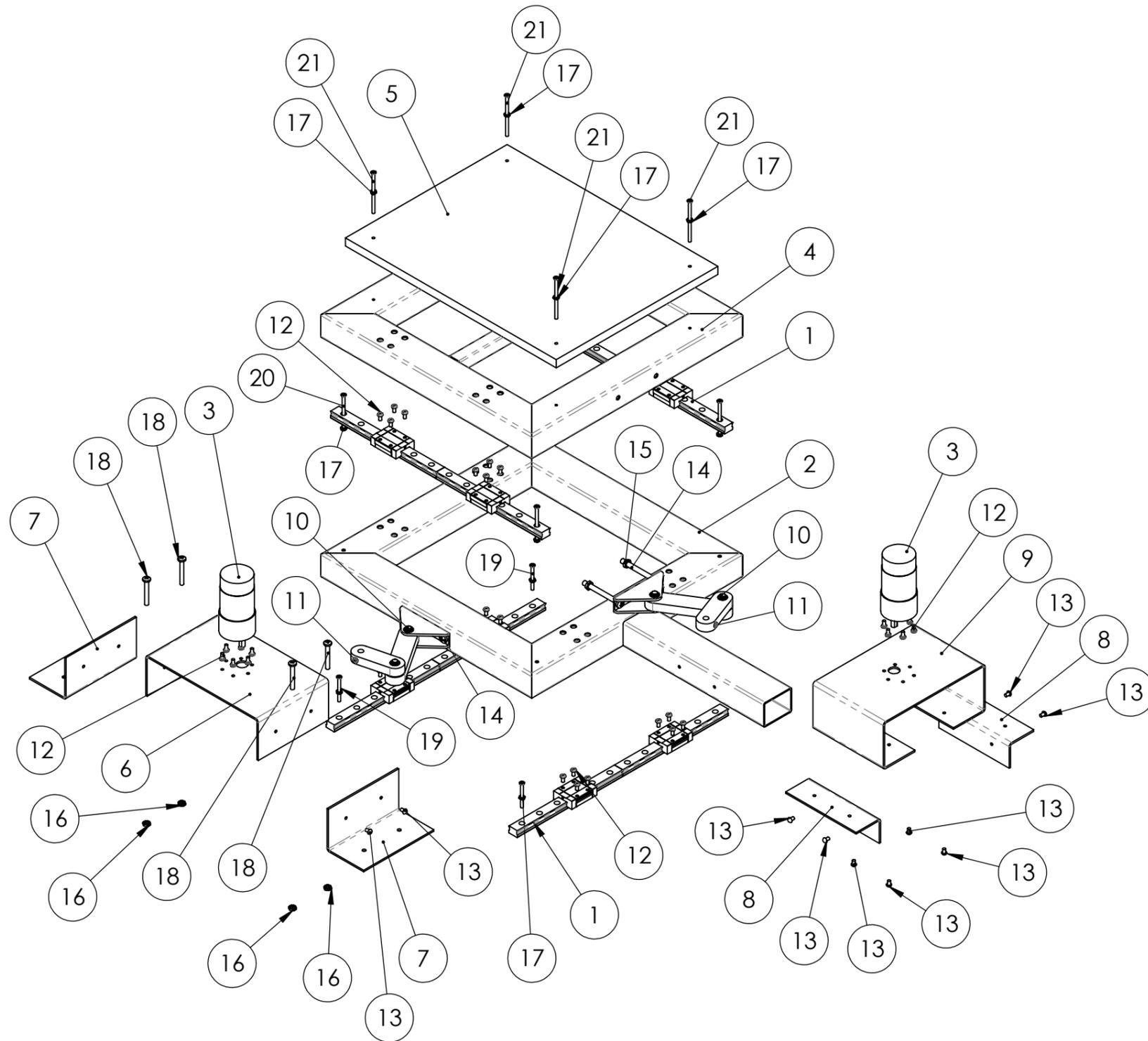
E

D

C

B

A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Conjunto rodamientos lineales	2
2	Plataforma de simulación inferior	1
3	37D Gearmotor 70:1 12 V	2
4	Plataforma de simulación superior	1
5	Superficie de simulación	1
6	Chapa soporte motor inferior	1
7	Sujeción chapa soporte motor inferior	2
8	Sujeción chapa soporte motor superior	2
9	Chapa soporte motor superior	1
10	Mecanismo biela manivela	2
11	Tornillo DIN 84 M3 x 8	2
12	Tornillo DIN 7985 M3 x 6	44
13	Remache DIN 1476 - A1- ϕ 3 mm- L=6 mm	12
14	Tornillo DIN 84 M5 x 50	4
15	Tuerca hexagonal DIN 934 - M5	4
16	Tuerca hexagonal DIN 934 - M4	4
17	Tuerca hexagonal DIN 934 - M3	12
18	Tornillo DIN 7985 M4 x 30	4
19	Tornillo 7985 934 - M3 x 30	4
20	Tornillo 7985 934 - M3 x 40	4
21	Tornillo DIN 963 M3 x 50	4

F

E

D

C

B

A

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.

