



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Diseño de un dispositivo para aplicar impactos en ensayos  
de medida de FRFs

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Aeroespacial

AUTOR/A: Font Sempere, Sergi

Tutor/a: Baeza González, Luis Miguel

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023

# Índice

<b>Resumen</b>	<b>I</b>
<b>Abstract</b>	<b>II</b>
<b>Resum</b>	<b>III</b>
<b>Agradecimientos</b>	<b>IV</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Ensayos de vibraciones</b>	<b>3</b>
2.1. Excitadores . . . . .	3
2.2. Sensores . . . . .	4
2.2.1. Sensor de fuerza . . . . .	4
2.2.2. Sensor de excitación . . . . .	5
2.3. Análisis y procesamiento de señales . . . . .	5
<b>3. Ensayo con martillo instrumentado</b>	<b>7</b>
<b>4. Estudio de necesidades</b>	<b>9</b>
<b>5. Análisis de soluciones constructivas</b>	<b>10</b>
5.1. Muelles y sistemas simples . . . . .	10
5.1.1. Muelle rectilíneo . . . . .	10
5.1.2. Muelle de torsión . . . . .	12
5.1.3. Viga a flexión . . . . .	13
5.2. Revisión de mecanismos . . . . .	14
5.2.1. Pedal de batería . . . . .	14
5.2.2. Máquina de escribir . . . . .	15
5.2.3. Bolígrafo . . . . .	16
5.2.4. Piano . . . . .	17
5.2.5. Sistema con aro libre . . . . .	18
5.2.6. Trinquete . . . . .	19
5.2.7. Panel parque . . . . .	20
5.3. Estructura . . . . .	21
5.3.1. 2 apoyos . . . . .	21
5.3.2. 3 apoyos . . . . .	21
5.3.3. 4 apoyos . . . . .	22
5.3.4. Reguladores de altura . . . . .	22
<b>6. Justificación de la solución elegida</b>	<b>25</b>
6.1. Sistema de movimiento . . . . .	25
6.2. Dispositivo de bloqueo . . . . .	26
6.3. Estructura . . . . .	28
6.3.1. Regulador de altura . . . . .	28
<b>7. Cálculos del modelo</b>	<b>30</b>

7.1.	Cálculo de la cantidad de movimiento pre-impacto . . . . .	30
7.1.1.	Ecuación de movimiento . . . . .	30
7.1.2.	Dimensionamiento del martillo . . . . .	33
7.1.3.	Momento de inercia del martillo . . . . .	34
7.1.4.	Cálculo de la masa equivalente del martillo . . . . .	35
7.1.5.	Cantidad de movimiento . . . . .	36
7.2.	Retroceso post-impacto . . . . .	37
7.2.1.	Cálculo de la cantidad de movimiento post-impacto . . . . .	37
7.2.2.	Ecuación de movimiento . . . . .	41
<b>8.</b>	<b>Análisis de resultados</b>	<b>42</b>
8.1.	Características del martillo . . . . .	42
8.1.1.	Centro de gravedad . . . . .	42
8.1.2.	Momento de inercia . . . . .	42
8.1.3.	Frecuencia natural . . . . .	43
8.1.4.	Masa equivalente . . . . .	43
8.2.	Velocidad pre-impacto . . . . .	44
8.3.	Cantidad de movimiento pre-impacto . . . . .	44
8.4.	Modos excitados en el impacto . . . . .	45
8.4.1.	Punta R . . . . .	45
8.4.2.	Punta M . . . . .	46
8.4.3.	Punta B . . . . .	46
8.5.	Ángulo máximo . . . . .	47
8.5.1.	Punta R . . . . .	47
8.5.2.	Punta M . . . . .	47
8.5.3.	Punta B . . . . .	47
<b>9.</b>	<b>Diseño</b>	<b>50</b>
9.1.	Martillo . . . . .	50
9.1.1.	Sensor de fuerza . . . . .	50
9.1.2.	Pesos . . . . .	51
9.1.3.	Barras . . . . .	52
9.1.4.	Rodamientos . . . . .	52
9.1.5.	Enganche . . . . .	52
9.2.	Estructura . . . . .	54
9.2.1.	L principal . . . . .	54
9.2.2.	L secundaria . . . . .	55
9.2.3.	Patas . . . . .	56
9.2.4.	Regulador de altura . . . . .	56
9.2.5.	Acople martillo-estructura . . . . .	57
9.3.	Sistema de bloqueo . . . . .	60
9.3.1.	Trinquete . . . . .	60
9.3.2.	Uñeta . . . . .	60
9.3.3.	Mecanismo completo . . . . .	61
9.4.	Dispositivo completo . . . . .	62
<b>10.</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>64</b>
10.1.	Conclusiones . . . . .	64
10.2.	Pasos a seguir . . . . .	65

<b>11. Bibliografía</b>	<b>66</b>
<b>12. Pliego de condiciones</b>	<b>67</b>
12.1. Condiciones del entorno de trabajo . . . . .	67
12.2. Condiciones de los materiales . . . . .	68
12.2.1. Hardware . . . . .	68
12.2.2. Software . . . . .	68
12.2.3. Piezas . . . . .	68
<b>13. Presupuestos</b>	<b>69</b>
13.1. Costes de personal . . . . .	69
13.1.1. Costes del alumno . . . . .	69
13.1.2. Costes del profesor tutor . . . . .	70
13.1.3. Costes del técnico . . . . .	71
13.1.4. Costes totales de personal . . . . .	71
13.2. Costes de uso de equipos informáticos . . . . .	72
13.3. Costes de software . . . . .	73
13.4. Costes de materiales . . . . .	74
13.5. Coste total del proyecto . . . . .	75
<b>14. Planos</b>	<b>76</b>
14.1. Sección carril UIC-54 . . . . .	76
14.2. Sección carril UIC-60 . . . . .	78
14.3. Dispositivo . . . . .	80

# Índice de figuras

1.	Representación esquemática del ensayo con martillo. [1]	1
2.	Imagen de un martillo instrumentado. [5]	7
3.	Representación de un muelle a compresión. [6]	10
4.	Representación esquemática del sistema con muelle rectilíneo.	11
5.	Representación esquemática del balancín con muelle rectilíneo.	11
6.	Representación de un muelle a torsión. [7]	12
7.	Representación esquemática del balancín con muelle a torsión.	12
8.	Representación esquemática del sistema con viga empotrada.	13
9.	Imagen de un pedal de batería. [9]	14
10.	Ilustración del movimiento de una máquina de escribir. [10]	15
11.	Secuencia de movimientos de la apertura de un bolígrafo. [11]	16
12.	Secuencia del accionamiento de una tecla de piano de cola. [12]	17
13.	Secuencia de funcionamiento del sistema con aro libre.	18
14.	Ilustración de diferentes tipos de trinquetes. [13]	19
15.	Panel de juego de un parque. [14]	20
16.	Banco de musculación con mecanismo para regular su inclinación. [15]	23
17.	Mecanismo regulador de un bastón. [16]	24
18.	Carriles del tren en la estación de Cullera.	29
19.	Deformada en función de la posición y el modo para viga biapoyada.	48
20.	Sumatorio de senos cuadrados en función de la posición y el modo.	49
21.	Sensor de fuerza 208A12. [5]	50
22.	Representación de la unión sensor/barras en Fusion 360.	51
23.	Lastre de plomo para buceo. [16]	51
24.	Representación del enganche en Fusion 360.	53
25.	Representación del martillo completo en Fusion 360.	53
26.	Representación de la L principal en Fusion 360.	55
27.	Representación de la L secundaria en Fusion 360.	55
28.	Representación de una pata en Fusion 360.	56
29.	Abrazadera con excéntrica para sillín de bicicleta. [16]	57
30.	Representación de la parte posterior del acople en Fusion 360.	57
31.	Representación de parte del acople en Fusion 360.	58
32.	Representación del acople completo en Fusion 360.	59
33.	Representación de la unión trinquete y acople en Fusion 360.	60
34.	Representación de la unión ñeta y martillo en Fusion 360.	61
35.	Representación del sistema de bloqueo en Fusion 360.	61
36.	Representación del dispositivo para el impacto superior en Fusion 360.	62
37.	Representación del dispositivo para el impacto lateral en Fusion 360.	63
38.	Sección de carril UIC-54. [26]	76
39.	Sección de carril UIC-60. [28]	78

# Índice de tablas

1.	Momentos de inercia de las diferentes configuraciones. . . . .	43
2.	Frecuencia natural de las diferentes configuraciones. . . . .	43
3.	Masa total y equivalente de las diferentes configuraciones. . . . .	44
4.	Velocidad lineal pre-impacto para diferentes ángulos y configuraciones. . . . .	44
5.	Cantidad de movimiento pre-impacto para diferentes ángulos y configuraciones. . . . .	45
6.	Modos excitados para una frecuencia de 5500Hz. . . . .	45
7.	Modos excitados para una frecuencia de 3500Hz. . . . .	46
8.	Modos excitados para una frecuencia de 1500Hz. . . . .	46
9.	Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 5500Hz. . . . .	47
10.	Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 3500Hz. . . . .	47
11.	Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 1500Hz. . . . .	48
12.	Costes de trabajo del alumno. . . . .	70
13.	Costes de trabajo del profesor tutor. . . . .	70
14.	Costes de trabajo del técnico. . . . .	71
15.	Costes de personal. . . . .	71
16.	Costes de equipos. . . . .	72
17.	Costes de programas. . . . .	73
18.	Costes de materiales. . . . .	75
19.	Coste total del proyecto. . . . .	75
20.	Características del carril UIC-54. [27] . . . . .	76
21.	Características del carril UIC-60. [29] . . . . .	78

# Nomenclatura

$\beta_r L_v$	Frecuencia ponderada del carril	—
$\delta$	Delta de dirac	—
$\hat{f}$	Fuerza impulso	N
$\omega$	Velocidad angular	rad s <sup>-1</sup>
$\omega_n$	Frecuencia natural del martillo	rad s <sup>-1</sup>
$\omega_r$	Frecuencia natural del carril	rad s <sup>-1</sup>
$\phi_r$	Modo de vibración r del carril con matriz de masa identidad	—
$\Psi_r$	Modo de vibración r del carril	—
$\rho$	Densidad	kg m <sup>-3</sup>
$\theta$	Coordenada angular	rad
$\theta_0$	Ángulo de equilibrio del muelle	rad
$\xi_G$	Distancia al centro de gravedad adimensional	—
$A$	Área transversal	m <sup>2</sup>
$a$	Ancho	m
$b$	Espesor	m
$c_\theta$	Factor de pérdida de velocidad adimensional	—
$D$	Función de disipación	J
$E$	Módulo de Young	N m <sup>-2</sup>
$f$	Fuerza	N
$f_N$	Frecuencia de excitación de la punta	Hz
$g$	Aceleración de la gravedad	m s <sup>-2</sup>
$h_G$	Altura al centro de gravedad gravedad	m
$I$	Momento de área	m <sup>4</sup>
$I_G$	Momento de inercia respecto al centro de gravedad	kg m <sup>2</sup>
$k$	Constante elástica	N m
$k_\theta$	Constante elástica de torsión	N m rad <sup>-1</sup>
$k_{eq}$	Constante elástica equivalente	N m
$L$	Longitud	m

$l$	Distancia al centro de rotación	m
$M$	Momento	N m
$m$	Masa	kg
$m_{eq}$	Masa equivalente	kg
$P$	Carga puntual	N
$p$	Cantidad de movimiento	kg m s <sup>-1</sup>
$q_r$	Coordenada real/modal del carril	—
$Q_{nc}$	Fuerzas no conservativas	N
$T$	Energía cinética	J
$V$	Energía potencial	J
$v_G$	Velocidad del centro de gravedad	m s <sup>-1</sup>
$v_v$	Desplazamiento del carril en horizontal	m
$w_v$	Desplazamiento del carril en vertical	m



# Resumen

Una técnica experimental común en vibraciones es el ensayo con martillo instrumentado. En este experimento se mide simultáneamente la fuerza transmitida por un martillo y la respuesta vibratoria de la estructura. Los registros experimentales obtenidos se analizan en el dominio de Fourier para obtener las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) como el cociente de las transformadas de la respuesta y de la fuerza. Las ventajas de este ensayo incluyen su rapidez, la excitación uniforme de todas las frecuencias (hasta una frecuencia máxima) y la reducción considerable de los problemas de Leakage debido a la naturaleza de las señales tanto de la fuerza como de la excitación. Sin embargo, el principal problema es la incapacidad de controlar los parámetros de la excitación y la dificultad para realizar impactos correctamente, evitando rebotes, que la punta del martillo se quede pegada a la estructura o que se apliquen fuerzas no medidas por el transductor.

Este proyecto tiene como objetivo desarrollar un dispositivo que facilite la aplicación controlada de impactos en el ensayo para medir FRFs. Este dispositivo será útil para medir la receptancia de la vía ferroviaria y calcular el "Track Decay Rate" según EN 15461. El dispositivo permitirá aplicar un impulso seleccionado previamente por el usuario, evitando errores en el ensayo como rebotes o fuerzas tangenciales al plano del impacto.

**Palabras clave:** Impacto, FRF, Técnicas experimentales en vibraciones, *Track decay rate*

# Abstract

A common experimental technique in vibrations is the instrumented hammer test. In this experiment, simultaneously the force transmitted by a hammer and the vibratory response of the structure are measured. The experimental records obtained are analysed in the Fourier domain to obtain the frequency response functions (FRF) as the quotient of the response and force transforms. The advantages of this test include its rapidity, the uniform excitation of all frequencies (up to a maximum frequency) and the considerable reduction of Leakage problems due to the nature of both the force and excitation signals. However, the main problem is the inability to control the excitation parameters and the difficulty to perform impacts correctly, avoiding bouncing, the hammer tip sticking to the structure or the application of forces not measured by the transducer.

This project aims to develop a device that facilitates the controlled application of impacts in the test to measure FRFs. This device will be useful to measure the receptivity of the railway track and calculate the "Track Decay Rate." according to EN 15461. The device will allow the application of an impulse previously selected by the user, avoiding errors in the test such as bounces or forces tangential to the impact plane.

**Keywords:** Impact, FRF, Experimental technique in vibration, Track decay rate

# Resum

Una tècnica experimental comú en vibracions es el assaig amb martell instrumentat. En aquest experiment es medeix simultàniament la força transmesa per un martell i la resposta vibratoria de la estructura. Els registres experimentales obtinguts s'analitzen en el domini de Fourier per obtindre les funcions de resposta en freqüència (FRF) com el quocient de les transformades de la resposta y de la força. Els avantatges d'aquest assaig inclouen la seua rapidesa, l'excitació uniforme de totes les freqüències (fins una freqüència màxima) i la reducció considerable dels problemes de Leakage degut a la naturalesa de les senyals tant de la força com de l'excitació. No obstant, el principal problema es l'incapacitat de controlar els paràmetres de l'excitació i la dificultat per realitzar impactes correctament, evitant rebots, que la punta del martell es quede pegada a l'estructura o que s'apliquen forces no medides pel transductor.

Aquest projecte té com objectiu desenvolupar un dispositiu que facilite l'aplicació controlada d'impactes en l'assaig per medir FRFs. Aquest dispositiu serà útil per medir la receptància de la via ferroviària i calcular el "Track Decay Rate" segons EN 15461. El dispositiu permetrà aplicar un impuls seleccionat prèviament per l'usuari, evitant errors en l'assaig com rebots o forces tangencials al pla de l'impacte.

**Paraules clau:** Impacte, FRF, Tècniques experimentals en vibracions, *Track decay rate*

# Agradecimientos

Gracias a todos!

# 1. Introducción

En el campo de la ingeniería, el análisis de vibraciones es una herramienta fundamental para evaluar y comprender el comportamiento dinámico de las estructuras. Esto proporciona información valiosa sobre su rendimiento, estabilidad y posibles problemas de funcionamiento o afecciones.

El ensayo con martillo instrumentado permite medir al mismo tiempo la fuerza transmitida en el impacto y la respuesta de la estructura a dicha fuerza. Durante el ensayo, se registran las señales de fuerza y respuesta en un intervalo de tiempo determinado. Estos registros experimentales son trasladados al dominio de la frecuencia para obtener las FRFs. En la Figura 1 se expone una representación esquemática de la prueba con martillo instrumentado.

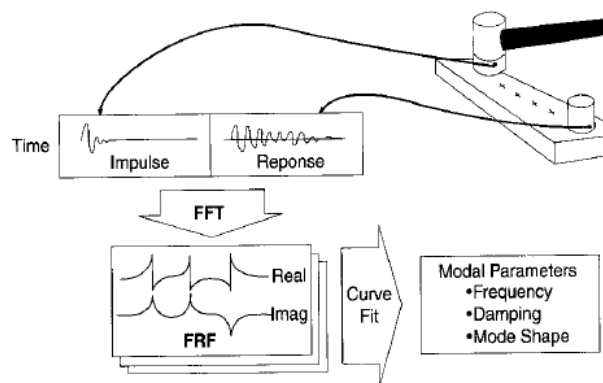


Figura 1: Representación esquemática del ensayo con martillo. [1]

Este tipo de prueba ofrece ventajas en comparación con otras técnicas de medición de vibraciones: rapidez del procedimiento, excitación uniforme en todas las frecuencias hasta un límite máximo predefinido por la rigidez del material de la punta, lo que garantiza una evaluación global del comportamiento dinámico de la estructura, y minimización significativa de los problemas de Leakage, lo que permite una mejor resolución y precisión en el análisis.

Por otro lado, este experimento presenta desafíos y limitaciones que deben controlarse para garantizar mediciones precisas y fiables. Tanto impactos con rebote como contactos con la estructura demasiado prolongados (muy distantes a una función impulso ideal) producen datos erróneos e inconsistentes que pueden dificultar la interpretación de los resultados obtenidos. Asimismo, también existe la dificultad para realizar impactos completamente perpendiculares al plano que se busca excitar ya que, si así fuese, se aplicarían fuerzas no medidas por el transductor del extremo del martillo.

En este contexto, se plantea la necesidad de desarrollar un dispositivo que facilite la aplicación controlada de impactos en ensayo para obtener las FRFs de manera exacta. Este proyecto tiene como objetivo principal diseñar y construir dicho dispositivo, el cual se espera que mantenga todas las ventajas del ensayo con martillo instrumentado y proporcione una solución efectiva a los desafíos mencionados anteriormente.

El aparato propuesto permitirá al usuario seleccionar previamente la cantidad de movimiento a aplicar, lo que garantizará una excitación controlada durante la prueba. Para evitar errores comunes como los rebotes no deseados o las fuerzas tangenciales al plano del impacto, se dotará

tanto de un sistema que permita atrapar la masa después del impacto como de mecanismos reguladores que permitan ajustar el ángulo del impacto.

Este trabajo se dividirá en diversas partes donde se irá presentando el procedimiento seguido para el desarrollo de el dispositivo. Desde un repaso más teórico a la aplicación concreta del proyecto en sí.

En primer lugar, se realizará un breve repaso sobre los ensayos de vibraciones en general y más en concreto del ensayo con martillo, ya que es el tipo de ensayo que se busca replicar en cierto modo para optimizarlo.

A continuación, se enunciarán las condiciones que debe cumplir el proyecto y se iniciará una revisión de todas las soluciones que se han planteado para el funcionamiento del aparato. Esta revisión será tanto del mecanismo encargado de almacenar la energía potencial para luego liberarla, como del sistema de retención de la masa después del impacto y de la estructura sobre la cual se montará todo, que debe ser capaz de regularse.