TRABAJO FIN DE GRADO
UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

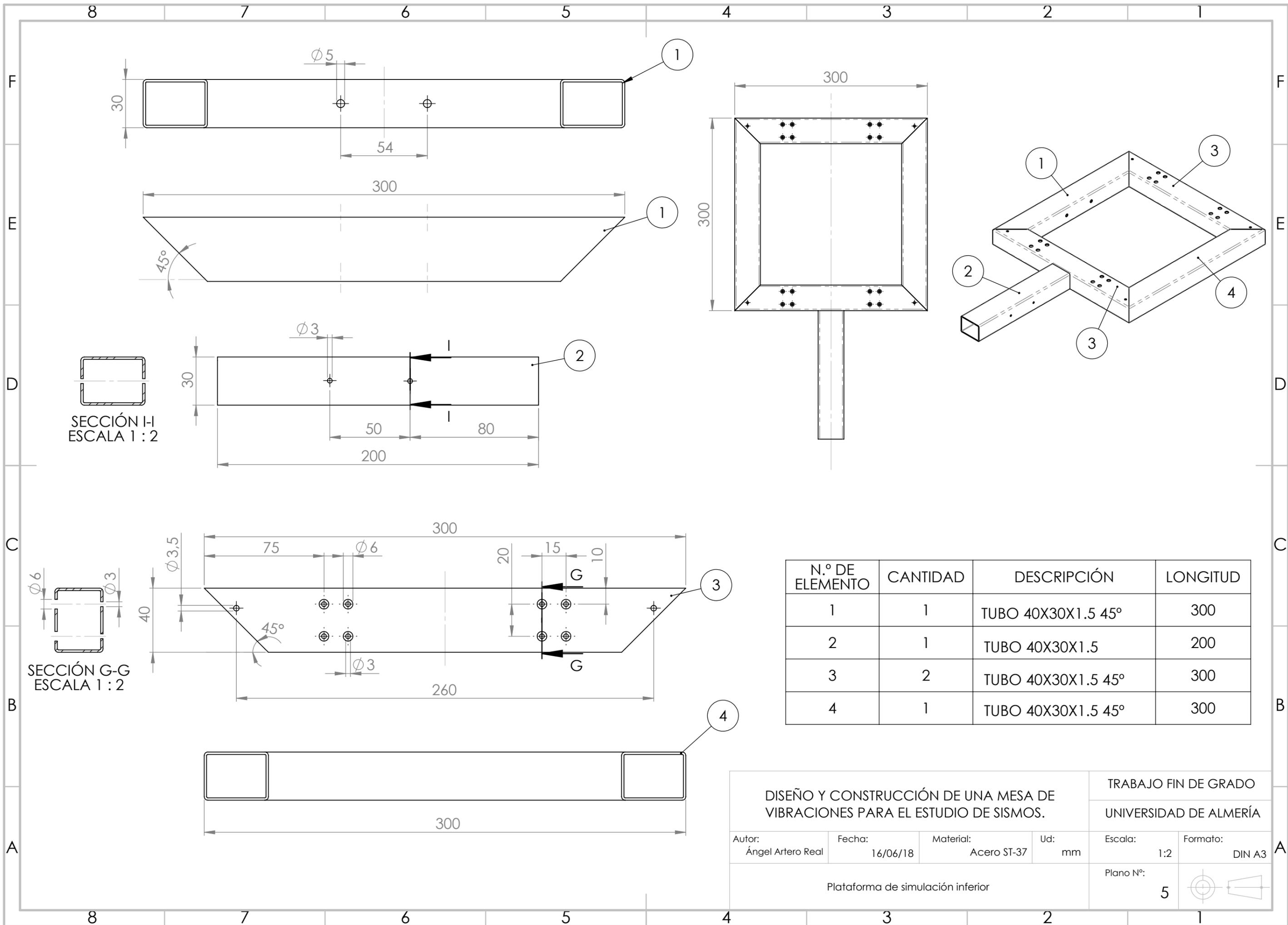
Autor: Ángel Artero Real Fecha: 16/06/18 Material: - Ud: mm

Escala: 1:5 Formato: DIN A3

Conjunto detallado de elementos de la mesa

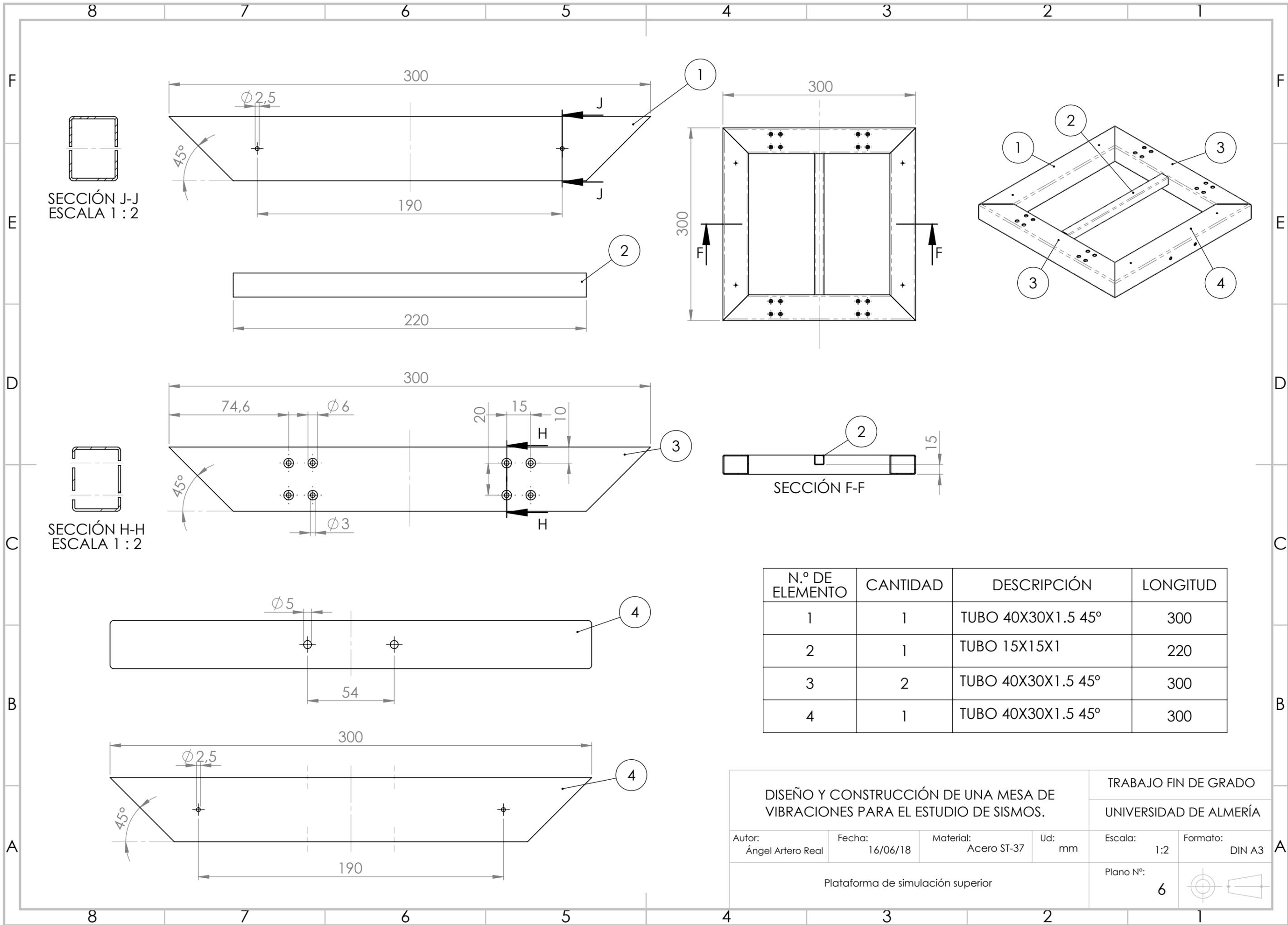
Plano N.º: 4

8 7 6 5 4 3 2 1



N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	1	TUBO 40X30X1.5 45º	300
2	1	TUBO 40X30X1.5	200
3	2	TUBO 40X30X1.5 45º	300
4	1	TUBO 40X30X1.5 45º	300

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.				TRABAJO FIN DE GRADO	
				UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	
Autor: Ángel Artero Real	Fecha: 16/06/18	Material: Acero ST-37	Ud: mm	Escala: 1:2	Formato: DIN A3
Plataforma de simulación inferior				Plano N.º: 5	



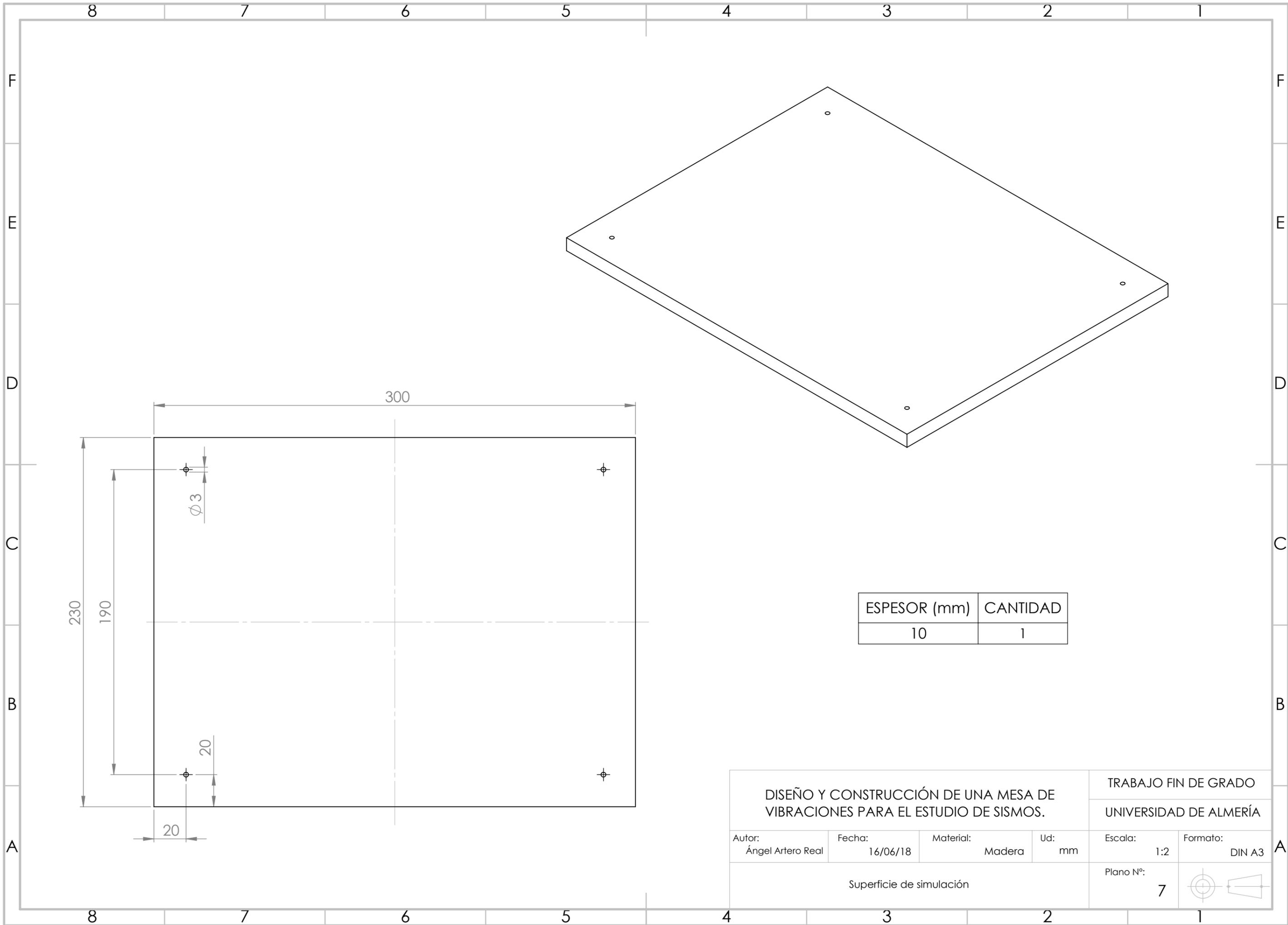
SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN F-F