Después, una exposición detallada sobre la solución adoptada finalmente, justificando cada uno de los aspectos que la componen, así como los cálculos y resultados sobre el dispositivo que determinarán las características del impacto.

Por último, se expondrán las conclusiones y los presupuestos del trabajo, aunque el objetivo último del proyecto (la construcción del aparato) no se haya podido llevar a cabo.

## 2. Ensayos de vibraciones

Es necesario repasar la base teórica de los ensayos de vibraciones antes de empezar con el desarrollo del proyecto para conocer la naturaleza y características de estas prácticas. Estos ensayos permiten medir la respuesta vibratoria de un sistema a una excitación controlada y analizar sus características dinámicas.

Las pruebas de vibraciones pueden realizarse en diferentes frecuencias y amplitudes para evaluar la respuesta en todo el rango de operación del sistema. Los resultados de estas proporcionan información crucial sobre la resistencia estructural, la estabilidad y la respuesta dinámica del sistema bajo diferentes condiciones.

En esta sección, se explorará la teoría detrás de los ensayos, centrándose en los tipos y características de los excitadores, los sensores de fuerza y excitación, así como las técnicas de análisis y procesamiento de señales utilizadas en los ensayos [2] [3] [4].

### 2.1. Excitadores

Los excitadores son dispositivos utilizados para generar una excitación controlada en una estructura o componente durante los ensayos de vibraciones. Existen varios tipos de excitadores y métodos de excitación, cada uno con sus propias características y aplicaciones. A continuación, se describirán los más comunes:

El primero de ellos y probablemente el más utilizado por su sencillez y bajo coste es el martillo instrumentado. Consiste en realizar un impacto con un martillo que tiene un sensor de fuerza incorporado en la cabeza. Las puntas del martillo son intercambiables para adaptarse al rango de frecuencias que se requiere excitar y se puede añadir peso a la cabeza para aumentar la magnitud de la fuerza excitadora. Al golpear la estructura, se registra la fuerza aplicada y se mide la respuesta vibratoria de la estructura. El martillo instrumentado es rápido y fácil de usar, pero la excitación depende del operario que realiza el ensayo y no se puede preseleccionar con anterioridad.

Los siguientes excitadores pertenecen al grupo de los excitadores de contacto. Pueden estar en contacto directo o indirecto con la estructura, pero su principal característica es que producen una excitación continua en el tiempo a diferencia del martillo que es simplemente un impulso. Existen diferentes tipos de excitadores de contacto según la forma que tienen de generar la excitación:

- Por un lado, están los excitadores mecánicos. Estos utilizan sistemas de palancas, ejes y excéntricas para generar vibraciones. Los excitadores mecánicos son versátiles y pueden adaptarse a diferentes aplicaciones, proporcionan una respuesta en un rango de frecuencia no muy amplio, pero pueden generar elevadas amplitudes de vibración. Sin embargo, pueden presentar desafíos en términos de ruido mecánico y dificultad para controlar la forma de onda de la excitación.
- Por otro lado, se encuentran los excitadores electromagnéticos. Estos usan la interacción entre un campo magnético y una corriente eléctrica para crear una vibración controlada. Los excitadores electromagnéticos son conocidos por tener un rango de frecuencias más amplio y capacidad para generar amplitudes de vibración también significativas, al igual

que los mecánicos. Pero, al contrario de los anteriores, ofrecen un control más preciso de la forma de onda de excitación.

- Por último, otro tipo de excitadores de contacto son los electrohidráulicos. Como su propio nombre indica, utilizan sistemas hidráulicos para generar las vibraciones. Estos excitadores son adecuados para aplicaciones que requieren altas amplitudes de vibración y grandes cargas, pero son más complejos y también caros. Además, presentan limitaciones para alcanzar las frecuencias más altas.

Otro método de excitación más comúnmente utilizado para edificios y grandes estructuras es la excitación estática. Consiste en colocar una carga significativa en un punto estratégico de la estructura que se debe estudiar y una vez deformada, se retira súbitamente. Al quitar esta masa la estructura vibra libremente y se pueden evaluar su comportamiento dinámico, su respuesta modal y su capacidad de amortiguamiento. Dependiendo de la magnitud de estas estructuras y cargas se necesitará un dispositivo más potente para poder levantar la carga como lo son las grúas.

El último de los métodos, también muy utilizado y aplicado en la mayoría de los casos a edificios es la excitación de base. Consiste en colocar los excitadores en la base de la estructura para observar su comportamiento cuando vibran sus apoyos. La mayor aplicación de esta práctica es el estudio de la resistencia y estabilidad de los edificios ante grandes movimientos sísmicos.

## 2.2. Sensores

En el ensayo de vibraciones se necesitan al menos 2 sensores. Uno encargado de captar la fuerza de excitación y otro que capta la respuesta de la estructura. Estas 2 señales son las que luego se dividirán para obtener la FRF que caracteriza el comportamiento dinámico del sistema que se busca analizar.

### 2.2.1. Sensor de fuerza

Los sensores de fuerza se utilizan para medir la fuerza aplicada a una estructura o componente durante los ensayos de vibraciones. Estos sensores pueden basarse en diferentes principios, como celdas de carga o efecto piezoeléctrico, entre otros. Los sensores de fuerza proporcionan mediciones precisas y confiables de la fuerza aplicada, y a continuación, se describen los tipos más comunes utilizados.

Las celdas de carga son dispositivos diseñados específicamente para medir fuerzas en aplicaciones industriales y comerciales. Utilizan diferentes principios de medición, como flexión, compresión o cizallamiento. Estas celdas poseen un elemento elástico que se deforma por la carga ejercida. Las celdas también poseen galgas extensiométricas adheridas al elemento elástico que cuando se deforman cambian su resistencia. Estos sensores son muy comunes en balanzas, equipos de control de peso y ensayos.

Los sensores de presión se utilizan para medir la fuerza aplicada a través de la presión ejercida sobre un fluido o gas. Estos sensores contienen un elemento sensible (puede ser una membrana, un tubo Bourdon o un sensor piezoeléctrico) que se deforma bajo la presión, ya sea ejercida directamente o transmitida a través de un medio como aceite o gas. La deformación puede



cambiar la resistencia eléctrica, la carga o alterar otra propiedad física del material que se convierte en una señal eléctrica.

Los sensores piezoeléctricos como su propio nombre indica son dispositivos que usan material piezoeléctrico para medir fuerzas. Estos materiales tienen la propiedad de generar una carga eléctrica cuando son sometidos a una fuerza mecánica. Cuando se le aplica una sollicitación sobre el material este se deforma y esta deformación produce cargas que son captadas por electrodos en su superficie.

### 2.2.2. Sensor de excitación

Los sensores de excitación se utilizan para medir la respuesta vibratoria de la estructura. Estos proporcionan información sobre la respuesta dinámica del sistema, permitiendo un análisis detallado de las características modales y la respuesta en frecuencia. Los sensores más comunes son acelerómetros y transductores de desplazamiento.

Un acelerómetro es un tipo de sensor usado para medir la aceleración lineal. La mayoría de estos acelerómetros se basan en el principio piezoeléctrico o en tecnología MEMS (*Microelectromechanical Systems*). El elemento o mecanismo que contienen los sensores genera cargas o cambios en la resistencia eléctrica proporcionales a la aceleración. Una vez obtenida la aceleración, mediante integración y conociendo condiciones iniciales se pueden obtener velocidades y desplazamientos.

Los transductores de desplazamiento se utilizan para medir la magnitud y dirección del desplazamiento en una estructura. El sistema más común de funcionamiento es tener un elemento sensible que reaccione a las deformaciones alterando su resistencia eléctrica (galgas extensiométricas). Se debe ser capaz de relacionar el cambio en esta propiedad de forma proporcional con el desplazamiento de la estructura. La mayor limitación es que se colocan adheridos o sobre una superficie pero solo miden los desplazamientos en su plano y la dirección depende de la geometría de la galga.

## 2.3. Análisis y procesamiento de señales

Una vez obtenidos los registros experimentales de los ensayos, es necesario aplicar técnicas de análisis y procesamiento de señales para extraer información relevante y significativa. En función de las características de la excitación a la estructura y las características dinámicas de esta, se tendrán un tipo de señales u otras (impulsos, aleatorias, periódicas, amortiguadas...). A continuación, se describirá como es el proceso de algunas de análisis de señales en las pruebas de vibraciones:

En primer lugar, se realiza el análisis en el dominio del tiempo. Este implica el examen directo de la señal en función de la duración de la medida. Cuando la señal de los sensores es muy baja puede requerir de amplificadores para aumentar la amplitud de la señal y pueda ser registrada correctamente. Este primer paso permite identificar eventos transitorios, comportamientos no lineales y cambios en la forma de onda a lo largo del tiempo.

A continuación, se realiza la transformada de Fourier para convertir la señal al dominio de la frecuencia. Esto facilita la identificación de las características modales y la obtención de la función de respuesta en frecuencia (FRF) de la estructura. Así mismo, al no ser el dominio

original de medida de las señales, este puede comportar varios problemas como el *aliasing* y el *leakage*.

El *aliasing* es una problemática común en el análisis de señales en la cual se producen componentes de frecuencia erróneos debido a una frecuencia de muestreo inadecuada. Si la frecuencia a la que vibra la estructura es superior a la mitad de la frecuencia de muestreo, la frecuencia medida aparecerá reflejada al otro lado de la frecuencia de muestreo. Para evitar el *aliasing*, es importante utilizar una frecuencia de muestreo adecuada para la estructura que se requiere analizar y aplicar técnicas de filtrado adecuadas como filtros de paso bajo. Estos eliminan las frecuencias más altas evitando la posibilidad que la señal se cuele reflejada en otras más bajas.

El *leakage* se refiere a la filtración de energía de una frecuencia a otras frecuencias cercanas en el proceso de transformación de Fourier. Sucede cuando se toma un periodo de muestreo que al replicarse no representa la forma de la onda adecuada. Esto pasa por acortar la señal en un intervalo no periódico y se puede mitigar forzando que la señal al inicio y al final del periodo de muestreo sea nula con la forma de la excitación o el uso de ventanas.

Las funciones ventana son una técnica utilizada para mejorar la precisión y reducir el efecto del *leakage* en el análisis de señales. Consiste en multiplicar la señal original por una función de ventana, lo que limita la duración efectiva de la señal y mejora la resolución en frecuencia reduciendo la fuga de energía. Dependiendo de la naturaleza de la señal se pueden utilizar diferentes tipos de funciones ventana para forzar la forma de sus ondas.

Por último, en los ensayos se calculan estimaciones de densidad espectral de potencia de las señales medidas. Normalmente las FRFs simplemente se calculan dividiendo la salida entre la entrada en el dominio de la frecuencia, pero en las pruebas las condiciones no son ideales, es por ello que existen 2 formas principales de obtenerlas. La primera es dividir la densidad espectral cruzada de entrada y salida entre la densidad espectral de entrada. La otra es dividir la densidad espectral de salida entre la cruzada de entrada y salida. Esto minimiza la afección del ruido en las medidas y realizando la fracción entre ambas se obtiene la función de coherencia para hacerse una idea de la calidad de las mediciones.

### 3. Ensayo con martillo instrumentado

Después de realizar un repaso general a los ensayos de vibraciones, en esta sección se analizará en concreto el ensayo con martillo instrumentado. Desde sus partes a sus principales características y las particularidades para tener en cuenta [2].

El martillo instrumentado tiene 4 partes principales y estas se observan claramente en la Figura 2:

- En primer lugar, en la parte anterior de la cabeza se encuentra la punta. Esta punta es el elemento que contacta con la estructura que se requiere excitar y es intercambiable. Existen diferentes tipos de puntas desde las más rígidas a otras más flexibles y según esta característica se alterará la naturaleza de la señal: Las puntas de mayor rigidez generan una excitación de mayor amplitud, pero más corto en el tiempo y las menos rígidas funcionan al contrario. Como la frecuencia es la inversa del tiempo, cuanto más corto sea el tiempo de excitación, más elevadas serán las frecuencias que se excitan.
- Después, en contacto con la punta se encuentra el transductor de fuerzas. En los martillos, el mecanismo más habitual son los sensores piezoeléctricos. El material piezoeléctrico más utilizado son los cristales de cuarzo, estos generan una carga eléctrica proporcional a la fuerza al deformarse por el desplazamiento de la punta. Dependiendo de su ámbito de estudio existen sensores más precisos y con mayores rangos de magnitud o frecuencia.
- En la parte posterior de la cabeza del martillo se encuentra el peso. Este también puede intercambiarse con otros de mayor o menor masa para modificar la magnitud del impacto. Cuanta más masa, mayor amplitud se puede aplicar en la excitación de la estructura, pero la señal decae antes y cubre un menor rango de frecuencias. También se debe tener en cuenta que amplitudes demasiado elevadas pueden saturar e incluso llegar a romper el sensor.
- Por último, está el mango. Es la parte con la que se empuña el martillo y su longitud aumenta la palanca del brazo o muñeca en los impactos. Por dentro del mango pasa el cable que transmite la señal del sensor de fuerza e irá a parar al registrador que esté recopilando los datos en el momento del ensayo.



Figura 2: Imagen de un martillo instrumentado. [5]

En los ensayos con martillo instrumentado la excitación se realiza al impactar el mismo contra la estructura. El mayor problema que puede suponer es que esta clase de pruebas pueden llegar a dañar la estructura que se está analizando en el punto concreto del golpeo si se aplican magnitudes muy elevadas. Por otro lado, un gran beneficio de realizar los ensayos con impacto y no de contacto es que no se modifica la masa de la estructura o componente durante este. Alterar la masa puede suponer modificaciones significativas en el comportamiento de la estructura cuanto más elevado sea la masa del excitador respecto al componente.

Por la propia naturaleza del ensayo con martillo, la señal no sufrirá de *leakage* ya que empieza y termina con un valor nulo. De todas formas, como el transitorio es tan rápido en comparación con el tiempo total de medición de la señal, es interesante utilizar una función ventana para eliminar el ruido de la medida. Al multiplicar la señal original por la función ventana, se mantiene el contenido del impulso del martillo y se eliminan las posibles perturbaciones no causadas en el momento de la excitación.

Por otro lado, en la estructura que se requiere analizar se deben colocar sensores que capturen la excitación generada por el impacto. Los más usados como se ha comentado en la anterior sección son los acelerómetros. Estos pueden tener varias direcciones de medida según el modelo, pero para este tipo de ensayo lo más normal es que posean una dirección principal en las que son más sensibles y por lo tanto más precisos. Dependiendo de las características de la estructura sobre la cual se realiza el ensayo existen diferentes formas de fijar el acelerómetro. Una de las más comunes en materiales ferromagnéticos como el acero de los carriles es utilizar imanes para mantener en contacto el sensor con su superficie.

Del mismo modo que con la señal del sensor de fuerza, a la señal del sensor de excitación se le pueden aplicar diferentes tipos de ventana en función de su forma. En los ensayos con martillo la estructura por lo general posee algún mecanismo de amortiguamiento, este teóricamente debería forzar en el final de la medida un valor nulo. El problema es que a veces ruidos u otros errores pueden provocar que la señal no decaiga a 0. Es por ello que a la señal de salida se le suele aplicar ventanas exponenciales que fuerzan la señal a terminar con un valor nulo de forma suave aunque no haya pasado el transitorio por completo.

## 4. Estudio de necesidades

Cuando se realiza el diseño de un dispositivo construido para un objetivo concreto, el primer paso es estudiar las necesidades y condiciones que debe cubrir y obedecer el proyecto. En este apartado se presentarán las características que el aparato debe de cumplir para que verdaderamente represente un avance ante otros métodos de ensayo como el martillo instrumentado.

El primer objetivo es que el dispositivo no sea muy pesado y voluminoso: esto permite que sea relativamente fácil de transportar y almacenar. También debe ser sencillo de montar, en el caso de que este compuesto de varias piezas desmontables, y rápido de regular y realizar impactos. Todas estas son las principales ventajas que ofrece el martillo instrumentado y de no cumplirlas este aparato perdería mucha eficiencia.

La otra principal necesidad que debe garantizar este dispositivo es la repetitividad de los impactos. Esta sería la principal ventaja frente al uso del martillo, pues en este la velocidad en el golpe no se puede calibrar de forma precisa y es prácticamente imposible realizar dos impactos consecutivos similares o controlar con exactitud la cantidad de movimiento ejercida. La idea es que el aparato que se va a diseñar tenga alguna escala para poder seleccionar con antelación la velocidad del golpeo y se le pueda añadir o reducir la masa también.

Uno de los factores que se debe tener en cuenta es que el impacto se debe realizar en 2 posiciones: en la parte superior del perfil paralelo al suelo y en la parte lateral inclinada un veinteavo. Para poder realizar ambos impactos el dispositivo debe tener la capacidad de rotar para posibilitar el golpeo en ambos puntos y sin inducir fuerzas no perpendiculares al plano que los sensores no son capaces de calcular.

La última de las características que debe cumplir el dispositivo es la incorporación de un mecanismo que elimine los rebotes contra el carril. La fuerza que se le transmite a la cabeza percutora vendrá dada por el mecanismo que se utiliza para almacenar energía potencial elástica, ya sea un muelle o similares, pero se debe añadir un sistema para que una vez que se realice el primer impacto impida los posteriores. Este es un problema que suele suceder a los operadores con poca experiencia en los ensayos con martillo y este proyecto busca eliminarlo.

## 5. Análisis de soluciones constructivas

### 5.1. Muelles y sistemas simples

Para empezar la parte de investigación del proyecto se explorarán los diferentes tipos de muelles y formas de almacenar energía potencial junto con sistemas básicos que regirán el movimiento de la masa percutora. Los resortes desempeñarán un papel fundamental en el dispositivo: aplicando una deformación determinada al muelle se podrá regular la cantidad de movimiento deseada en el impacto.

Existen diversos tipos de elementos para almacenar energía potencial, pero para este trabajo las diferentes posibilidades que se han barajado son muelles de movimiento rectilíneo, muelles de torsión y el uso de una viga o fleje recto empotrado.

#### 5.1.1. Muelle rectilíneo

Los muelles con movimiento rectilíneo son probablemente los más ampliamente utilizados en aplicaciones donde se requiere almacenar y liberar energía tanto a tracción como a compresión, estos se comprimen o estiran en una misma dirección. En la Figura 3 se muestra una imagen de un muelle en su posición de equilibrio y en la posición de compresión máxima. Para la implementación de este tipo de resortes en el proyecto se plantearon dos posibles soluciones para el movimiento de la masa: que la masa estuviese guiada o simplemente se deslizara por alguna superficie de forma rectilínea, y que estuviese amarrada al extremo del brazo de un balancín.

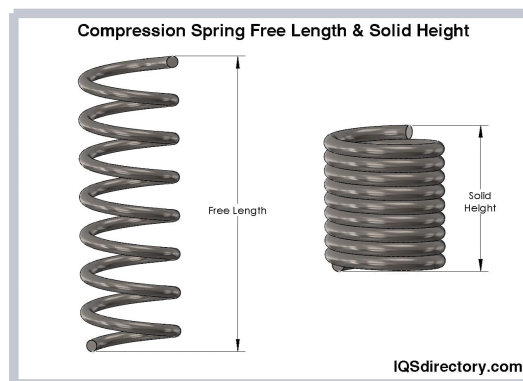


Figura 3: Representación de un muelle a compresión. [6]

El sistema con la masa guiada como se representa en la Figura 4 es el más sencillo de todos y por eso mismo existen varias ventajas, pero también otros inconvenientes. Lo más sencillo sería que la masa se deslizara sobre una superficie lisa para minimizar el rozamiento y mecanizada de forma que la cabeza percutora estuviese encajada en una especie de canal para que no se desviara del movimiento rectilíneo. El principal problema de este sistema sería que, al añadir peso al aparato para aumentar su cantidad de movimiento, el rozamiento en la posición de impacto sobre el plano lateral (1:20) del carril aumentaría considerablemente por muy bien acabada que estuviese la superficie. Para solucionar este problema se podría añadir una guía a la estructura y unos rodamientos en la base de la cabeza para deslizarse con ellos, la cuestión en

ese caso es que el sistema ya plantearía bastante más dificultad de construcción. Por otro lado, las ventajas se siguen manteniendo: habría una gran facilidad para posicionar correctamente el dispositivo, debido que, al ser un movimiento rectilíneo, ajustar tanto el ángulo de incidencia como el lugar del impacto sería muy sencillo.