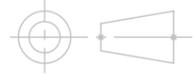
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	1	TUBO 40X30X1.5 45°	300
2	1	TUBO 15X15X1	220
3	2	TUBO 40X30X1.5 45°	300
4	1	TUBO 40X30X1.5 45°	300

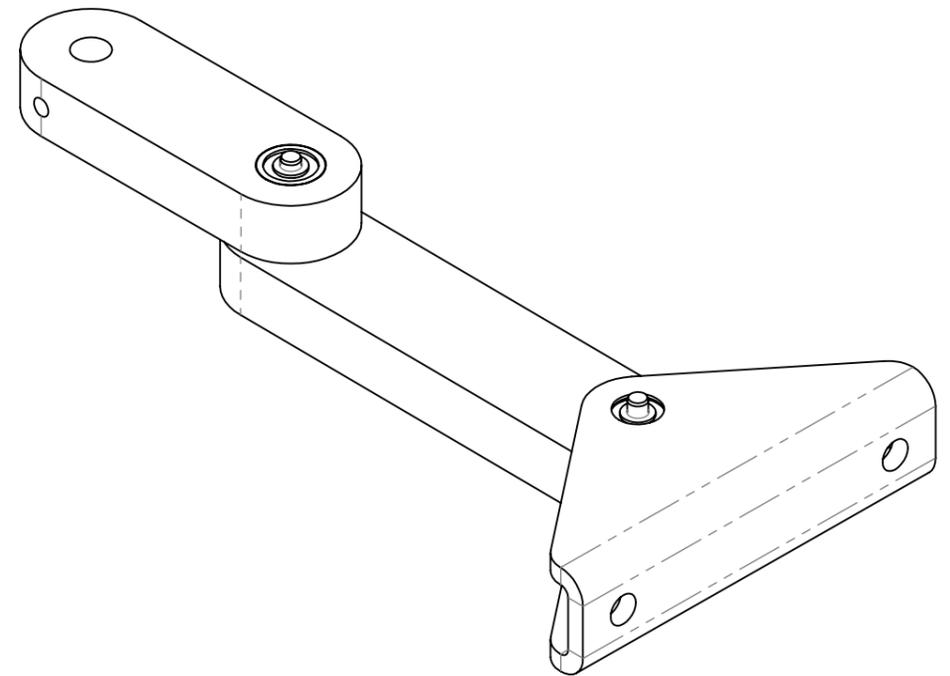
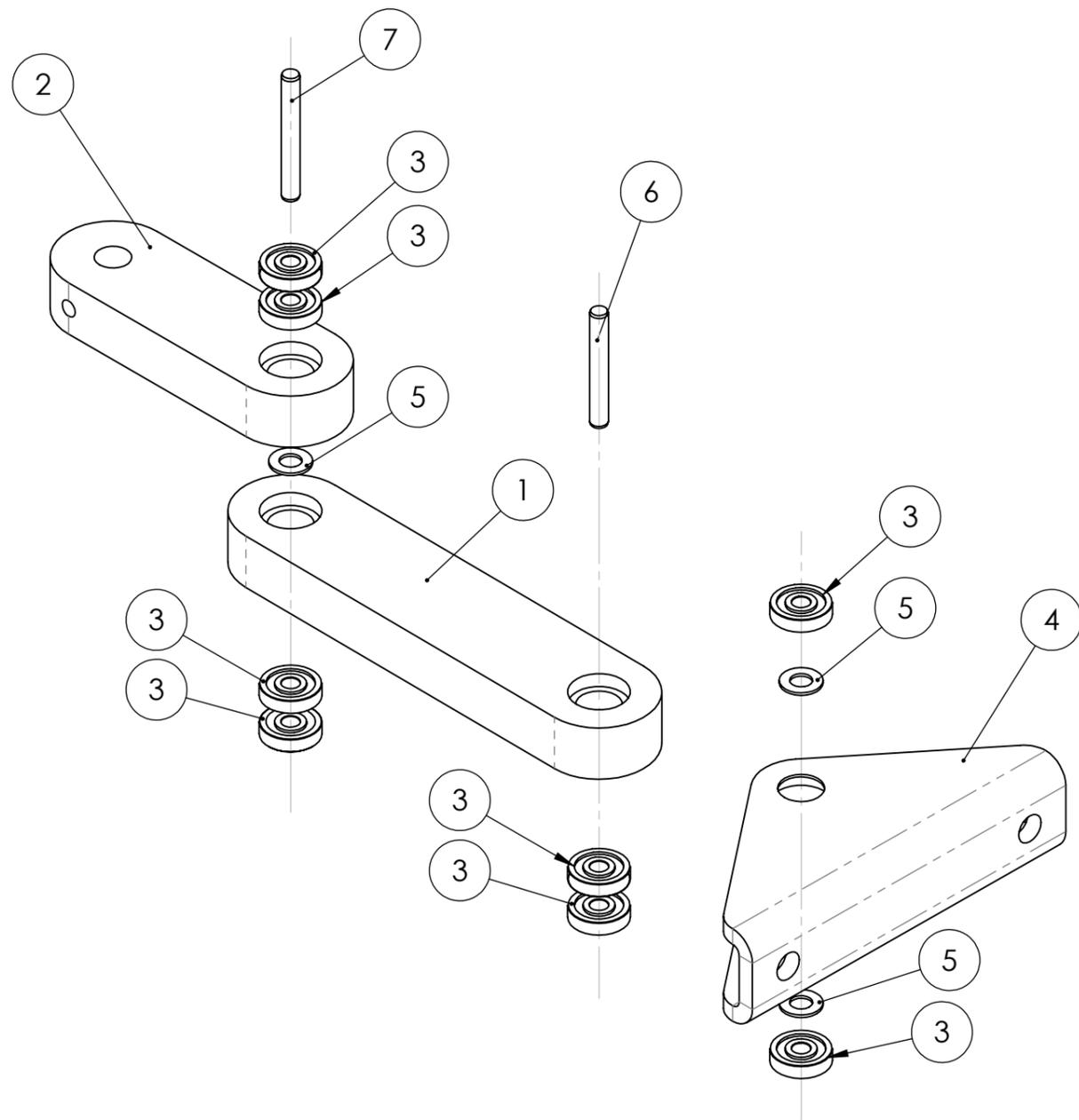
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.				TRABAJO FIN DE GRADO	
				UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	
Autor: Ángel Artero Real	Fecha: 16/06/18	Material: Acero ST-37	Ud: mm	Escala: 1:2	Formato: DIN A3
Plataforma de simulación superior				Plano N.º: 6	