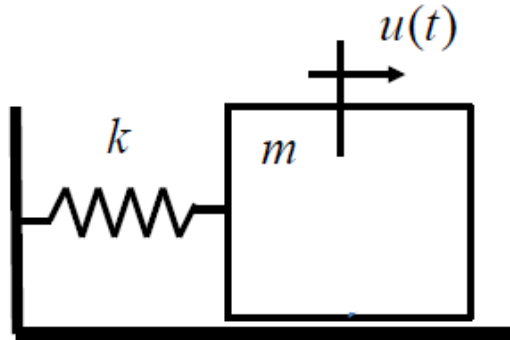


Figura 4: Representación esquemática del sistema con muelle rectilíneo.

En un intento de superar el problema que suponía el sistema anterior, se considera la construcción de un mecanismo utilizando también el muelle anterior, pero montado en el extremo de un balancín como se muestra en la Figura 5. Este diseño alternativo elimina el contacto de la cabeza percutora con la propia estructura, reduciendo la complejidad, pero también el desgaste de los componentes. Asimismo, este mecanismo introduce dificultades, la principal de ellas es intentar imponer a un resorte con movimiento rectilíneo a un sistema con rotación. Para pequeños desplazamientos no habría problema, pero si por las especificaciones del impacto deseado se necesita una mayor compresión, el muelle llegaría a flectar perdiendo la linealidad en el cálculo.

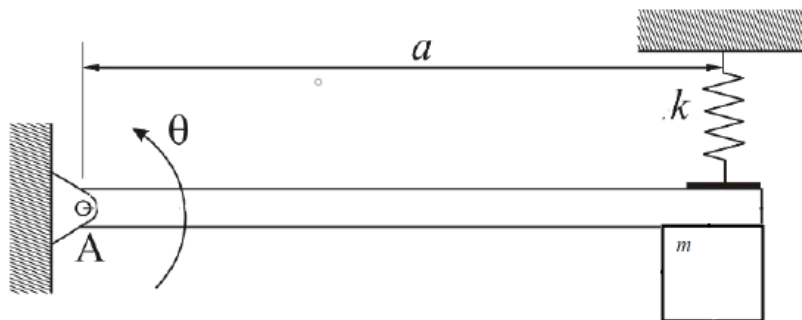


Figura 5: Representación esquemática del balancín con muelle rectilíneo.

### 5.1.2. Muelle de torsión

Los muelles a torsión son dispositivos utilizados para liberar y almacenar energía potencial torsional. Estos son utilizados cuando se requiere actuar alrededor de un eje de rotación, se produce una deformación elástica en el material del resorte y al soltarse libera la energía almacenada. Estos tipos de muelles son utilizados en multitud de dispositivos cotidianos como pinzas o relojes. En la Figura 6 se muestra un ejemplo de este tipo de resortes.

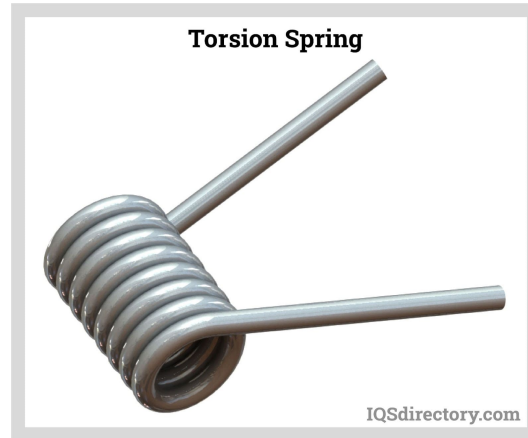


Figura 6: Representación de un muelle a torsión. [7]

El sistema más sencillo para este caso es hacer un balancín similar al del caso anterior con el muelle recto (como se observa en la Figura 7), pero sustituir este con un resorte a torsión en el centro de la articulación. La ventaja principal que ofrece es resolver la problemática anterior de la flexión del muelle, pero no mejora la precisión del sistema con deslizamiento. Como la masa traza un movimiento de rotación, se requiere mucha más exactitud al momento de colocación del dispositivo: al posicionar el aparato se deberá ser más escrupuloso tanto con la altura como con el desplazamiento horizontal porque el martillo debe golpear perpendicular al plano y un desajuste en alguno de estos parámetros no lo cumpliría.

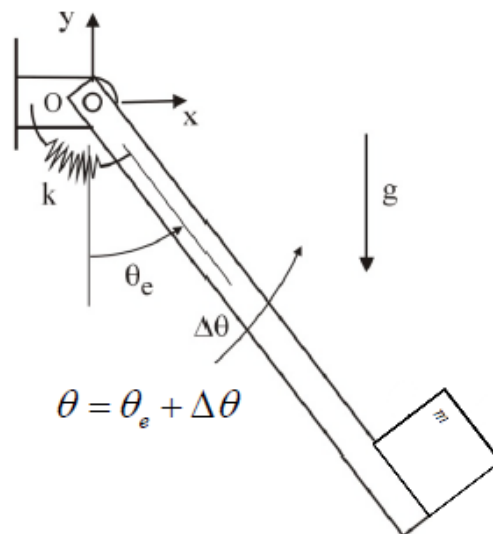


Figura 7: Representación esquemática del balancín con muelle a torsión.



### 5.1.3. Viga a flexión

La última de las posibilidades que se ha contemplado para el almacenamiento de energía potencial elástica es el uso de una especie de viga en voladizo. Conocida la fórmula de la deformación de una viga empotrada sometida a una carga puntual en el extremo [8], es sencillo calcular la rigidez equivalente del sistema (Ecuación 5.1). La Figura 8 representa como sería el sistema esquemáticamente.

$$y(x) = \frac{P}{6EI} (3Lx^2 - x^3) \rightarrow y_B = y(L) = \frac{L^3 P}{3EI} \rightarrow k_{eq} = \frac{P}{y_B} = \frac{3EI}{L^3} \quad (5.1)$$

Esta rigidez depende de varios parámetros, tanto de la longitud, como la inercia y el módulo de Young. Esta cualidad supone una ventaja o desventaja dependiendo del punto de vista: al depender de tantas variables resulta muy simple modificarlas para alcanzar una rigidez adecuada, pero por otro lado hay que escoger muy bien el material para obtener las características deseadas. Se debe tener en cuenta las propiedades de la viga y material para cuando se deforme previamente al impacto, la tensión no supere el límite elástico y produzca deformaciones permanentes.

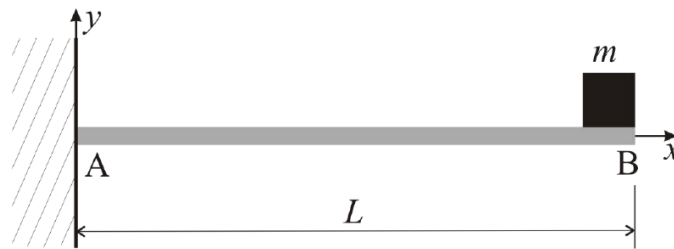


Figura 8: Representación esquemática del sistema con viga empotrada.

Otra ventaja podría ser la posibilidad de que se pudiese desplazar la masa percutora arriba o abajo en la viga para variar la rigidez puesto que cuanto más aumente esta distancia, menor es esta. Esto lo facilitaría muchísimo este sistema ya que carece de muelles externos para transmitirle la energía potencial, pero el comportamiento no lineal de la viga podría dificultar la instalación de un sistema de bloqueo para evitar rebotes posteriores al impacto.

## 5.2. Revisión de mecanismos

Siguiendo con el proyecto, se van a revisar gran cantidad de dispositivos ya existentes para observar si alguna de ellas se puede adaptar a la finalidad del trabajo. A continuación, se describirán todos los mecanismos que se han tenido en cuenta en la investigación, algunos por si solos podrían conformar el sistema de golpeo junto con el bloqueo para evitar rebotes, y otros son algo más simples pero igualmente son interesantes de estudiar.

### 5.2.1. Pedal de batería

El primero de los sistemas en el que se pensó es el pedal de batería (Figura 9). Este dispositivo es esencial para controlar el golpeo del bombo y consta de varias partes principales. El pedal propiamente dicho es la parte sobre la cual se apoya el pie, está unido a la base por un eje sobre el cual rota cuando este se pulsa. El pedal en el extremo superior tiene una cadena, la cual está conectada a la varilla, que también rota sobre un eje, y esta varilla es la que tiene en el extremo la maza que golpea el bombo.



Figura 9: Imagen de un pedal de batería. [9]

Este mecanismo tiene un muelle conectado entre la base y el eje de giro de la varilla. Funciona de tal forma que, al pulsar el pedal, se estira la cadena provocando que rote la varilla e impactando contra el bombo. Al haber girado el eje de la varilla, el resorte se encuentra sometido a tracción y cuando se levanta el pie del pedal, es el resorte el que provoca el mecanismo de retroceso. Este dispositivo también es interesante por las posibilidades de regulación que posee, se puede desde regular el ángulo inicial que forma la varilla hasta aflojar o apretar el muelle para modificar las características del impacto.

El principal problema es que este dispositivo está pensado para la repetitividad rápida y no para impactos de precisión. Se debería modificar el sistema de accionamiento puesto que la velocidad del impacto depende de la velocidad de pulsación del pedal, pero los sistemas que posee para regularse podrían ser de utilidad al proyecto.

### 5.2.2. Máquina de escribir

Existen gran variedad de máquinas de escribir, pero uno de los funcionamientos más comunes para la activación de las diferentes teclas es el que se muestra en la Figura 10. El mecanismo consta de una tecla y 2 palancas, la última de las cuales en el extremo contiene el carácter que se quiere plasmar en la hoja.

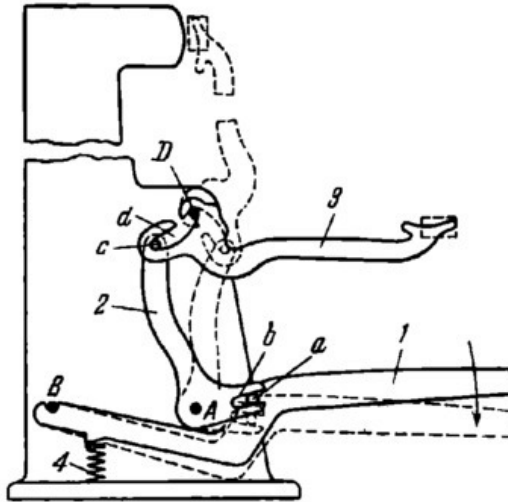


Figura 10: Ilustración del movimiento de una máquina de escribir. [10]

La tecla pivota sobre un eje donde está colocada, al pulsarla se provoca el giro de la primera de las palancas, y el extremo de esta está conectado a su vez a otra palanca, que gira aún más hasta que llega a impactar contra el papel. La tecla está conectada en el extremo a un muelle: este se tracciona cuando se pulsa, pero también es el que provoca que vuelva a la posición inicial cuando se deja de ejercer presión sobre ella.

Se podría modificar el dispositivo intercambiando la punta con el carácter con una masa y sensor, ya que es muy interesante el uso de palancas transformando un pequeño desplazamiento en la tecla en un impacto con más recorrido y velocidad. El principal problema también es el del caso anterior, se debería modificar el sistema de accionamiento añadiendo algún tipo de resorte para que la tracción o compresión de este fuese lo que determinara la velocidad del impacto.

### 5.2.3. Bolígrafo

El mecanismo de un bolígrafo es el encargado de la salida y retracción de su punta. Hay algunas ligeras variaciones en los diferentes diseños pero el funcionamiento principal es el que se muestra en la Figura 11 donde aparecen las 4 etapas de la salida del bolígrafo.

Figure 1: The 4 Stages of Mechanism Motion

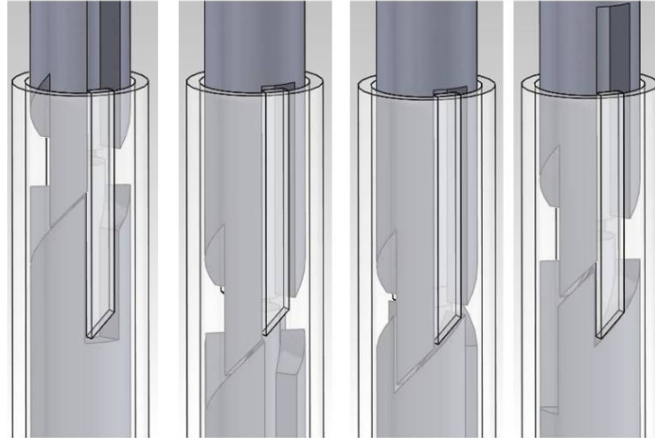


Figura 11: Secuencia de movimientos de la apertura de un bolígrafo. [11]

Este dispositivo posee 3 partes diferenciadas: el botón, el propio cuerpo del boli y el tambor rotatorio que gira independiente del cartucho con la tinta. También hay que tener en cuenta que hay 2 muelles en este mecanismo, en la parte inferior del bolígrafo uno que siempre está comprimido y empujando la tinta hacia arriba y otro en la parte superior que empuja el botón también hacia arriba. El botón únicamente tiene movimiento lineal arriba y abajo, cuando este se pulsa hacia abajo empuja el tambor hasta que llega a una posición donde la fuerza del muelle lo impulsa rotándolo. Seguidamente, al soltar el botón, este sube hasta permitir al tambor acabar de rotar hasta su máxima extensión con la punta completamente fuera. Para retraer la punta el procedimiento es el mismo, pero la anatomía de los siguientes 90° del tambor giratorio permite hundirse más en el cuerpo.

El mecanismo del bolígrafo podría ser muy interesante para el estudio por introducir de manera relativamente simple una especie de bloqueo transformando el movimiento lineal de la masa en una rotación. De por si mismo no es tan relevante para estudiar el movimiento del cartucho de tinta asimilándolo a la cabeza percutora puesto que requiere de 2 acciones producidas por el usuario para la salida y retracción, pero se podría diseñar un dispositivo basándose en este sistema para crear un tope que impidiese el rebote posterior al golpeo.

### 5.2.4. Piano

El mecanismo de la tecla de un piano puede que sea el más complejo de los que se han revisado hasta ahora, pero también es el que cumple un funcionamiento más similar al que se necesita en el dispositivo del proyecto. Existen diferentes tipos de pianos que pueden tener las cuerdas dispuestas tanto en vertical (de pared) como en horizontal (de cola) pero ambos tienen el mismo principio de funcionamiento. En la Figura reffig:mecanismopiano se aprecia la secuencia de movimientos de un piano.

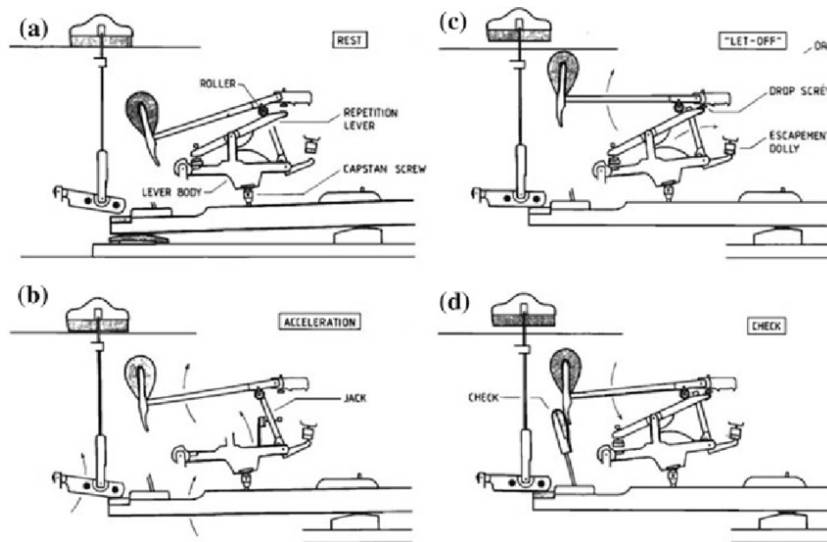


Figura 12: Secuencia del accionamiento de una tecla de piano de cola. [12]

Empezar a describir este dispositivo por piezas puede ser algo complicado, ya que está formado por muchas pequeñas articulaciones que hacen un sistema bastante complejo, pero apoyándose en las imágenes se puede resumir bastante bien. Al pulsar la tecla, esta pivota alrededor de un punto de apoyo y mueve un conjunto de articulaciones elevando una pieza llamada jack. El jack se apoya sobre una pieza circular en el martillo (roller) y al elevarse desplaza el martillo provocando el impacto. Lo interesante es que el jack aparte de elevarse también rota por el contacto con el escape, provocando que resbale con el roller antes de que se produzca el contacto con la cuerda. Por último, hay una pieza fundamental que se desplaza solidaria a la tecla, el check, y en su extremo posee una almohadilla que retiene la cabeza del martillo después del impacto.

Para adaptarlo al dispositivo que se requiere en el proyecto, la idea original de la tecla del piano podría adaptarse perfectamente: crear un sistema en el que el mecanismo que almacena la energía potencial y el martillo percutor no estén conectados por una unión completamente rígida, de forma que empuje el martillo hasta cierto punto cerca del impacto, pero que llegue desde ese instante hasta el carril por la propia inercia de la masa. Posteriormente, algún mecanismo como el check del piano retendría la cabeza para evitar el rebote.

La masa y el sensor se deberían colocar en la cabeza del martillo, pero esto podría provocar problemas a la hora de intentar modificar su peso y de dimensionamiento: para poder mover medio kilo o un kilo de peso con un mecanismo similar puede que el sistema que se necesitara fuese muy voluminoso.

### 5.2.5. Sistema con aro libre

Los últimos 3 mecanismos que quedan por ver son todos de dispositivos para introducir un sistema de bloqueo y no de impacto.

El primero de ellos es un aparato que originalmente está diseñado para coger, levantar y soltar objetos. Hay 2 partes principales: el cilindro mecanizado con un aro cónico en su interior y el dispositivo por el cual se inserta el cilindro con 2 pestillos de resorte.

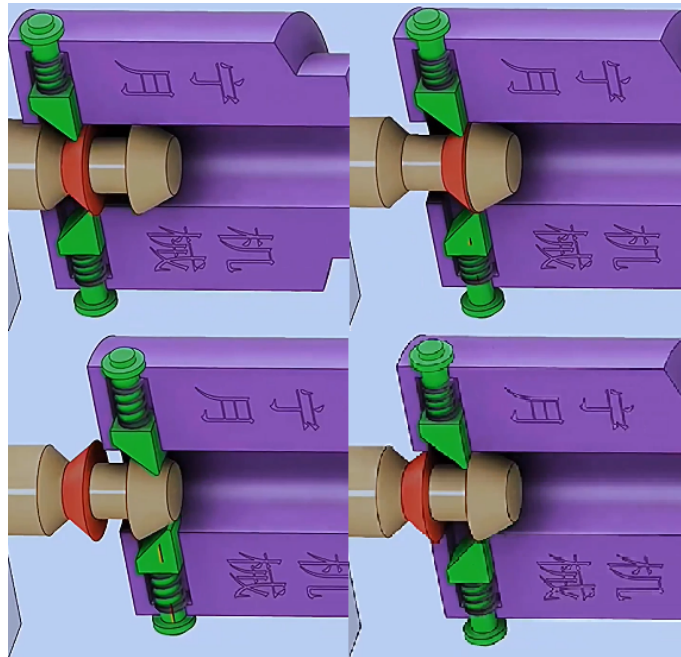


Figura 13: Secuencia de funcionamiento del sistema con aro libre.