ESPESOR (mm)	CANTIDAD
10	1

<p align="center">DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.</p>				TRABAJO FIN DE GRADO	
				UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	
Autor: Ángel Artero Real	Fecha: 16/06/18	Material: Madera	Ud: mm	Escala: 1:2	Formato: DIN A3

Superficie de simulación				Plano N°: 7	
--------------------------	--	--	--	----------------	---



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Biela	1
2	Manivela	1
3	Rodamiento SKF - 623	8
4	Corredera chapa	1
5	Arandela DIN 125 A3.2	3
6	DIN EN 28734 - 3 x 22 - A - St	1
7	DIN EN 28734 - 3 x 24 - A - St	1

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.

TRABAJO FIN DE GRADO
UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Autor:
Ángel Artero Real

Fecha:
16/06/18

Material:
Acero ST-37

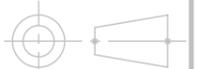
Ud:
mm

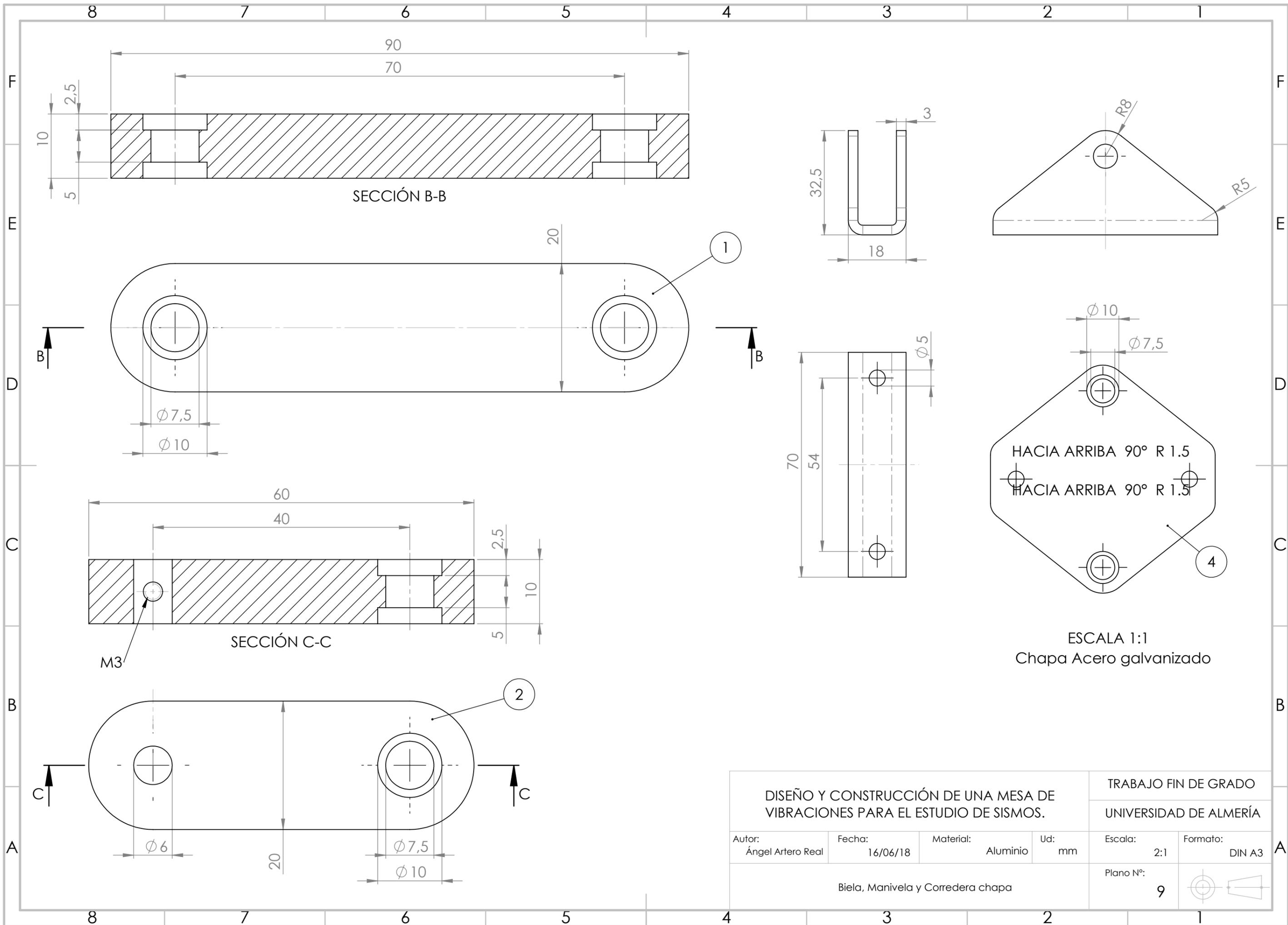
Escala:
1:1

Formato:
DIN A3

Mecanismo biela manivela

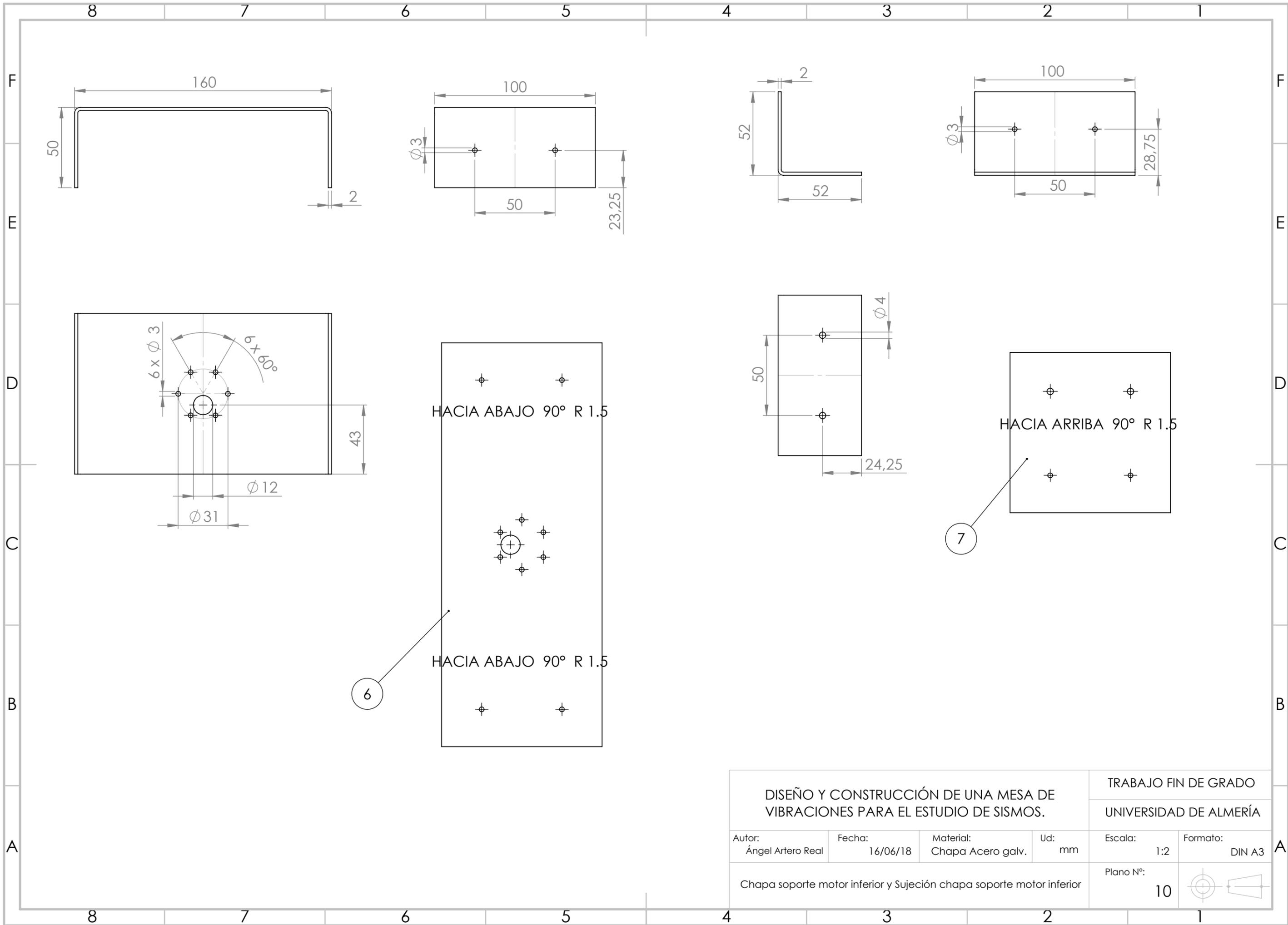
Plano N.º:
8

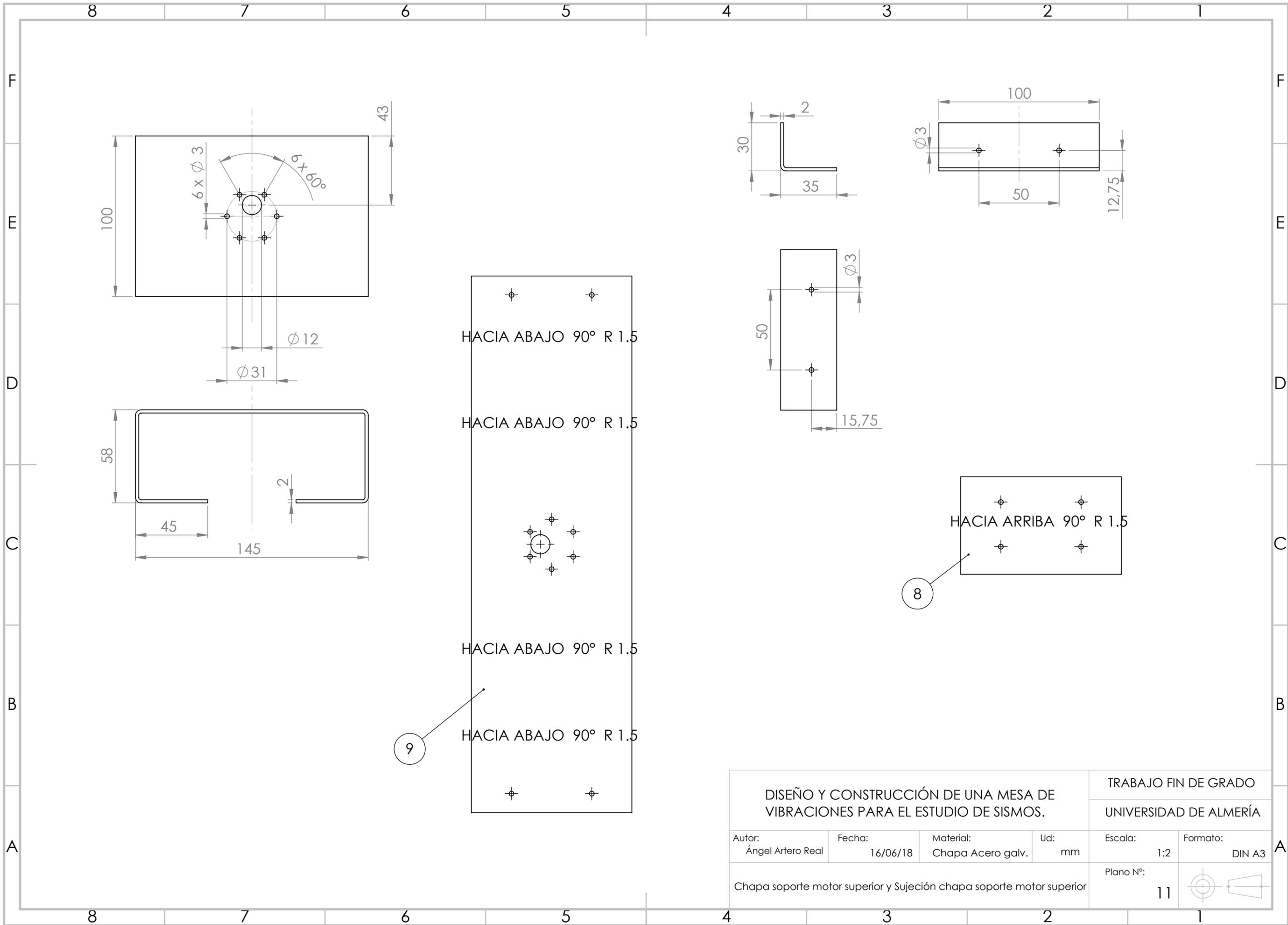


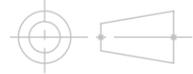


ESCALA 1:1
Chapa Acero galvanizado

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.				TRABAJO FIN DE GRADO	
				UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	
Autor: Ángel Artero Real	Fecha: 16/06/18	Material: Aluminio	Ud: mm	Escala: 2:1	Formato: DIN A3
Biela, Manivela y Corredera chapa				Plano Nº: 9	





DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS.				TRABAJO FIN DE GRADO	
				UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	
Autor: Ángel Artero Real	Fecha: 16/06/18	Material: Chapa Acero galv.	Ud: mm	Escala: 1:2	Formato: DIN A3
Chapa soporte motor superior y Sujeción chapa soporte motor superior				Plano N°: 11	

DOCUMENTO 3 MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Capítulo 1. Plataformas de simulación.					
Orden	Descripción.	Ud	Cantidad	Precio Unitario	Precio total
1.1	Tubo 40x30x1.5 bloque 1.	m	1,4	2,345	3,283
1.2	Tubo 40x30x1.5 bloque 2.	m	1,2	2,345	2,814
1.3	Tubo 15x15x1 bloque 2.	m	0,22	2,24	0,492
1.4	Hilo soldadura elementos tubulares.	g	6,41	0,0463	0,297
1.5	Gas soldadura elementos tubulares.	m ³	0,16	8,57	1,37
1.6	Tablón madera.	m ²	0,069	12,95	0,89
1.7	Conjunto de guías lineales cnbtr MGN12 300 mm.	Uds	4	24,98	99,92
1.8	Tornillo DIN 7985 M3 x 6	Uds	32	0,08	2,56
1.9	Tornillo DIN 84 M5 x 50	Uds	4	0,122	0,488
1.10	Tuerca hexagonal DIN 934 - M5	Uds	4	0,09	0,36
1.11	Tornillo DIN 963 M3 x 50	Uds	4	0,04	0,16
1.12	Tuerca hexagonal DIN 934 - M3	Uds	12	0,073	0,876
1.13	Tornillo DIN 7985 M3x30	Uds	4	0,045	0,18
Presupuesto total capítulo (€)					113,70

Capítulo 2. Sujeciones motor.					
Orden	Descripción.	Ud	Cantidad	Precio Unitario	Precio total
2.1	Chapa de acero galv. Soporte motor inf.	m ²	0,026	19,4	0,495
2.2	Chapa de acero galv. Sujeción soporte motor inf.	m ²	0,0104	19,4	0,198
2.3	Chapa de acero galv. Soporte motor sup.	m ²	0,0293	19,4	0,558
2.4	Chapa de acero galv. Sujeción soporte motor sup.	m ²	0,0075	19,4	0,143
2.5	37D Gearmotor 70:1 12 V	Uds	2	39,9	79,8
2.6	Tornillo DIN 7985 M3 x 6	Uds	12	0,08	0,96
2.7	Remache de cabeza avellanada DIN 1476 - A1 - Ø 3 - L= 6 mm.	Uds	12	0,036	0,432
2.8	Tuerca hexagonal DIN 934 - M4	Uds	4	0,079	0,316
2.9	Tornillo DIN 7985 M4 x 30	Uds	4	0,06	0,24
2.10	Tornillo DIN 84 M3 x 8	Uds	2	0,028	0,056
Presupuesto total capítulo (€)					83,20

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MESA DE VIBRACIONES PARA EL ESTUDIO DE SISMOS

ÁNGEL ARTERO REAL

Capítulo 3. Mecanismo biela manivela. (2 Ud)					
Orden	Descripción.	Ud	Cantidad	Precio Unitario	Precio total
3.1	Barra maciza aluminio Biela obtenida placa.	m ²	0,0018	678	1,22
3.2	Barra maciza aluminio Manivela obtenida placa.	m ²	0,0012	678	0,814
3.3	Chapa de acero galvanizado.	m ²	0,00389	26,88	0,105
3.4	Rodamiento SKF - 623.	Uds	8	1,95	15,6
3.5	Arandela DIN 125 A3,2	Uds	7	0,047	0,329
3.6	Pasador cilíndrico DIN 7 Ø3 - L= 22 mm.	Uds	1	1	1
3.7	Pasador cilíndrico DIN 7 Ø3 - L= 24 mm.	Uds	1	1	1
Presupuesto capítulo (€)					20,10
Presupuesto total capítulo (€)					40,20

Capítulo 4. Componentes electrónicos.					
Orden	Descripción.	Ud	Cantidad	Precio Unitario	Precio total
4.1	Fuente de alimentación PC.	Uds	1	13,99	13,99
4.2	Arduino Mega 2560.	Uds	1	35,88	35,88
4.3	Pulsadores.	Uds	4	5,40	1,44
4.4	Pantalla LCD 16x2 DC 5 V.	Uds	1	1,24	1,24
4.5	Potenciómetro 2K OHM 0.5W PC PIN.	Uds	1	1,36	1,36
4.6	Puentes H. Pololu High-Power Motor Driver 36v9.	Uds	2	38,78	77,56
4.7	Acelerómetro.	Uds	1	12,75	12,75
4.8	Cable Audio Paralelo, Negro y Rojo 2x0.75 mm ² .	m	11.8	0,8	9,44
4.9	Cables Dupont. 3x40 M-M, H-H, H-M.	Uds	1	7,28	7,28
Presupuesto total capítulo (€)					160,94

Resumen de presupuestos.	
Capítulo 1. Plataformas de simulación.	113,7
Capítulo 2. Sujeciones motor.	83,2
Capítulo 3. Mecanismo biela manivela.	40,2
Capítulo 4. Componentes electrónicos.	160,94
Presupuesto total (€)	398,04