En la Figura 13 se puede apreciar la secuencia de como sería soltar y coger la pieza, lo cual se podría aplicar perfectamente a la necesidad de este proyecto. Cuando el dispositivo se desplaza para acumular energía antes del impacto sería la primera imagen. Al soltarse el cilindro va saliendo, pero por el contacto con los pestillos desplaza el aro facilitando que estos se abran y pueda pasar completamente la pieza. Posteriormente se produce el impacto y, cuando la cabeza retrocede, el cilindro empieza a entrar, pero si los pestillos no llegan hasta donde se encuentra el aro, ya no se puede volver a salir.

Se podrían realizar algunas modificaciones en este diseño alterando un poco las formas para que en ningún caso el retroceso fuese excesivo y se provocara un rebote. Por ejemplo, cambiar la forma de los pestillos con resorte y hacerlos rectos de forma que no pudiesen superar la pared vertical de la otra cara del aro o hacer mas grande el radio del aro para que, aunque la gravedad pudiese provocar que se pegara al cilindro, los pestillos lo chocaran desplazándolo.

### 5.2.6. Trinquete

Otro de los mecanismos que se puede adaptar para crear un sistema de bloqueo después del rebote es el trinquete. Un trinquete es un mecanismo que permite el movimiento en un único sentido, pero cuando el desplazamiento se intenta forzar en el otro sentido se bloquea. Existen diversos tipos de trinquetes, tanto lineales como circulares, con diferentes tipos de funcionamiento. En la Figura 14 se muestran diferentes modelos de movimiento circular.

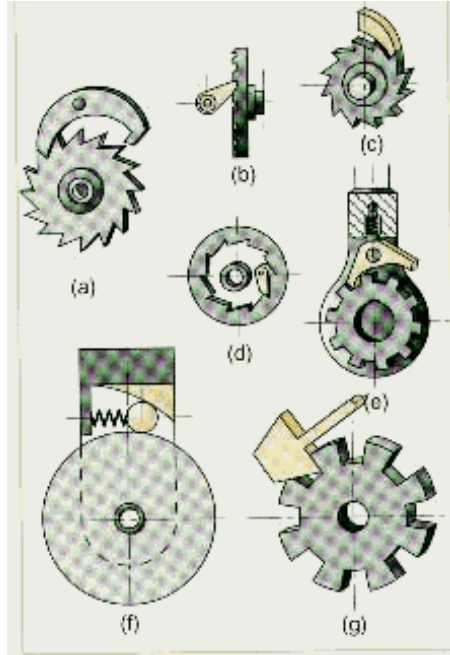


Figura 14: Ilustración de diferentes tipos de trinquetes. [13]

La principal problemática que existe para poder añadir este mecanismo al dispositivo del proyecto es conseguir que el bloqueo no se active en el primer momento. La cabeza percutora debe primero desplazarse en dirección a la vía, después del impacto se le debe permitir retroceder, y lo que se debe bloquear es el movimiento de vuelta hacia el carril para evitar rebotes. Esto en un primer momento se podría pensar en solucionarlo consiguiendo que todo el mecanismo se moviese unido hasta el impacto para posteriormente que se fijase la parte que no está pegada a la masa. Para conseguir este efecto se podría hacer uso de un pestillo con resorte o dispositivo similar que se colocase en el recorrido del martillo justo en el lugar del impacto. El problema que plantea es que se necesitaría una cierta precisión a la hora de colocar el aparato para la medición puesto que una posición algo atrasada o adelantada provocaría que no se activara el trinquete o que se activara antes de tiempo y no llegara a golpear el carril.

### 5.2.7. Panel parque

El último de los mecanismos que se va a revisar probablemente sea el más peculiar y original, pero también el más sencillo y con buenas posibilidades de adaptarse. Se trata del típico panel que se instala en los parques para que los niños desplacen unas piezas por carriles mecanizados en la tabla. Se muestra una imagen en la Figura 15.



Figura 15: Panel de juego de un parque. [14]

Para adaptar este sistema al dispositivo lo más simple sería diseñar una placa con 2 líneas que se uniesen en una especie de “V” y que la cabeza estuviese unida a una pieza que se encontrara insertada en esta tabla donde se mueve libremente por las guías mecanizadas. La clave es que la primera parte del recorrido, desde que se suelta el aparato hasta el impacto, se recorriese la V por un camino, y luego que en el retroceso recorriese el otro, el cual tendría una forma para que la pieza se enganchara y no rebotase.

Dependiendo del diseño que se elija para el movimiento de la masa, este mecanismo se debería crear para adaptarse a este movimiento, ya fuese rectilíneo, circular u otro. El otro reto es conseguir que la pieza que está en la placa trace el recorrido deseado ya que, al tener 2 posiciones de golpeo, la gravedad no sería suficiente al menos para uno de ambos casos y se le podría añadir un muelle o goma para favorecer el camino de retorno.



### 5.3. Estructura

En este apartado se estudiarán posibles opciones que se han barajado para la estructura sobre la cual se montará el dispositivo. Las principales variables que se tendrán en cuenta serán el número de puntos de contacto de la estructura con el suelo pero también los mecanismos que esta deberá tener para poder regularse.

Es importante que el dispositivo esté montado sobre una estructura más o menos fija para garantizar la repetitividad e uniformidad de los impactos. Si no fuese así y simplemente se sostuviese en el aire por el operario, esta sería mucho menos estable y aparte se podría mover más en el momento del impacto no garantizando así una excitación correcta.

#### 5.3.1. 2 apoyos

En primer lugar, se expondrá la idea de una estructura con 2 únicos apoyos en el suelo. La estructura podría tener forma de U invertida y entre sus apoyos se montaría el dispositivo elegido para realizar el impacto.

El principal problema de esta estructura es que no se aguanta de pie por ella misma, se necesitaría el soporte de el operario para sujetarla. El operario debería sujetarla tanto durante el proceso de regulación de altura, como en el momento de realizar el impacto.

Ligado a este problema, existe la posibilidad de que la estructura no esté completamente perpendicular al suelo en el momento del golpeo y esto alteraría las condiciones del caso estudiado y podría generar también fuerzas tangenciales al plano de estudio. Una manera de solucionar esta problemática podría ser añadir un nivel en alguna parte de la estructura para saber si esta está dispuesta de manera correcta.

La ventaja principal de esta estructura es la mayor facilidad que tiene para regularse debido a que únicamente posee 2 patas. También, que será mucho más liviana y menos voluminosa que las siguientes posibilidades con un mayor número de apoyos.

A parte, al ser una estructura tan simple, podría de alguna forma desmontarse y volverse a montar de otro modo para cambiar entre los diferentes lugares de impacto sobre el carril. Esto facilitaría mucho los ensayos si se consigue hacer de forma rápida, sencilla y precisa.

#### 5.3.2. 3 apoyos

Buscando dotar de mayor estabilidad a la estructura se llega al sistema con 3 apoyos sobre el suelo. Este sistema proporciona ya una estructura que puede mantenerse de pie sin la necesidad de la sujeción del operario que la emplea.

Al poseer 3 puntos de contacto con el suelo las formas de la estructura podrían ser más diferentes y plantearse varias opciones de construcción, pero parece que la solución más simple sería algo similar al trípode de una cámara con el dispositivo impactador sujeto de alguna forma a la parte superior.

Por la misma razón que esta estructura es completamente estable, también es más tediosa de regular ya que se debe ir regulando cada una de las 3 patas. Para hacer este proceso más simple lo ideal es que el martillo se encontrara en posición de golpeo con 2 de los apoyos paralelos al

carril, de esa forma primero se regularían esos y luego el último evitando trabajar en los 3 ejes a la vez.

Otro de los problemas es que se debería tener en cuenta es que la estructura facilitase las 2 posiciones de golpeo. Que posibilitase de forma simple la rotación del dispositivo o que las patas pudiesen reposicionarse para el impacto tanto en la parte superior como en la lateral.

Por último, otro inconveniente es que la estructura posea más apoyos la hará más voluminosa y pesada. Seguramente se pueda desmontar para facilitar su transporte, pero también es una pega a la hora de armarla.

### **5.3.3. 4 apoyos**

La última de las variaciones estructurales estudiadas es la de 4 puntos de apoyo. Esta sigue manteniendo e incluso aumenta la estabilidad que posee el trípode, haciendo independiente la inclinación del dispositivo con respecto del suelo de la sujeción del operario.

El diseño podría ser muy simple, algo similar a la estructura de una mesa o como la de 2 apoyos, 2 U invertidas unidas mediante varias barras para darle solidez. Se debe tener en cuenta que la forma de la estructura debe adaptarse al tipo de movimiento que realizará la cabeza percutora. No es indiferente como debe ser la unión entre la estructura y el sistema de movimiento, ya sea rectilíneo, balancín o un fleje deformable.

Los inconvenientes siguen siendo los mismos que para la estructura con 3 apoyos. 4 puntos de apoyo implican 4 patas para regular, esto es un proceso que puede ser tedioso y, debido a las posibles irregularidades del terreno, cada pata se ajusta individualmente.

Otro de los problemas evidentes como se ha comentado con el otro modelo es que más apoyos implican mayor peso y volumen. Lo ideal es encontrar el compromiso perfecto entre estructura, sistema de movimiento y bloqueador para crear el dispositivo más idóneo para esta aplicación.

### **5.3.4. Reguladores de altura**

Es imposible diseñar la estructura de este dispositivo de forma que pueda realizar los impactos en el carril independientemente del lugar donde se apoye. Dependiendo de donde se realicen las mediciones el terreno es cambiante y es muy difícil que el punto de golpeo se encuentre a la misma altura sobre la superficie en 2 sitios distintos. Es por esto que se necesita de unos mecanismos capaces de ajustar la altura y actitud del aparato para realizar los impactos correctamente alineados con el plano que se requiere excitar. Existen muchos tipos de reguladores de altura, pero para este proyecto se van a intentar plantear solamente sistemas relativamente simples

El primero de los mecanismos que se podría usar es en perfiles telescópicos, perforar a cada cierta distancia un agujero en el perfil interior y un único agujero en el exterior. Este sistema es muy utilizado en general, en sitios que es muy común verlo son bancos y máquinas de gimnasios. En estas máquinas suele estar soldado al perfil exterior un pestillo con resorte o una pinza con muelle que atraviesa ambos perfiles y permite fijar la posición. En la Figura 16 se muestra un banco que posee este mecanismo para regular su inclinación.



Figura 16: Banco de musculación con mecanismo para regular su inclinación. [15]

Para simplificar este sistema, en lugar del pestillo se puede usar una especie de tornillo pasante. Si se hacen los agujeros que atraviesen de un lado a otro los perfiles se podría utilizar estos tornillos para fijar la altura deseada. El mayor inconveniente que tiene este mecanismo es que tiene limitados los incrementos de altura que se pueden conseguir. Dependiendo de la distancia que haya entre los agujeros perforados en el perfil interior este delimitará la precisión que se tiene a la hora de ajustar el dispositivo.

Otro de los sistemas que se puede usar, también basándose en perfiles telescópicos, es hacer un agujero roscado en el perfil exterior, mantener el perfil interior sin perforar y insertar un tornillo para fijar la altura deseada. El mecanismo simplemente se basa en enroscar el tornillo hasta ejercer suficiente presión sobre el perfil para así evitar que se deslice dentro del otro.

Este sistema es bastante más simple que el anterior ya que no se necesita perforar todo el perfil interior. Además, también soluciona el problema del anterior mecanismo ya que los incrementos en la altura no están predeterminados, se puede fijar en cualquier longitud mientras el perfil no esté completamente extraído. El mayor problema que tiene este tipo de reguladores es que desgasta mucho más la estructura, ya que la presión que ejerce el tornillo sobre el perfil puede deformarlo o deteriorarlo.

Otra problemática que puede causar este sistemas es que la fijación no sea lo suficientemente sólida. Esto dependerá del enrosque que se ejerza sobre el tornillo y si este no es bastante, el peso que haya en la estructura provocará que el perfil interior se deslice hacia dentro del exterior.

Un mecanismo regulador de altura adicional, también basado en aumentar la fricción entre 2 perfiles telescópicos es el que se muestra en la Figura 17. Este sistema es muy común en las tijas de las bicicletas o los bastones para hacer caminatas. Consiste en un elemento que rodea el perfil casi por completo y al cerrar la pestaña disminuye su perímetro atrapando al perfil interior que ve impedido su deslizamiento por la fuerza de fricción.



Figura 17: Mecanismo regulador de un bastón. [16]

Estos reguladores son muy versátiles y se pueden incluso ajustar con una rosca que tienen en la parte posterior para aumentar el apriete sobre el perfil y asegurar la fijación. También es importante saber que, cuanto más ajustado esté, mayor será la fuerza que se deberá ejercer para cerrar la pestaña que lo asegura.

El único problema es que estos sistemas funcionan únicamente en tubos circulares y todos los elementos donde se encuentran son de esta geometría. Esto se debe a que al cerrarse, la deformación es igual en toda la circunferencia, dejando menos holguras y, por tanto, impide más el deslizamiento que si se tratase de un perfil cuadrado.

El último de los mecanismos que se ha examinado no tiene nada que ver con perfiles telescópicos. Se trata de un agujero roscado en la parte inferior de las patas en el que se inserta un eje roscado. Para regular la altura simplemente basta con rotar el eje hacia izquierda o derecha y esto genera que se introduzca o saque de la pata. Además, sería interesante añadir una especie de apoyo con una rótula articulada unido al extremo del eje para maximizar el contacto con el suelo en terrenos irregulares.

Al igual que en el sistema anterior, no existen alturas predeterminadas para este caso ya que teóricamente se puede fijar la longitud de la parte que sobresale del eje en cualquier punto de rotación. Una de las ventajas de este regulador es, que al regularse mediante la rotación, el paso de la rosca determinará la extensión de la pata y se podrá conseguir muchísima más precisión en la colocación.

La principal problemática de este mecanismo es el desgaste y holguras que se pueden generar en el sistema de rosca y tuerca. Si existe mucha holgura puede que el eje roscado se deslice y no se fije correctamente. Además, por el uso y la situación en la parte inferior del dispositivo (puede golpear con el suelo u otros objetos) se puede desgastar y este desgaste puede generar más holguras o desperfectos en la rosca. Otro de los problemas que tiene este regulador es que aumentar o disminuir mucha altura puede ser muy tedioso ya que las veces que se debe rotar el eje van en función del paso de la rosca.

## 6. Justificación de la solución elegida

En este apartado se van a exponer las razones por las cuales el dispositivo va a adoptar la forma definitiva, desde el sistema para el movimiento de la masa al bloqueo y la propia configuración de la estructura.

### 6.1. Sistema de movimiento

El primero de los apartados que se ha concretado es el sistema principal de movimiento, es decir, el muelle y la disposición de la masa. El objetivo principal es crear un mecanismo simple, fiable y fácil de controlar, es por eso que algunas de las soluciones más complejas se han descartado con la intención de reducir la complejidad.

En primer lugar, se pensó que el muelle con movimiento rectilíneo era el más sencillo de introducir, pues este no tiene ninguna complicación de modelar y es muy fácil de poder regular la elongación del muelle y con ello calcular la cantidad de movimiento. Uno de los problemas surge cuando se plantea la necesidad de contrarrestar la gravedad para el impacto vertical ya que obviamente la cabeza generará una fuerza que estirará el muelle por su propio peso. Esto se pensó en compensarlo con un sistema de poleas que añadiese en el otro extremo la masa de la cabeza cuando se realizara el impacto en la parte superior y se pudiese desenganchar para el golpeo lateral, pero introducía bastante complejidad que se podría simplificar con otros mecanismos.

Para solucionar el problema de la deformación por gravedad y también simplificar al máximo el sistema, se planteó utilizar el sistema de un fleje o viga a flexión que actuara como estructura de soporte y muelle al mismo tiempo. La forma de compensar esta fuerza era poner el o los flejes que sujetaran la cabeza anclados a la estructura principal en el ángulo que esta inclinada la parte lateral del carril (1 : 20) para que, con las características del material y los perfiles, se deformara justamente hasta estar la punta completamente perpendicular a la parte superior cuando la estructura rotara 90°.

Este sistema también introducía 2 problemas diferentes. Por un lado, la idea era hacer los flejes de acero inoxidable para que fuesen bastante resistentes, pero se debían hacer con un perfil muy fino para no tener una rigidez equivalente muy elevada y esto podía suponer que la tensión superase el límite elástico provocando deformaciones permanentes. Por otro lado, si se quisiera aumentar la masa de la cabeza percutora, la deformación previamente calculada para el impacto superior ya no coincidiría y se debería ajustar desde los reguladores de altura de la propia estructura o buscar otras soluciones.

Por todo lo dicho anteriormente, se ha decidido que la solución más acertada es el balancín con muelle a torsión. Se ha descartado el resorte rectilíneo en este sistema debido a que no ofrece ningún beneficio comparado con el otro, pero sí que introduce problemas como el pandeo del muelle. Utilizando el balancín teóricamente sigue apareciendo la fuerza gravitatoria, pero la gran virtud de este sistema es que colocando un contrapeso en el lado opuesto al que se encuentra la cabeza con el sensor se puede desplazar el centro de gravedad al centro de rotación del martillo eliminando esta componente de las ecuaciones.

## 6.2. Dispositivo de bloqueo

Otro de los mecanismos a concretar para el diseño del dispositivo es el sistema de bloqueo. Este se le debe añadir con la finalidad de eliminar el posible rebote que podía surgir en los ensayos con martillo instrumentado después del impacto.

Algunos de los aparatos que han sido revisados para la realización del trabajo como el pedal o la máquina de escribir carecían de tal dispositivo de bloqueo. Esto es debido a que la acción de retroceso está provocada por el muelle ya que en estos casos no es el encargado de transformar la energía potencial en energía cinética para el impacto, sino que la energía potencial viene directamente determinada por la velocidad de pulsación del usuario. En estos casos la fuerza del resorte únicamente se opone al desplazamiento provocado para realizar el golpeo y como el punto de equilibrio del sistema está situado antes del lugar de impacto no necesitan de dispositivo de bloqueo.

Para el caso de la tecla del piano el mecanismo completo es algo complejo, pero el concepto de la almohadilla capturando el martillo justo después del impacto es muy interesante. La solución trata de que haya 2 partes que se puedan mover independientemente: una que tendría la masa en el extremo para golpear el carril, y otra que le dotara de energía potencial, pero en cierto punto resbalara sobre la primera parte y tuviese un bastón con una especie de goma o esponja para que después del impacto frenara el sistema. El problema es que este dispositivo, aunque se pudiese aplicar con el sistema del balancín, es algo demasiado complejo para la finalidad que se busca.

Otra de las propuestas interesantes podía ser la idea del bolígrafo. Las bases de este mecanismo que con cada pulsación regula su longitud son ampliamente utilizadas en otros lugares como válvulas para abrir y cerrar el flujo de fluido. El problema que se observó al intentar incorporar este sistema era que se requería mucha precisión en la construcción y muy poca perturbación a la hora de efectuar el golpeo, ya que un mecanismo que rotara en la dirección del eje que avanza podía fácilmente descuadrarse y no funcionar correctamente. A parte, el dispositivo que se ha elegido finalmente pretende ser algo más sencillo.

Una de las posibilidades más prometedoras era la del sistema con un aro libre en la parte posterior del martillo que dependiendo de su posición permitía o no el movimiento de la masa. Como se conoce que en este tipo de impactos que no son perfectamente elásticos la cantidad de movimiento inicial se transmite en parte al carril, la velocidad antes y después del golpeo no serán iguales y por tanto la cabeza no volverá a su punto de partida, por tanto, la parte del mecanismo que está sujeta al martillo habría que dimensionarla teniendo en cuenta estas características. En teoría basta con calcularla para el caso estimado donde se produjese la mayor diferencia de cantidad de movimiento, pero se sigue teniendo el problema de que como no están permanentemente en contacto ambas partes del dispositivo podría descuadrarse y no captar el martillo correctamente.

Un mecanismo que soluciona este problema es el semejante a los paneles de parque. El funcionamiento de una especie de guía perforada en una placa garantiza el contacto completo durante todo el recorrido, evitando así que el martillo pueda salirse de posición. Este probablemente sea el sistema más simple y, como se puede diseñar teniendo en cuenta las características del impacto, no supone ningún compromiso para el correcto funcionamiento. Los principales problemas son el dimensionamiento que se requeriría para este panel y el sistema con el que se acoplaría a la estructura, que podría ser algo aparatoso.

Es por esto que el mecanismo aparentemente más idóneo para el dispositivo es algún tipo de trinquete. Este sistema es mucho más compacto y se encuentra en el eje de rotación para el sistema de balancín. Ya se ha comentado que la principal dificultad era bloquear en el momento deseado y que con un pestillo con muelle probablemente se podría solucionar. Se planteó un sistema con el martillo unido a un engranaje interior con dientes flexibles, que le permitiesen rotar solo en un sentido dentro de un engranaje exterior. Este engranaje exterior podría rotar libremente con un rodamiento, pero estaría mecanizado con un agujero en una posición determinada para cuando la cabeza llegara al ángulo de golpeo, fijara el engranaje impidiendo el rebote posterior al retroceso del martillo. Pese a que el sistema del pestillo se podría construir con cierta holgura, también se debe tener en cuenta la dificultad que conllevaría mecanizar estas piezas que no son nada simples.

Para salvar esta dificultad, se ha pensado en una versión simplificada del trinquete. En esta, se colocaría una parte de la rueda dentada fija con la estructura y una uñeta en la parte de la barra del martillo. La uñeta tiene un resorte en la parte posterior e inicialmente estaría enganchada, pero por la inercia del golpeo está se liberaría, activando el mecanismo de golpeo. En un principio, se pensaba que el número de dientes del engranaje sería un factor demasiado limitante, pero era teniendo en cuenta pequeños ángulos iniciales. Al plantear finalmente el impacto se consideran ángulos bastante más grandes y desaparece este problema. Es por todo esto que finalmente se ha decidido usar este dispositivo.

### 6.3. Estructura

La última parte y la más grande del dispositivo a concretar es la estructura sobre la cual se monta el martillo. Esta estructura ha sido diseñada al mismo tiempo que se planteaban y elegían las soluciones para el martillo y el sistema de bloqueo. De esta forma se busca crear el dispositivo más idóneo en el que todo el conjunto de piezas encajara bien entre sí.

La primera característica que se buscaba definir era el número de apoyos y la forma. La intención inicial era que la estructura fuese capaz de permanecer de pie por sí misma, por eso se pensó en la más simple capaz de hacerlo: una de 3 apoyos. El sistema buscaba ser lo más simple posible, con las 3 patas colocadas en un cierto ángulo y fijadas a una base donde rotaría el martillo.

El principal problema venía al montar el martillo en la base. Ya se explicó que lo ideal era poder colocar 2 apoyos paralelos al carril para asegurar el golpeo perpendicular, pero esto conllevaba que el tercero se encontrara en el rango de rotación del balancín. Para solucionarlo, se podría desplazar más hacia atrás este tercer apoyo, pero aun sería un problema la cuestión de rotar el martillo para las posiciones de golpeo.

Para intentar permitir de forma simple la rotación, la solución natural era añadir un apoyo más a la estructura. De esta forma, el espacio entre las patas traseras no entorpecería el movimiento del martillo y podría existir algún modo de rotar el mecanismo. La idea de construcción era unir 2 U invertidas y en la barra de unión central colocar el martillo. Existían 2 posibilidades para girar el balancín: la primera rotar toda la estructura desmontando 2 apoyos y volviéndolos a montar en la parte delantera, y la segunda girar el soporte que engancha el martillo a la barra.

La problemática principal es que al tener 4 apoyos puede llegar a ser muy voluminoso o pesado y, además, muy tedioso de regular. Cada pata implica tener uno o varios mecanismos reguladores de altura que deben ajustarse individualmente, lo que conlleva un elevado consumo de tiempo.

Finalmente, se llega a la conclusión de que el sistema con 2 apoyos puede ser el más eficaz. Por un lado, al tener únicamente 2 patas es mucho más rápido de regular que los otros sistemas. Por otro lado, se ha diseñado para fácilmente cambiar una pata de posición y rotar la estructura 90° entre los ensayos para diferente posición.

Al elegir esta estructura se aceptan las dificultades que conlleva. La principal es que el operario que maneja el dispositivo debe sujetarlo durante el proceso de ensayo. Esto implica que en función de la pericia y habilidad de esta persona se generarán más o menos errores en el golpeo frente al ideal completamente perpendicular al plano de excitación.

#### 6.3.1. Regulador de altura

En cuanto a los reguladores de altura, es un aspecto importante a definir ya que afectan tanto a la forma de los perfiles en la estructura como al tiempo de instalación del dispositivo entre ensayos. El objetivo es poseer uno o varios de este sistema en cada pata para tener un control completo sobre la actitud y altura del dispositivo.

La intención inicial era dotar a cada apoyo de 2 reguladores diferentes, uno con un ajuste menos preciso y otro con un ajuste más fino. El primero de los mecanismos sería con perfiles



telescopicos, perforando el perfil interior a cada centímetro y el exterior un único agujero cerca de su base. Se fijaría el nivel deseado mediante un tornillo pasante y se apretaría con una tuerca para presionar ambos perfiles entre sí impidiendo su deslizamiento. El segundo de los mecanismos sería colocar en la parte inferior de los apoyos una pata roscada que permitiese regular de forma muy precisa el intervalo que los perfiles son incapaces de afinar.

La mayor desventaja es el tiempo que consume tener que ajustar de manera adecuada cada pata. La idea era que el dispositivo mantuviese las ventajas del ensayo con martillo y una de ellas es la rapidez. Es por ello que se ha optado finalmente por otras soluciones más simples.

Para intentar facilitar todo el proceso de ajuste usando únicamente un mecanismo, se pensó en seguir usando perfiles telescópicos, pero utilizando la presión de un tornillo plano sobre el perfil interior. El mecanizado sería algo muy sencillo, pero se duda de la capacidad de fijación de este sistema y la durabilidad que pueda tener.

Como solución más apropiada al final se eligió el mecanismo regulador de las tijas de bicicletas o los bastones de andar. El único mecanizado que requiere es una ranura en la parte inferior del perfil exterior para permitir la deformación de este con el cierre de la abrazadera. Este sistema tiene la suficiente holgura para deslizarse fácilmente el perfil interior cuando está libre, pero lo fija sólidamente cuando se bloquea.

El mayor compromiso que implica este sistema adoptado para la regulación de altura es el uso de barras cilíndricas para la estructura. Esto puede suponer un problema a la hora del montaje para asegurar la perpendicularidad tanto del martillo como de los apoyos, pero se aceptan estas dificultades asumiendo que no serán muy significativas y pueden subsanarse fácilmente.

Por último, en ambos soportes se ha pensado en colocar unas patas con una junta de rótula para permitir el correcto apoyo aunque se encuentre en superficies irregulares o no niveladas, algo muy común en la situación de los carriles. Se adjunta la Figura 18 como ejemplo de superficie donde suelen estar los carriles.



Figura 18: Carriles del tren en la estación de Cullera.

## 7. Cálculos del modelo

El objetivo principal de esta sección es obtener la cantidad de movimiento ejercida en el momento del impacto para cada configuración del martillo ya que la idea es poder conocer este dato con la variación de peso y deformación inicial.

Por otro lado, también es importante conocer el retroceso del martillo después del impacto para dimensionar correctamente el sistema de bloqueo, de forma que sea efectivo en todos los casos determinados.

### 7.1. Cálculo de la cantidad de movimiento pre-impacto

La cantidad de movimiento es una propiedad física de un objeto en movimiento. Se define como el producto de la masa de dicho objeto por su velocidad. Esta es una magnitud vectorial, lo que significa que tiene dirección y sentido, y estos están determinados por la dirección y sentido de la velocidad del objeto. La masa del martillo será conocida y habrá posibilidad de aumentarla o disminuirla, pero la velocidad se debe calcular a partir de la deformación inicial del muelle.

Al tratarse de un balancín, las variables son angulares y entonces la velocidad lineal se debe calcular multiplicando la velocidad angular por el brazo del martillo, desde el centro de rotación hasta la punta del sensor.

#### 7.1.1. Ecuación de movimiento

Para conseguir la velocidad angular, el primer paso es modelar el sistema y obtener la ecuación de movimiento [17]. En este caso se ha considerado calcularla con el método de Lagrange que viene dado por la Ecuación 7.1

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_{ncj} \quad (7.1)$$

Por un lado, la energía cinética por definición comprende tanto la velocidad lineal como la angular y viene dada por la Ecuación 7.2 de forma general para  $N_S$  masas:

$$T = \sum_{i=1}^{N_S} \left( \frac{1}{2} m_i v_{G_i}^2 + \frac{1}{2} I_{G_i} \omega_i^2 \right) = T(q_j, \dot{q}_j) \quad (7.2)$$

Por otro lado, la energía potencial incluye tanto la elástica de los muelles como la gravitatoria y de forma general viene dada por la Ecuación 7.3 para  $N_S$  masas y  $N_R$  resortes:

$$V = \sum_{i=1}^{N_R} \frac{1}{2} k_i (\Delta q_i)^2 + \sum_{i=1}^{N_S} m_i g h_{G_i} = V(q_j) \quad (7.3)$$

Destacar que la Ecuación 7.1 se ha escrito en notación para que las fuerzas no conservativas (en este caso la producida por amortiguadores) se calculen con Trabajos Virtuales, pero también se podría reescribir con la función disipación como aparece en la Ecuación 7.4:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = 0 \quad (7.4)$$

Aunque no se ha tenido en cuenta el rozamiento de los rodamientos para el modelado del dispositivo y por tanto este termino es nulo, como se indica en la Ecuación 7.5:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = 0 \quad (7.5)$$

Considerando que únicamente existe un movimiento de rotación y el martillo es un único solido rígido, la Ecuación 7.2 se simplifica en la Ecuación 7.6:

$$T = \frac{1}{2} I_G \dot{\theta}^2 \quad (7.6)$$

Donde  $I_G$  es el momento de inercia que se calculará posteriormente y  $\theta$  la coordenada angular.

Para la Ecuación 7.3 de la energía potencial, se deben tener en cuenta las diferentes posiciones que tiene el martillo para cada golpeo:

Cuando se produce el impacto en la parte superior, el origen del sistema se coloca en el centro de rotación del martillo tomando como  $0^\circ$  el punto de contacto con el carril y rotación positiva cuando sube la cabeza. Teniendo estos datos en cuenta la energía potencial tanto elástica como gravitatoria queda descrita con la Ecuación 7.7

$$V = \frac{1}{2} k_\theta (\theta - \theta_0)^2 + m g l_A \xi_G \sin(\theta) \quad (7.7)$$

Donde  $\theta_0$  es el ángulo de deformación del muelle a torsión,  $l_A$  es la longitud del eje de rotación al centro del impacto en el martillo y  $\xi_G$  es la posición en tanto por uno del centro de gravedad del martillo.

Cuando el impacto se produce en el lateral, el sistema de referencia se rota  $90^\circ$  y el ángulo inicial apunta perpendicular al suelo. De esta forma la energía potencial queda conforme a la Ecuación 7.8

$$V = \frac{1}{2} k_\theta (\theta - \theta_0)^2 - m g l_b \xi_G \cos(\theta) \quad (7.8)$$

Para introducir la energía cinética (Ecuación 7.6) en la ecuación del movimiento (7.5):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{\theta}} \left( \frac{1}{2} I_G \dot{\theta}^2 \right) \right) - \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{2} I_G \dot{\theta}^2 \right) = \frac{d}{dt} (I_G \dot{\theta}) - 0 = I_G \ddot{\theta}$$

Y para introducir la energía potencial, tanto para el golpeo en la parte superior del carril (Ecuación 7.7):

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{2} k_{\theta} (\theta - \theta_0)^2 + m g l_A \xi_G \sin(\theta) \right) = k_{\theta} (\theta - \theta_0) + m g l_A \xi_G \cos(\theta)$$

Como para en la parte lateral (Ecuación 7.8):

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{2} k_{\theta} (\theta - \theta_0)^2 - m g l_A \xi_G \cos(\theta) \right) = k_{\theta} (\theta - \theta_0) + m g l_A \xi_G \sin(\theta)$$

Al tener la parte de la energía potencial funciones trigonométricas para ambos casos, no se podría calcular la solución de la ecuación del movimiento de forma exacta: se debería linealizar la ecuación o obtener numéricamente. La ventaja es que, conforme se planteó el diseño del martillo, se busca tener el centro de gravedad en el centro de rotación de forma que  $\xi_G = 0$  y se elimina el termino gravitacional. De este modo, la ecuación de Lagrange queda para ambos casos como se expone en la Ecuación 7.9:

$$I_G \ddot{\theta} + k_{\theta} (\theta - \theta_0) = 0 \quad (7.9)$$

Y por simplificar algo más la ecuación, finalmente se tomará como  $\Delta\theta = \theta - \theta_0$ , de esta forma abusando de notación  $\theta = \Delta\theta$  que irá desde  $0^\circ$  en el ángulo de golpeo a ángulos positivos alejándose del carril. La ecuación más simplificada quedará como se expresa en la Ecuación 7.10:

$$I_G \ddot{\theta} + k_{\theta} \theta = 0 \quad (7.10)$$

Al carecer de amortiguamiento, la solución del sistema viene dada por la Ecuación 7.11:

$$\theta(t) = A_1 \cos(\omega_n t) + A_2 \sin(\omega_n t) \quad (7.11)$$

Donde  $\omega_n$  es la frecuencia natural:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{\theta}}{I_G}} \quad (7.12)$$

Y  $A_1$  y  $A_2$  son 2 constantes que vienen dadas por las condiciones iniciales.

$$\left. \begin{array}{l} \theta(t=0) = A_1 \\ \dot{\theta}(t=0) = A_2 \omega_n \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} A_1 = \theta_{t=0} \\ A_2 = \frac{\dot{\theta}_{t=0}}{\omega_n} \end{array} \right. \quad (7.13)$$

Se debe tener en cuenta que  $\theta_{t=0}$  es el ángulo inicial que el operador elige y  $\dot{\theta}_{t=0}$  será nulo porque el martillo se suelta sin ninguna velocidad inicial. De esta forma, la solución de la forma más simplificada es la que se expresa en la Ecuación 7.14:

$$\theta(t) = \theta_{t=0} \cos(\omega_n t) \quad (7.14)$$

Y para obtener la velocidad simplemente se deriva esta última ecuación, obteniendo la Ecuación 7.15:

$$\dot{\theta}(t) = -\theta_{t=0} \omega_n \sin(\omega_n t) \quad (7.15)$$

Para conocer el instante en el que se produce el impacto, se iguala la Ecuación 7.14 a  $0^\circ$ :

$$\theta_{0-} = 0 = \theta_{t=0} \cos(\omega_n t) \rightarrow 0 = \cos(\omega_n t) \rightarrow \omega_n t = \frac{(2n+1)\pi}{2} \rightarrow t = \frac{(2n+1)\pi}{2\omega_n}$$

Como se busca únicamente la primera solución ( $n = 0$ ):

$$t = \frac{\pi}{2\omega_n}$$

Y ahora este resultado se sustituye en la Ecuación 7.15 para obtener la velocidad angular en el momento del impacto:

$$\dot{\theta}_{0-} = \dot{\theta}\left(t = \frac{\pi}{2\omega_n}\right) = -\theta_{t=0} \omega_n \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = -\theta_{t=0} \omega_n \quad (7.16)$$

El resultado de la Ecuación 7.16 es coherente ya que en el momento del impacto se encuentra la máxima velocidad. El muelle acelera el martillo hasta la posición de equilibrio y, a partir de ahí, lo empezaría a desacelerar. Para obtener finalmente la velocidad simplemente se debe multiplicar esta velocidad angular por el brazo del martillo ( $l_B$ ) y se obtendría la velocidad lineal (Ecuación 7.17):

$$v_{0-} = \dot{\theta}_{0-} l_A = -\theta_{t=0} \omega_n l_A \quad (7.17)$$

El siguiente paso es dimensionar el martillo para determinar sus características másicas e inerciales y poder obtener en primer lugar la velocidad y después la cantidad de movimiento.

### 7.1.2. Dimensionamiento del martillo

La idea fundamental de este diseño es mantener el centro de gravedad en el centro de rotación del martillo para eliminar la componente gravitacional. Se plantea la construcción del impactador con 3 componentes diferenciados: 2 barras ( $C$ ), el contrapeso ( $B$ ) y el conjunto de sensor y peso ( $A$ ). El cálculo del  $\xi_G$  viene dado por la Ecuación 7.18:

$$\xi_G = \frac{\sum_{i=1}^N m_i x_{i,G}}{\left(\sum_{i=1}^N m_i\right) l_A} = \frac{m_A l_A - m_B l_B + m_C (l_A - l_B)}{(m_A + m_B + 2m_C) l_A} \quad (7.18)$$

Donde  $x_{i,G}$  es la distancia del centro de gravedad de cada componente al centro de rotación y se toma positivo hacia el lado del sensor.

Teniendo en cuenta que la masa de una barra se puede expresar a partir de la densidad ( $\rho$ ) del material que la compone:

$$m_C = \rho_C L_C (a_C b_C) = \rho_C (l_A + l_B) A_C \quad (7.19)$$

Donde  $A_C$  es el área transversal de la barra.

Igualando la Ecuación 7.18 a 0 y sustituyendo el resultado anterior se puede obtener la longitud a la que se debe colocar el contrapeso:

$$\xi_G = 0 = \frac{m_A l_A - m_B l_B + m_C (l_A - l_B)}{(m_A + m_B + 2m_C) l_A} \rightarrow m_A l_A - m_B l_B + \rho_C (l_A + l_B) A_C (l_A - l_B) = 0$$

$$l_B = \frac{-m_B \pm \sqrt{m_B^2 + 4 A_C l_A \rho_C (m_A + A_C l_A \rho_C)}}{2 A_C \rho_C} \quad (7.20)$$

La solución adecuada es la positiva.

Una vez calculada esta distancia, aunque se añadan más pesos para aumentar la masa del martillo, no modificarán esta longitud puesto que se colocarán 1 par simétrico respecto al centro de gravedad (que a su vez es ahora el centro de rotación).

### 7.1.3. Momento de inercia del martillo

En este apartado se trata de obtener el momento de inercia del martillo ( $I_G$ ) respecto al centro de rotación. Esta característica es fundamental en este caso pues al utilizar coordenadas angulares se usa la inercia y no la masa.

Para calcular este momento de inercia el martillo se vuelve a considerar en los mismos 3 grandes componentes:

En primer lugar, el momento de inercia de una barra desde su centro de gravedad viene dado por la Ecuación 7.21:

$$I_{C,1} = \frac{m_C}{12} (a_C^2 + L_C^2) \quad (7.21)$$

Y añadiendo la componente del Teorema de Steiner para cambiar la referencia al eje de rotación:

$$I_{C,G,1} = \frac{m_C}{12} (a_C^2 + L_C^2) + m_C \left( l_A - \frac{L_C}{2} \right)^2 = \frac{m_C}{12} (a_C^2 + 4 (l_A^2 - l_A l_B + l_B^2))$$

Por tanto, para ambas barras quedaría como sigue:

$$I_{C,G} = 2 I_{C,G,1} = \frac{m_C}{6} (a_C^2 + 4 (l_A^2 - l_A l_B + l_B^2)) \quad (7.22)$$

Para calcular el momento de inercia de la cabeza del martillo, esta se modeliza asimilando su forma a un cubo de las dimensiones del soporte en el que está el sensor. Este se calcula con la Ecuación 7.23:

$$I_A = \frac{m_A}{12} (b_A^2 + L_A^2) \quad (7.23)$$

Donde  $b_A$  es el espesor del cubo y  $L_A$  su longitud. Y con el Teorema de Steiner al centro de gravedad:

$$I_{A,G} = \frac{m_A}{12} (b_A^2 + L_A^2) + m_A l_A^2 = \frac{m_A}{12} (b_A^2 + L_A^2 + 12 l_A^2) \quad (7.24)$$

Por último, la forma del peso al otro lado se considera también un cubo y su momento de inercia viene dado por la siguiente ecuación:

$$I_{B,G} = \frac{m_B}{12} (b_B^2 + L_B^2) + m_B (-l_B)^2 = \frac{m_B}{12} (b_B^2 + L_B^2 + 12 l_B^2) \quad (7.25)$$

El momento de inercia total es la suma de todos los anteriores (Ecuaciones 7.24, 7.25 y 7.22), como se expone en la Ecuación 7.26:

$$I_G = I_{A,G} + I_{B,G} + I_{C,G} \quad (7.26)$$

Si se requiere añadir más pesos (de masa unitaria  $m_D$ ), el momento de inercia sería el ya conocido del cubo, y al ir a pares se le debería añadir al momento total el término de la siguiente Ecuación 7.27:

$$I_{D,G} = \frac{m_D}{6} (b_D^2 + L_D^2 + 12 l_D^2) \quad (7.27)$$

Siendo el momento de inercia total con la posibilidad de añadir los pesos:

$$I_G = I_{A,G} + I_{B,G} + I_{C,G} + I_{D,G} \quad (7.28)$$

#### 7.1.4. Cálculo de la masa equivalente del martillo

Conforme está creado el dispositivo, el martillo no se desliza sino que rota. Es por ello que la masa total del martillo no es la que golpea de manera efectiva, ya que todo el objeto no se desliza a la misma velocidad lineal.

El desplazamiento de cualquier punto del balancín ( $y$ ) en función del desplazamiento del extremo que tiene el sensor ( $y_A$ ) es lineal:

$$y = \frac{x}{l_A} y_A$$

La velocidad es de la misma forma:

$$\dot{y} = \frac{x}{l_A} \dot{y}_A$$

Y con la definición integral de la energía cinética dada por la Ecuación 7.29:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^m \dot{y}^2 dm = \frac{1}{2} \int_0^m \left( \frac{x}{l_A} \dot{y}_A \right)^2 dm \quad (7.29)$$

Por tanto, la energía cinética asociada a las 2 barras es:

$$T_C = \int_{-l_B}^{l_A} \left( \frac{x}{l_A} \dot{y}_A \right)^2 \rho_C A_C dx = \frac{\dot{y}_A^2 \rho_C A_C}{l_A^2} \int_{-l_B}^{l_A} x^2 dx = \frac{\dot{y}_A^2 \rho_C A_C}{l_A^2} \left( \frac{l_A^3}{3} + \frac{l_B^3}{3} \right)$$

Y la asociada a los otros componentes como pueden ser la cabeza, el contrapeso o otras masas que se considerarán puntuales:

$$T_i = \frac{1}{2} \int_0^{m_i} \left( \frac{x_{i,G}}{l_A} \dot{y}_A \right)^2 dm \approx \frac{1}{2} \left( \frac{x_{i,G}}{l_A} \dot{y}_A \right)^2 m_i$$

Entonces la energía cinética total del martillo incluyendo la posibilidad de añadir pesos es la suma de las anteriores, reflejada en la Ecuación 7.30:

$$T = \frac{1}{2} \dot{y}_A^2 \left( m_A + \left( \frac{l_B}{l_A} \right)^2 m_B + \left( \frac{l_D}{l_A} \right)^2 2m_D + \frac{\rho_C A_C}{l_A^2} \left( \frac{l_A^3}{3} + \frac{l_B^3}{3} \right) \right) \quad (7.30)$$

Y igualándola a la expresión genérica de la energía cinética de translación, se observa que la masa equivalente con la que se realiza el impacto ( $m_{eq}$ ) es la siguiente:

$$m_{eq} = m_A + \left( \frac{l_B}{l_A} \right)^2 m_B + \left( \frac{l_D}{l_A} \right)^2 2m_D + \frac{2\rho_C A_C}{l_A^2} \left( \frac{l_A^3}{3} + \frac{l_B^3}{3} \right) \quad (7.31)$$

### 7.1.5. Cantidad de movimiento

El último de los cálculos de esta sección y el principal es la obtención de la cantidad de movimiento en el instante inmediatamente anterior al golpeo, para ello simplemente se multiplica la velocidad del impacto por la masa equivalente del martillo:

$$p_{0-} = m_{eq} v_{0-} = -m_{eq} \theta_{t=0} \omega_n l_A \quad (7.32)$$

Simplemente tiene valor negativo por el sistema de referencia que se ha utilizado, ya que el ángulo va disminuyendo.



## 7.2. Retroceso post-impacto

En el caso ideal en el que no se transmite energía al carril y no se disipara energía por rozamiento en el dispositivo, el martillo recuperaría el ángulo inicial después del impacto. Como en realidad esto no es así, se va a intentar aproximar la cantidad de movimiento transmitida al carril para saber hasta que punto retrocederá el martillo después del impacto. Para ello, se supondrá un impacto perfectamente elástico en el que la energía se conserva.

### 7.2.1. Cálculo de la cantidad de movimiento post-impacto

El punto de partida para este apartado es la conservación de la energía en el golpeo. La energía cinética del martillo y el carril en el instante anterior al impacto es igual a la del instante posterior:

$$T_{0-} = T_{0+} \rightarrow \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0-}^2 I_G = \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0+}^2 I_G + \frac{1}{2} \int_0^{m_v} \dot{w}_{0+}^2 dm \quad (7.33)$$

Donde  $m_v$  es la masa considerada del carril y  $w$  el desplazamiento en el eje  $z$  del carril.

Si se usa la notación modal [18] para la energía cinética de la viga y se cambia la variable de la integral la Ecuación 7.33 quedaría como se muestra:

$$\frac{1}{2} \dot{\theta}_{0-}^2 I_G = \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0+}^2 I_G + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^N \int_0^{L_v} \frac{m_v}{L_v} \phi_r^2(x) \dot{q}_{r,0+}^2 dx \quad (7.34)$$

Donde  $m_v$  y  $L_v$  son respectivamente la masa y la longitud considerada del carril entre ambos apoyos y  $\phi_r(x)$  el modo de vibración  $r$  del carril.

Además, para simplificar, por definición de la notación modal se cumple la Ecuación 7.35:

$$\int_0^{L_v} \frac{m_v}{L_v} \phi_r^2(x) dx = 1 \quad (7.35)$$

Con esto, la Ecuación 7.34 se simplifica al máximo quedando así la conservación de energía cinética:

$$\frac{1}{2} \dot{\theta}_{0-}^2 I_G = \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0+}^2 I_G + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^N \dot{q}_{r,0+}^2 \quad (7.36)$$

A continuación, se va a calcular la solución analítica considerando el carril como una viga biapoyada [19]. Se parte del equilibrio de cortantes en un elemento diferencial de la viga donde se han hecho las siguientes simplificaciones:

- Se considera que la deformación a cortante es despreciable aunque la longitud entre apoyos no sea más de 10 veces superior al ancho y alto de los perfiles de los carriles.
- No se ha tenido en cuenta el efecto inercial del giro de las secciones

- Se han despreciado los infinitésimos de orden superior

Obteniendo la Ecuación 7.37:

$$\rho_v(x) A_v(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ E_v(x) I_v(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right] = f(x, t) \quad (7.37)$$

Considerando también que las propiedades del carril son constantes a lo largo de toda su longitud y que no existen fuerzas externas aplicadas, para vibraciones libres quedaría la Ecuación 7.38:

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = 0 \quad c = \sqrt{\frac{E_v I_v}{\rho_v A_v}} \quad (7.38)$$

Si se supone que la solución se puede expresar como un producto de 2 términos, uno dependiente del tiempo y otro de la posición, de la forma  $w(x, t) = W(x) T(t)$  la ecuación de equilibrio de cortantes se puede reescribir como:

$$c^2 \frac{W''''(x)}{W(x)} = -\frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = \omega_r^2$$

La solución de la ecuación temporal es la siguiente:

$$T(t) = C \cos(\omega_r t - \alpha) \quad (7.39)$$

Donde  $\alpha$  y  $C$  son constantes que vendrán de las condiciones iniciales del problema.

La solución de la ecuación espacial es de la forma:

$$W(x) = A_1 \sin(\beta_r x) + A_2 \cos(\beta_r x) + A_3 \sinh(\beta_r x) + A_4 \cosh(\beta_r x) \quad \beta_r^4 = \frac{\omega_r^2}{c^2} = \frac{\rho_v A_v \omega_r^2}{E_v I_v} \quad (7.40)$$

Y con las condiciones de contorno de extremo apoyado: deflexión nula y momento flector nulo.

$$w(x) = 0 \quad M(x) = E_v I_v \frac{\partial^2 w(x)}{\partial x^2} = 0$$

Aplicando ambas condiciones a los 2 extremos se tienen las 4 condiciones de contorno necesarias:

$$W(0) = 0 \quad M(0) = E_v I_v W''(0) = 0 \quad W(L_v) = 0 \quad M(L_v) = E_v I_v W''(L_v) = 0$$

De las 2 primeras se obtiene que  $A_2$  y  $A_4$  son nulas y de las otras 2 se obtiene que  $A_3 = 0$  y que  $A_1 \sin(\beta_r L_v) = 0$ , consiguiendo así la expresión de la frecuencia ponderada ( $\beta_r L_v$ ):

$$\sin(\beta_r L_v) = 0 \rightarrow \beta_r L_v = \pi r \quad (7.41)$$

Quedando la respuesta espacial:

$$W(x) = A_1 \sin\left(\frac{r \pi x}{L_v}\right) = A_1 \Psi_r(x) \quad (7.42)$$

Y la total, que es el producto de las Ecuaciones 7.39 y 7.42:

$$w(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} C_r \cos(\omega_r t - \alpha_r) \Psi_r(x)$$

Entonces los modos de vibración del sistema en función de la posición vienen dados por la Ecuación 7.43:

$$\phi_r(x) = A_r \Psi_r = A_r \sin\left(\frac{r \pi x}{L_v}\right) \quad (7.43)$$

Para calcular la constante  $A_r$  se usa la definición de la Ecuación 7.35:

$$\int_0^{L_v} \frac{m_v}{L_v} (A_r \sin\left(\frac{r \pi x}{L_v}\right))^2 dx = 1 = \frac{m_v A_r^2}{2} \rightarrow A_r = \sqrt{\frac{2}{m_v}}$$

Y con la expresión de  $A_r$  la Ecuación 7.43 queda como:

$$\phi_r(x) = \sqrt{\frac{2}{m_v}} \sin\left(\frac{r \pi x}{L_v}\right) \quad (7.44)$$

Teniendo en cuenta que la fuerza que ejerce el martillo sobre el carril es un impulso aplicado en su centro, la ecuación de movimiento del carril en coordenadas modales es la Ecuación 7.45:

$$\ddot{q}_r + \omega_r^2 q_r = \phi_r\left(\frac{L_v}{2}\right) \hat{f} \delta(0^+) \quad (7.45)$$

Siendo la función de respuesta:

$$q_r(t) = \frac{\phi_r\left(\frac{L_v}{2}\right) \hat{f} \delta(0^+)}{\omega_r} \sin(\omega_r t)$$

Y su derivada:

$$\dot{q}_r(t) = \phi_r\left(\frac{L_v}{2}\right) \hat{f} \delta(0^+) \cos(\omega_r t)$$

Y para calcularlo en el instante posterior al impacto se le sustituye la Ecuación 7.44 con la expresión de los modos:

$$\dot{q}_{r,0^+} = \dot{q}_r(0^+) = \sqrt{\frac{2}{m_v}} \sin\left(\frac{r\pi}{2}\right) \hat{f}$$

Se puede sustituir esta expresión en la Ecuación 7.36 de la energía cinética:

$$\frac{1}{2} \dot{\theta}_{0^-}^2 I_G = \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0^+}^2 I_G + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^N \left( \sqrt{\frac{2}{m_v}} \sin\left(\frac{r\pi}{2}\right) \hat{f} \right)^2 \quad (7.46)$$

Por otro lado, para poder tener una expresión para  $\hat{f}$ , se aplica la conservación del momento angular al martillo:

$$I_G \dot{\theta}_{0^-} - I_G \dot{\theta}_{0^+} = -(-\hat{f}) l_A \rightarrow \hat{f} = \frac{I_G}{l_A} (\dot{\theta}_{0^+} - \dot{\theta}_{0^-})$$

En este caso el signo de la fuerza es negativo porque el aplicado al carril se ha considerado positivo. Y sustituyéndolo en la Ecuación 7.46:

$$\frac{1}{2} \dot{\theta}_{0^-}^2 I_G = \frac{1}{2} \dot{\theta}_{0^+}^2 I_G + \frac{I_G^2 (\dot{\theta}_{0^+} - \dot{\theta}_{0^-})^2}{l_A^2 m_v} \sum_{r=1}^N \left( \sin\left(\frac{r\pi}{2}\right) \right)^2$$

Se puede despejar la velocidad angular posterior al impacto. Una de las soluciones es la que carece de sentido físico, ya que da la misma velocidad angular que la anterior al impacto, y la otra viene dada por la Ecuación 7.47:

$$\dot{\theta}_{0^+} = -\frac{l_A^2 m_v - 2 I_G \sum_{r=1}^N \left( \sin\left(\frac{r\pi}{2}\right) \right)^2}{l_A^2 m_v + 2 I_G \sum_{r=1}^N \left( \sin\left(\frac{r\pi}{2}\right) \right)^2} \dot{\theta}_{0^-} = -c_\theta \dot{\theta}_{0^-} \quad (7.47)$$

Se llama  $c_\theta$  a toda la fracción como una especie de factor pérdida de velocidad adimensional por la cantidad de movimiento transmitida al carril.

El modo hasta el cual llega a excitar el impacto ( $N$ ) depende de la rigidez de la punta del martillo. Suponiendo que se conoce hasta que frecuencias puede excitar cada punta ( $f_N$ ), se puede calcular ese valor.

Partiendo de la relación entre frecuencia y velocidad angular:

$$f_r = \frac{\omega_r}{2\pi} \rightarrow \omega_r = f_r 2\pi$$

Y sustituyendo la definición de  $\beta_r$  de la Ecuación 7.40 en la Ecuación 7.41:

$$r = \frac{\beta_r L_v}{\pi} \rightarrow N = \frac{L_v}{\pi} \sqrt[4]{\frac{(f_N 2\pi)^2 \rho_v A_v}{E_v I_v}} = L_v \sqrt[4]{\frac{4 f_N^2 \rho_v A_v}{E_v I_v \pi^2}} \quad (7.48)$$

Y si se requiere encontrar la frecuencia para cada modo, simplemente se despeja  $f_r$  de la ecuación anterior:

$$f_r = \sqrt{\frac{E_v I_v}{\rho_v A_v} \frac{r^2 \pi}{2 L_v^2}} \quad (7.49)$$

### 7.2.2. Ecuación de movimiento

Una vez se obtiene la velocidad angular post-impacto, se introducirá en la ecuación de movimiento para calcular el ángulo máximo que alcanza el martillo después del golpeo. En este caso, la condición inicial que es nula es el ángulo post-impacto. Aplicando los datos conocidos en las variables de la Ecuación 7.13 y estas en la solución general del sistema (Ecuación 7.11) se obtiene la solución para el caso post impacto:

$$\theta(t) = \frac{\dot{\theta}_{0+}}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (7.50)$$

Y la velocidad angular es la siguiente:

$$\dot{\theta}(t) = \dot{\theta}_{0+} \cos \omega_n t \quad (7.51)$$

Para conocer el tiempo con el que se llega al máximo ángulo se debe igualar la Ecuación 7.51 a 0, puesto que cuando la derivada es nula significa que en la función se encuentra un máximo:

$$\dot{\theta}_{\theta_{max}} = 0 = \dot{\theta}_{0+} \cos \omega_n t \rightarrow 0 = \cos \omega_n t \rightarrow \omega_n t = \frac{(2n+1)\pi}{2} \rightarrow t = \frac{(2n+1)\pi}{2\omega_n}$$

Al igual que para el apartado anterior, se busca únicamente la primera solución:

$$t = \frac{\pi}{2\omega_n}$$

Y este resultado se sustituye en la Ecuación 7.50 para obtener el ángulo máximo:

$$\theta_{max} = \theta\left(\frac{\pi}{2\omega_n}\right) = \frac{\dot{\theta}_{0+}}{\omega_n} \sin \frac{\pi}{2} = \frac{\dot{\theta}_{0+}}{\omega_n} \quad (7.52)$$

Si se sustituye la Ecuación 7.47 en esta última y luego la Ecuación 7.16:

$$\theta_{max} = \frac{-c_\theta \dot{\theta}_{0-}}{\omega_n} = c_\theta \theta_{t=0} \quad (7.53)$$

Se simplifica a la Ecuación 7.53 donde se expresa el ángulo máximo en función del ángulo inicial y el factor de pérdida de la velocidad.

## 8. Análisis de resultados

En esta sección se mostrarán los resultados de todos los cálculos desarrollados en la Sección 7 a partir de las características definitivas del dispositivo. Estas características son fruto de un proceso iterativo en donde se han ido calculando resultados y rediseñando el proyecto para intentar ajustarse de la mejor manera a las necesidades del proyecto. Todas las características utilizadas en esta parte del trabajo están indicadas en la Sección 9 donde se plasma el diseño final del dispositivo parte por parte.

### 8.1. Características del martillo

En primer lugar, se necesita obtener las características másicas e inerciales para poder dimensionar el martillo conforme a los requisitos del proyecto.

#### 8.1.1. Centro de gravedad

El primer objetivo de este apartado era diseñar el martillo de forma que el centro de gravedad se encontrara justo en el centro de rotación. De esta forma se elimina la componente gravitatoria de las ecuaciones y no afecta a las características del impacto independientemente de la posición y ángulo de golpeo.

Para ello, se sustituyen las variables de la Ecuación 7.20 obteniendo como resultado la distancia desde el centro de rotación al contrapeso:

$$l_B = 0.255$$

Como el peso del contrapeso es superior al peso de la cabeza del martillo, es lógico que este sea inferior a  $l_A$ , el brazo del martillo.

También es importante destacar que, aunque en la ecuación usada la barra únicamente va del centro de gravedad de la cabeza al centro de gravedad del peso, este resultado se ha obtenido con la longitud final del diseño.

#### 8.1.2. Momento de inercia

El siguiente paso era calcular las propiedades inerciales del martillo ya que estas se necesitan en todas las ecuaciones para calcular la frecuencia natural del sistema.

Se debe tener en cuenta que el dispositivo se ha diseñado con la posibilidad de poder añadir o quitar masa del martillo para así poder modificar con más sencillez la cantidad de movimiento en el impacto. Estas masas se añaden una a cada lado del martillo y a la misma distancia del eje de rotación para así no modificar el centro de gravedad.

Las configuraciones que se han planteado del martillo son 3:

- Configuración 0: Se trata del martillo por defecto, únicamente con las barras, cabeza y contrapeso sin añadir pesos extra.

- Configuración 1: A la Configuración 0 se le añaden 2 pesos de  $m_D = 0.5\text{kg}$  a una distancia  $l_D = 0.14$ .
- Configuración 2: A la Configuración 0 se le añaden 2 pesos de  $m_D = 0.5\text{kg}$  a una distancia  $l_D = 0.20$ .

El momento de inercia de la Configuración 0 viene dado por la Ecuación 7.26:

$$I_{G,0} = 0.081$$

Y los momentos de inercia que añaden los pesos de las otras 2 configuraciones vienen dados por la Ecuación 7.27:

$$I_{D,G,1} = 0.010 \quad I_{D,G,2} = 0.020$$

Quedando los momentos de inercia de las 3 configuraciones, mostrados en la Tabla 1:

	Configuración 0	Configuración 1	Configuración 2
<b>Momento de inercia (<math>I_G</math>)</b>	0.081	0.091	0.101

Tabla 1: Momentos de inercia de las diferentes configuraciones.

### 8.1.3. Frecuencia natural

Una vez obtenidas las inercias totales del martillo en función de la configuración es momento de calcular la frecuencia natural ( $\omega_n$ ) del sistema. Esta frecuencia determinará el periodo de oscilación del martillo, cuanto más elevada, más rápido oscila. Para ello, se ha decidido una rigidez a torsión del muelle y con la Ecuación 7.12 se han obtenido las frecuencias naturales para cada configuración. Estas aparecen plasmadas en la Tabla 2:

	Configuración 0	Configuración 1	Configuración 2
<b>Frecuencia natural (<math>\omega_n</math>)</b>	5.976	5.639	5.345

Tabla 2: Frecuencia natural de las diferentes configuraciones.

Como la inercia aumenta conforme aumenta la masa de los pesos y la rigidez no se modifica, cada configuración posee una menor frecuencia natural que la anterior.

### 8.1.4. Masa equivalente

El siguiente paso es obtener la masa equivalente del martillo para cada configuración. Como el dispositivo realiza un movimiento de rotación, la propiedad que aparece en las ecuaciones de movimiento es la inercia, pero para el cálculo de la cantidad de movimiento se requiere la masa.

Esta masa no es la total del martillo, ya que todas las partes de este no se desplazan a la misma velocidad lineal. Para obtener la masa equivalente para cada configuración se usa la

fórmula desarrollada en la Sección 7.1.4 (Ecuación 7.31). La masa equivalente que añaden los pesos de las Configuraciones 1 y 2 son las siguientes:

$$m_{eq,D,1} = 0.444 \quad I_{eq,D,2} = 0.0.218$$

Finalmente se muestra en la Tabla 3 tanto la masa total como la masa equivalente para cada configuración.

	Configuración 0	Configuración 1	Configuración 2
Masa total (m)	1.288	2.288	2.288
Masa equivalente ( $m_{eq}$ )	0.893	1.110	1.337

Tabla 3: Masa total y equivalente de las diferentes configuraciones.

Como se observa en la tabla, se debe aumentar bastante la masa total con los pesos para aumentar de forma apreciable la masa equivalente, pero además también se aprecia el efecto que tiene distanciar las masas del centro de rotación para que el efecto de añadir el peso sea mayor.

## 8.2. Velocidad pre-impacto

Una vez obtenidas las características másicas e inerciales del martillo, se puede calcular la velocidad angular mediante la ecuación de movimiento. Para calcular la cantidad de movimiento, se debe usar la velocidad lineal de la cabeza percutora, ya que la masa equivalente del martillo está referida a este punto.

En la Tabla 4 se muestra la velocidad lineal pre-impacto para cada configuración y para 3 ángulos significativos:

	Configuración 0	Configuración 1	Configuración 2
45°	-1.408	-1.329	-1.259
35°	-1.095	-1.033	-0.980
25°	-0.782	-0.738	-0.700

Tabla 4: Velocidad lineal pre-impacto para diferentes ángulos y configuraciones.

Notar que, como se comentó antes, el aumento del momento de inercia disminuye la frecuencia natural, y cuando esta disminuye la velocidad de impacto también lo hace.

## 8.3. Cantidad de movimiento pre-impacto

La última variable por obtener antes del impacto es la cantidad de movimiento. Para ello simplemente se multiplica la velocidad lineal por la masa equivalente, ambas previamente calculadas.

En la Tabla 5 se muestra la cantidad de movimiento pre-impacto para cada configuración y para los 3 ángulos anteriores:



	Configuración 0	Configuración 1	Configuración 2
<b>45°</b>	-1.257	-1.475	-1.684
<b>35°</b>	-0.978	-1.148	-1.310
<b>25°</b>	-0.698	-0.820	-0.936

Tabla 5: Cantidad de movimiento pre-impacto para diferentes ángulos y configuraciones.

Como se puede observar, aunque las velocidades para las configuraciones con mayor masa son inferiores (Tabla 4), el producto de estas con la masa equivalente es mayor que para las de menor masa. Con ello se comprueba que es efectiva esta forma de aumentar la cantidad de movimiento.

## 8.4. Modos excitados en el impacto

Para observar el efecto que provoca el impacto sobre el carril, aparte del golpeo superior y el lateral, se va a estudiar en 2 carriles distintos, UIC-54 y UIC-60, para ver como afectan sus diferentes características. Se consideran 3 puntas para los ensayos de diferentes rigideces:

- Punta R: Punta muy rígida que alcanza a excitar frecuencias de hasta 5500Hz.
- Punta M: Punta menos rígida que alcanza a excitar frecuencias de hasta 3500Hz.
- Punta B: Punta más blanda que alcanza a excitar frecuencias de hasta 1500Hz.

Para el impacto superior, el carril se desplaza en dirección  $z$  ( $w$ ), pero para el impacto lateral se asumen 2 hipótesis:

- El desplazamiento se asume solamente en dirección  $y$  ( $v$ ) aunque se produce con un ángulo de (1 : 20).
- No se considera torsión de ningún tipo y se ha estudiado como un caso de flexión pura. Aunque el impacto no esté localizado en el CEC (centro de esfuerzos cortantes) se tratará como si así fuera a todos los efectos.

Para obtener la información de hasta que modo se alcanza a excitar en cada golpeo según posición y tipo de carril se utiliza la Ecuación 7.48 teniendo en cuenta que la distancia entre 2 apoyos es  $L_v = 0.6$ .

### 8.4.1. Punta R

Para el caso de la punta más rígida (5500Hz), se han obtenido los modos de los carriles UIC-54 y UIC-60 con las características plasmadas en los Anexos 14.1 y 14.2 respectivamente. Esta información está plasmada en la Tabla 6.

	UIC-54	UIC-60
<b>Superior</b>	2.052	1.968
<b>Lateral</b>	3.153	3.071

Tabla 6: Modos excitados para una frecuencia de 5500Hz.

Aunque se muestren los modos con decimales, si estos no alcanzan el modo superior, se redondean al modo inferior para el cálculo teórico. Estos decimales ayudan a saber como de lejos o cerca se está de excitar el siguiente modo.

Si se desea calcular de forma exacta a partir de que frecuencia natural se excita el siguiente modo, se puede usar la Ecuación 7.49.

#### 8.4.2. Punta M

Para el caso de la punta con rigidez intermedia (3500Hz), los modos excitados para ambos carriles y posiciones de golpeo se visualiza en la Tabla 7.

	UIC-54	UIC-60
Superior	1.637	1.570
Lateral	2.515	2.450

Tabla 7: Modos excitados para una frecuencia de 3500Hz.

Se observa como a menor frecuencia transmite la punta al carril, disminuye el modo máximo que se alcanza a excitar en todos los casos.

#### 8.4.3. Punta B

Para el caso de la punta más blanda (1500Hz), la información de los modos excitados por el golpeo para ambos carriles y posiciones de golpeo se muestra en la Tabla 8.

	UIC-54	UIC-60
Superior	1.072	1.028
Lateral	1.647	1.604

Tabla 8: Modos excitados para una frecuencia de 1500Hz.

Se sigue viendo la tendencia de que cuanto más blanda es la punta, menor es el número de modos que alcanza a excitar, independientemente de las características de los carriles.

Otra de las peculiaridades que se observan es que cuando mayor es la fracción del área frente a la inercia en el eje considerado, mayor es el número de modos que se excitan. Es por ello que se alcanzan menos modos en el UIC-60 que en el UIC-54 al estar la masa más cerca de los extremos en el primer carril.

También es debido a eso que en el golpeo lateral se excitan más modos que en el superior, ya que la masa en el primero de los golpes está distribuida más cerca de la línea neutra de flexión (y por tanto posee menos inercia en ese eje).

## 8.5. Ángulo máximo

Para mostrar el ángulo máximo, se hará con el parámetro adimensional  $c_\theta$  llamado en este trabajo factor de pérdida de velocidad. Este factor relaciona directamente el ángulo inicial con el máximo después del golpeo mediante la Ecuación 7.53. Para obtener este factor de pérdida de velocidad se va a hacer uso de la Ecuación 7.47 en donde está definido.

Se va a realizar la misma división según la frecuencia máxima que llegan a excitar las puntas que se ha hecho en el apartado anterior. Las características de los carriles vienen dadas por los Anexos 14.1 y 14.2 y los modos por las Tablas 6, 7 y 8.

### 8.5.1. Punta R

Para la punta más rígida (5500Hz), se ha obtenido el  $c_\theta$  de los carriles UIC-54 y UIC-60 en función de la posición de golpeo. Además, se ha tenido en cuenta la inercia de las 3 configuraciones diferentes para observar como influye este parámetro. Esta información está plasmada en la Tabla 9.

C 0	UIC-54	UIC-60	C 1	UIC-54	UIC-60	C 2	UIC-54	UIC-60
<b>Sup</b>	0.897	0.906	<b>Sup</b>	0.885	0.895	<b>Sup</b>	0.872	0.883
<b>Lat</b>	0.803	0.820	<b>Lat</b>	0.782	0.800	<b>Lat</b>	0.760	0.780

Tabla 9: Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 5500Hz.

Para obtener este factor se han usado los modos aproximando al entero anterior. Como se puede observar, cuanto más peso tiene la configuración (mayor inercia), más energía se transmite al carril y por tanto menos velocidad posee post-impacto.

### 8.5.2. Punta M

Para el caso de la punta con rigidez intermedia (3500Hz), el factor de pérdida de velocidad se visualiza en la Tabla 10.

C 0	UIC-54	UIC-60	C 1	UIC-54	UIC-60	C 2	UIC-54	UIC-60
<b>Sup</b>	0.900	0.906	<b>Sup</b>	0.885	0.895	<b>Sup</b>	0.873	0.883
<b>Lat</b>	0.900	0.906	<b>Lat</b>	0.885	0.895	<b>Lat</b>	0.873	0.883

Tabla 10: Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 3500Hz.

Se observa como cuanto menor sea el modo de vibración del carril, menor es la velocidad perdida post-impacto. Esto se debe a que si se excitan menos modos, se transmite menos energía al carril que se queda en forma de energía cinética en el martillo.

### 8.5.3. Punta B

Para el caso de la punta más blanda (1500Hz), la información de  $c_\theta$  para ambos carriles y posiciones de golpeo con 2 configuraciones diferentes se muestra en la Tabla 11.

C 0	UIC-54	UIC-60	C 1	UIC-54	UIC-60	C 2	UIC-54	UIC-60
Sup	0.900	0.906	Sup	0.885	0.895	Sup	0.873	0.883
Lat	0.900	0.906	Lat	0.885	0.895	Lat	0.873	0.883

Tabla 11: Pérdida de velocidad para las 3 configuraciones y una frecuencia de 1500Hz.

Se podría alcanzar teóricamente el caso límite donde la punta fuese tan blanda que no excitara ni el primer modo y entonces no perdería energía y volvería a su posición de inicio. Esto es debido a que en las hipótesis no se ha tenido en cuenta ninguna pérdida de energía, ni deformación de la punta y el contacto entre punta y carril se considera instantáneo.

Entre las 2 posiciones de golpeo no existe diferencia cuando se excita el mismo número de modos debido a que se trata del mismo carril y solo entra en juego su densidad lineal. Pero un punto importante es que tampoco existe diferencia para la velocidad post-impacto si se excitan 1 o 2 modos en un mismo carril. Esto es debido a que el impacto teóricamente se realiza en el centro exacto entre los 2 apoyos y en este punto hay nodos para todos los modos pares como se plasma en la Figura 19 donde aparecen las deformadas para cada modo a lo largo de la viga que se está estudiando.

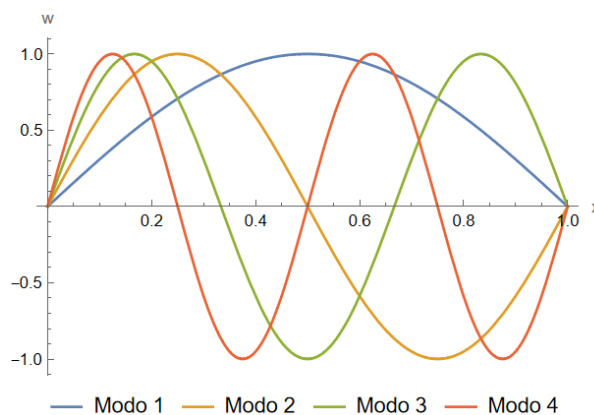


Figura 19: Deformada en función de la posición y el modo para viga biapoyada.

La idea inicial era encontrar los puntos donde se transmite la mayor energía según el modo excitado, que viene dado por el sumatorio de los senos al cuadrado como aparece en la Ecuación 7.47. La velocidad en esta ecuación está únicamente particularizada para el golpeo en el centro del carril. Esto se ha hecho para simplificar algo más los resultados y porque la mayoría de las veces el impacto se hará próximo a esta zona.

Si no fuese así, se podría estudiar también el ángulo hasta el cual regresaría el martillo para cada punto de impacto. Para observar magnitudes se grafica la Figura 20. En ella aparece el sumatorio de senos al cuadrado en función de la posición de golpeo entre los 2 apoyos de 0 al inicio a 1 al final de la longitud estudiada ( $L_v$ ) para cada modo máximo alcanzado.

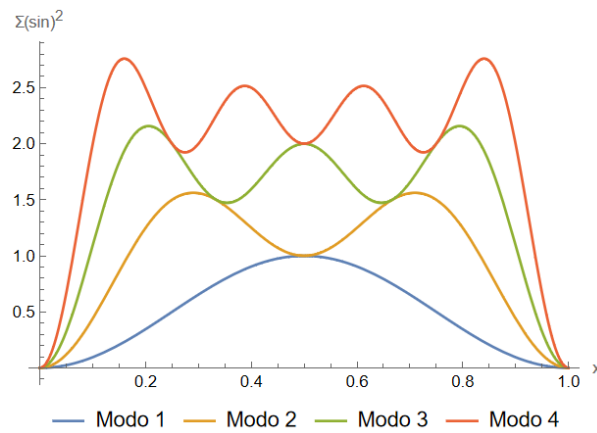


Figura 20: Sumatorio de senos cuadrados en función de la posición y el modo.

El máximo para el tercer modo es muy cercano a  $0.2 L_v$  y para la configuración con más pérdida de velocidad (la Punta R y Configuración 2 sobre la parte lateral del carril UIC-54) usando la Ecuación 7.47,  $c_\theta = 0.744$ . Este factor es independiente de la velocidad de impacto, pero suponiendo un ángulo inicial mínimo de  $25^\circ$  en la situación más crítica el final sería de  $18.595^\circ$ .

Debido a todas las hipótesis asumidas durante el proceso: considerar únicamente la parte del carril entre 2 apoyos en lugar de la longitud completa e impacto perfectamente elástico; se ha decidido en el diseño ser bastante más conservadores y aceptar un  $c_\theta$  mínimo cercano a 0.4 con lo que el ángulo final mínimo se estima de alrededor de  $10^\circ$ .

## 9. Diseño

En esta sección se va a desarrollar el diseño pieza por pieza de todo el dispositivo en conjunto. Muchas piezas son ya prefabricadas y no necesitan de ninguna modificación pero otras se han debido de crear desde cero para adaptarse mejor a las características del aparato.

Este dispositivo no pretende ser muy sofisticado ni está adaptado a la producción en cadena. Como en cada invención nueva se necesitan una serie de prototipos que son puestos a prueba para comprobar el correcto funcionamiento de todos los mecanismos y la resistencia de estos.

Se debe reconocer que todo este proceso es iterativo. Por un lado, una vez obtenidos resultados con un primer diseño, si se quieren modificar se debe también alterar este diseño. Pero por otro lado, alterar el diseño de una de las piezas puede implicar la modificación de otras.

A continuación, se van a describir todas las piezas, tanto sus características como su proceso de elección. También se comentarán los mecanizados realizados y los ajustes de montaje en el aparato.

### 9.1. Martillo

En primer lugar, se procede a la enumeración de cada una de las piezas que componen el martillo. Se nombrará el tipo de sensor y su instalación, las longitudes de los perfiles y los pesos para aumentar la masa.

#### 9.1.1. Sensor de fuerza

El sensor es el Modelo 208A12 de PCB Piezotronics (Figura 21), posee un sensor piezoeléctrico de cuarzo con un rango de medida de hasta 0.445kN. Este tiene un peso de 22.7g incluyendo la punta y el conector del cable eléctrico está dispuesto de manera axial al sentido de la fuerza medida.



Figura 21: Sensor de fuerza 208A12. [5]

Para instalar el sensor, este requiere una superficie lisa y bien acabada. Para ello se ha elegido una placa de acero inoxidable para garantizar un plano adecuado y protegido ante la oxidación. Las dimensiones de largo, ancho y espesor son  $L_A = 40\text{mm}$ ,  $a_A = 80\text{mm}$  y  $b_A = 15\text{mm}$  respectivamente. Esta placa se mecaniza en el centro roscando un agujero para métrica 7 los primeros 8mm y los otros se perforan con un diámetro de 15mm liso para facilitar la conexión con el cable. Además, en esta placa se perforan y roscan 4 agujeros para tornillos de M6 a 10 mm de los extremos para permitir el anclaje con las barras como se muestra en la Figura 22. El total de este conjunto tiene una masa de  $m_A = 0.4\text{kg}$ .

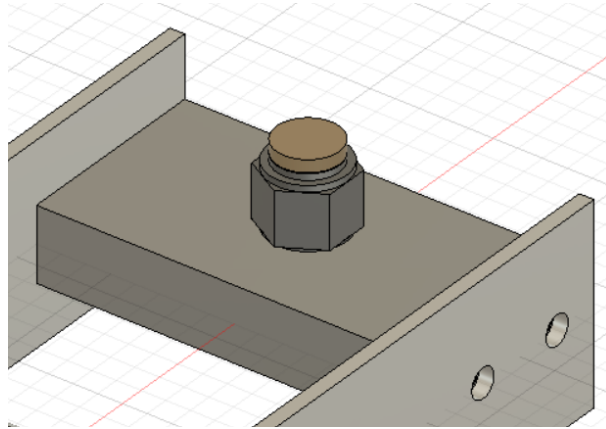


Figura 22: Representación de la unión sensor/barras en Fusion 360.

### 9.1.2. Pesos

Para implementar la capacidad de aumentar la masa equivalente del martillo, se ha buscado la manera de añadir pesos relativamente precisos, sencillos de colocar y mecanizar por su forma, y fáciles de conseguir. Estos elementos se utilizarán tanto para aumentar la masa como para hacer contrapeso en el extremo del martillo opuesto al que se encuentra el sensor.



Figura 23: Lastre de plomo para buceo. [16]

Para esta función se han escogido lastres para buceo de plomo como el que se muestra en la Figura 23, con una masa de  $m_B = 0.5\text{kg}$  y unas dimensiones de  $L_B = 50\text{mm}$ ,  $a_B = 80\text{mm}$  y  $b_B = 18\text{mm}$ . A estos pesos también se les ha realizado 4 perforaciones para tornillos de M6 a 10mm de los extremos para anclarlos a las barras.

### 9.1.3. Barras

Para el cuerpo del martillo se ha decidido usar barras de aluminio ( $\rho_C = 2700\text{kg/m}^3$ ) que tienen unas dimensiones de  $L_C = 600\text{mm}$ ,  $a_C = 40\text{mm}$  y  $b_C = 3\text{mm}$ . Inicialmente se pensó en utilizar una sola barra y usar pesos cilíndricos anclados perpendicularmente a esta, el problema era que esto podía provocar momentos en la propia barra. Luego se exploró la posibilidad de montar la barra apaisada para eliminar estas descompensaciones, pero montarla sobre la estructura con un solo eje también lo sometía a muchos esfuerzos a flexión y es por ello que se decidió finalmente montar el martillo con dos barras.

La distancia entre ambas barras en un principio iba a ser menor de la que finalmente se adoptó (50mm en lugar de 80mm) pero las dificultades para montar el muelle en un espacio tan reducido alteraron estos planes y se rotaron los pesos  $90^\circ$  para encajar perfectamente en el hueco entre ambas barras.

En cuanto a la mecanización, las barras poseen una serie de perforaciones, casi todas ellas colocadas en el eje de simetría a lo largo del lado más largo. Estas perforaciones no están roscadas ya que si se roscaran tanto la barra como las piezas interiores podrían dar a que después no encajaran entre sí. Los 4 agujeros en los extremos están colocados para encajar con las longitudes  $l_A$  y  $l_B$ , y los siguientes empiezan a los 215mm del centro de rotación hasta los 125mm dispuestos de 30mm en 30mm. También se encuentra un agujero en el centro de rotación de 22mm de diámetro donde encajarán los rodamientos. Por último, se realizan 6 perforaciones más, 2 en una de las barras para añadir un enganche que servirá para permitir conectar el muelle con el martillo y 4 en la otra para el sistema de bloqueo que se describirá en el último apartado.

### 9.1.4. Rodamientos

Es necesario tener elementos que permitan rotar al martillo minimizando el rozamiento. Para ello se utilizan 2 rodamientos, con un diámetro interior de 8mm y un diámetro exterior de 22mm y con 2 juntas de caucho para no permitir que entren suciedad u otros objetos en el cojinete. Estos rodamientos están principalmente diseñados para mecanismos donde el anillo interior rota, pero teóricamente no debería haber problema en que sucediera al contrario como en este caso. La manera de encajarlos con la barra es simplemente a presión y se debe tener en cuenta que no cabrán completamente en el perfil ya que su anchura es superior (7mm).

### 9.1.5. Enganche

Por último, el enganche que se ha comentado anteriormente es una pieza customizada. El radio del alambre del muelle es únicamente de 3.5mm, esto permitía utilizar un enganche para cables ya existente, pero se dudaba de la resistencia que podía tener. Es por ello que se ha creado la pieza impresa en 3D que aparece en la Figura 24 para suplir esta necesidad.



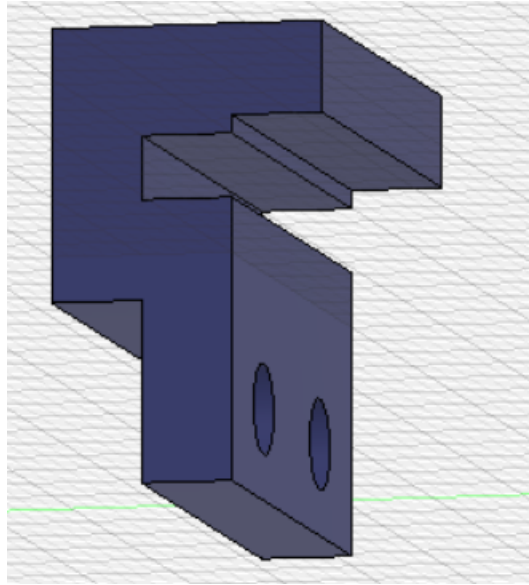


Figura 24: Representación del enganche en Fusion 360.

La idea original es realizar esta pieza en filamento ABS pero si surgiese algún tipo de problema con su resistencia se podría crear una nueva pieza a medida con aluminio.

Con todos los elementos ya colocados, el martillo quedaría tal y como se muestra en la Figura 25.

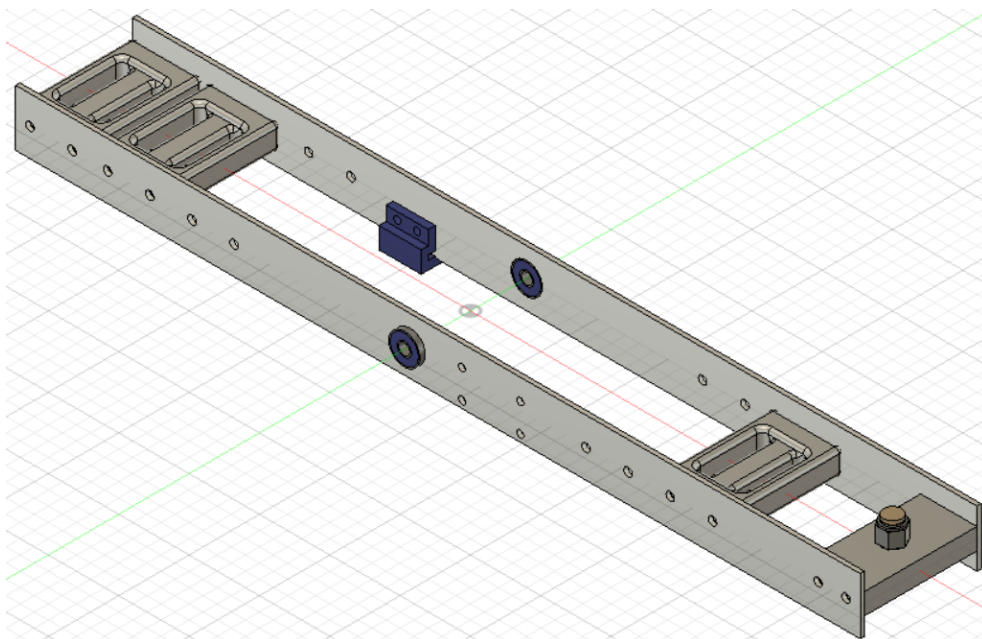


Figura 25: Representación del martillo completo en Fusion 360.

## 9.2. Estructura

En este apartado se describe toda la parte de la estructura que soporta el martillo. Como ya se ha comentado a lo largo del trabajo, esta debe tener la capacidad tanto de regularse en altura cada apoyo de forma individual como de permitir un cambio de la posición del martillo que posibilite el golpeo en cualquiera de los 2 puntos previstos.

Desde que se planteó que el sistema de movimiento más adecuado era el de un balancín, la forma en la que se concebía la estructura se ha ido alterando. El concepto original era tener una estructura no desmontable donde existiese un mecanismo que permitiera rotar únicamente el conjunto de martillo y muelle alrededor del eje de rotación, pero habían 2 problemas principales. En primer lugar, que se necesitaba un sistema para la rotación y fijación del muelle que generara las menos holguras posibles, y esto de por sí ya es difícil. En segundo lugar, el martillo debía estar desplazado a un lado de la estructura para que esta no impidiese la rotación de 90° y esta característica generaba momentos sobre el eje mucho mayores.

Es por ello que al final se optó por una estructura compuesta por 2 L, donde una se inserta a la L principal que tiene fijado el martillo y esta principal se puede adaptar en las 2 posiciones. La idea inicial era construir las piezas con perfiles de aluminio soldados entre si para formar 2 escuadras, pero finalmente se optó por uniones no permanentes por si se requiere alguna alteración después de su uso para confeccionarla perfectamente.

A continuación, se procede a describir y explicar cada una de las partes que componen la estructura de este dispositivo.

### 9.2.1. L principal

Esta escuadra principal está formada por 2 perfiles circulares de aluminio extruido. Como ya se comentó, la sección del carril debe ser circular para adaptarse al sistema que posee de regulador de altura y por ello se han elegido tubos de 35mm de diámetro exterior y un espesor de 2mm.

Los perfiles usados se deciden cortar con una longitud de 400mm para no hacer la estructura demasiado aparatosa y aun así dejar margen para que el martillo pueda rotar entre las piezas. En la parte inferior de estos tubos se mecaniza una ranura de 30mm a lo largo del eje longitudinal para permitir la deformación con la abrazadera y así fijar la altura.

Los 2 perfiles que forman la L están conectados entre sí por una especie de abrazadera en 2 direcciones que permite apretar o soltar con el ajuste de unos tornillos. Por la anatomía de esta abrazadera los perfiles no se encuentran en el mismo plano, pero lo que permitiría esto a diferencia de la unión clásica en T es poder tener un grado más de regulación pudiéndose regular ambos tubos en esta escuadra.

Por último, se añade a la parte superior de los perfiles unos tapones para sellar el terminal evitando que entre polvo u otros objetos.

En la Figura 26 se muestra como queda la L principal completa.

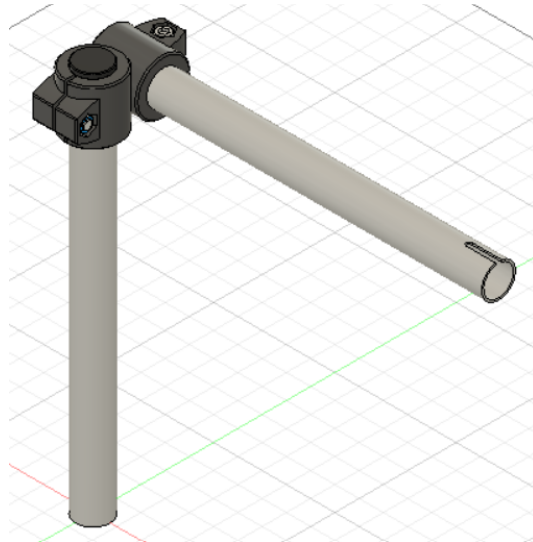


Figura 26: Representación de la L principal en Fusion 360.

### 9.2.2. L secundaria

La otra escuadra de la estructura también presenta un tubo mecanizado exactamente igual que los anteriores, pero en la otra parte presenta un tubo más pequeño. Este tubo mide 200mm y también es circular pero con un radio de 30mm y un espesor de 2mm. Esto permite que pueda introducirse perfectamente en el perfil más grande quedando una holgura de únicamente 1mm.

Para unir ambos tubos, como son de diferentes diámetros no se encuentra una abrazadera con esas dimensiones concretas. Es por ello que se imprime un casquillo para reducir el diámetro del agujero de la abrazadera usada anteriormente y adaptarlo de 35mm a 30mm. Se imprime en 3D con filamento ABS debido a que es una pieza pequeña y también porque no se encontró un proveedor de un casquillo de esas dimensiones concretas.

La Figura 27 muestra el detalle de como queda la escuadra secundaria una vez montada.

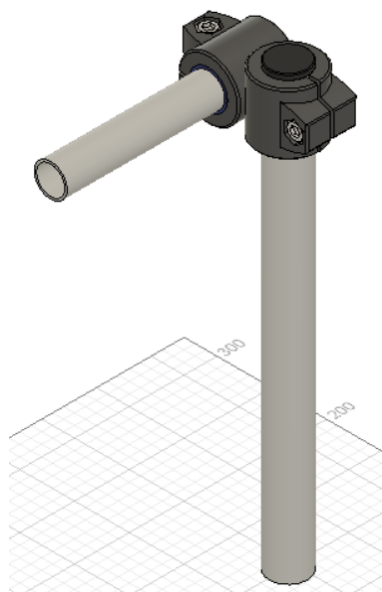


Figura 27: Representación de la L secundaria en Fusion 360.

### 9.2.3. Patas

La estructura posee 2 apoyos al suelo. Estos están formados por un perfil que se deslizará dentro de la estructura y una pata que tiene una articulación en la parte inferior.

El perfil es exactamente idéntico al usado en la L secundaria, tanto de largo como de diámetro (si esta medida no coincidiese no tendría sentido el sistema planteado de la L principal que se puede colocar en las 2 posiciones ya que no encajaría). Este perfil no necesita de ninguna mecanización para insertar las patas porque el propio fabricante de estos tubos vende un accesorio que se inserta a presión en el tubo con un agujero roscado en su interior de la misma métrica de las patas.

Estas patas poseen una base circular de 100mm de diámetro y esta hecha con tecnopolímero de base poliamídica reforzado con fibra de vidrio. El vástago articulado permite una rotación de hasta  $15^\circ$  de su eje vertical y la rosca de su parte superior es de métrica 8 y tiene una longitud de 43mm añadiendo una posibilidad extra en la nivelación.

Al poseer estos elementos, el dispositivo tiene una base ancha para apoyarse y con la rotación que permite la articulación posibilita la mejor colocación y estabilidad en terrenos irregulares de grava o rocas más grandes. La pata completa se visualiza en la Figura 28.

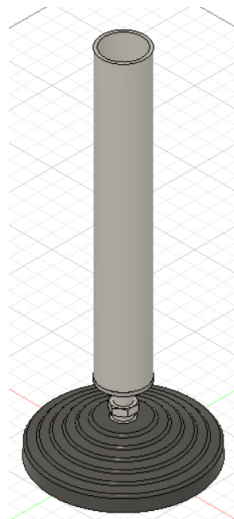


Figura 28: Representación de una pata en Fusion 360.

### 9.2.4. Regulador de altura

Para ajustar la altura de las patas se utiliza una abrazadera con excéntrica. Existía la posibilidad de usar otro tipo de abrazadera, también con excéntrica, pero que no requería de mecanizar el perfil exterior. Este elemento se fijaba al perfil más grande como una abrazadera típica apretando 2 roscas, pero tenía una extensión de un diámetro inferior que se cerraba con una excéntrica. Esta se descartó por no existir para las dimensiones concretas, pero hubiese estado interesante de implementar.

Finalmente, buscando abrazaderas que se adaptarían al diámetro del tubo exterior, se encontró la de la Figura 29. Es una abrazadera con excéntrica de aluminio para el sillín de la bici con el diámetro de 35mm, exactamente el del perfil exterior.



Figura 29: Abrazadera con excéntrica para sillín de bicicleta. [16]

### 9.2.5. Acople martillo-estructura

Para unir el martillo con la estructura se ha debido diseñar un elemento específico. Este elemento contiene tanto el muelle a torsión como los ejes que se acoplarán a los rodamientos en el martillo.

La pieza que se ha diseñado posee 3 partes principales todas impresas en 3D con filamento ABS:

La parte posterior tiene 4 perforaciones en los extremos para unir las con las otras 2 partes con roscas y tuercas a la vez que se ejerce presión sobre el perfil para fijar el martillo en la posición deseada. En un principio, la intención es que esta posición no se altere en ningún momento durante los ensayos, pero al no taladrar el perfil se deja libre esta posibilidad.

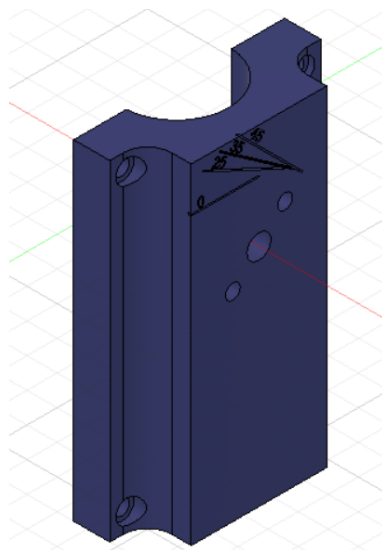


Figura 30: Representación de la parte posterior del acople en Fusion 360.

También tiene una perforación en el centro para pasar el eje de rotación de ese lado y otras 2 simétricas al eje para fijar la otra parte del sistema de bloqueo. Además, se le añade también

una inscripción con ciertos ángulos iniciales del martillo para conocer este dato antes del ensayo. Esta pieza es la que aparece en la Figura 30.

La parte intermedia de esta pieza es la que acaba de completar la abrazadera al tubo. En el centro de esta pieza se encuentra la perforación para pasar el otro eje que se une con el rodamiento del martillo. Posee un refuerzo del grosor máximo que le permite el radio del muelle cuando este está en su máxima tracción y también tiene una hendidura que baja hacia la parte inferior por donde encajará el muelle. En la Figura se muestra esta parte de la pieza junto a la parte posterior.

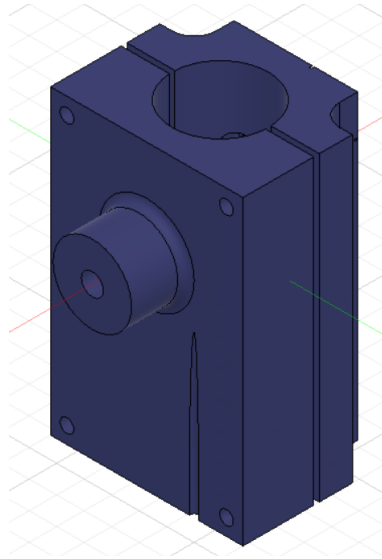


Figura 31: Representación de parte del acople en Fusion 360.

La última de las partes diseñadas completa el frontal de la pieza. Tiene una hendidura en la parte interior que completa el acople con la parte inferior del muelle y, en los extremos donde van las tuercas hay una longitud de 2mm con un diámetro mayor para colocarlas. El diámetro de la circunferencia central también tiene cierto margen para permitir la deformación del muelle a compresión aunque este rango de movimiento no se utiliza en el ensayo.

La otra parte más importante de este acople es el muelle a torsión que almacena la energía potencial. El torque máximo de este muelle elegido es de  $4.52\text{N} \cdot \text{m}$  y se alcanza a los  $90^\circ$ . Con la ley de Hooke (Ecuación 9.1) se puede obtener la constante elástica.

$$\tau = k_\theta \theta \rightarrow k_\theta = \frac{\tau}{\theta} = \frac{4.52}{\pi/2} = 2.877 \quad (9.1)$$

La última parte, y la única que tiene contacto directo con el martillo son los 2 ejes. Son de acero inoxidable con 8mm de diámetro y se insertan a presión dentro de los rodamientos. El del lado del muelle tiene una longitud de 40mm mientras que el otro tan solo 20mm. Esto es debido a que el resorte ocupa mucho espacio y por eso el acople no es simétrico.

La vista de todo este conjunto se aprecia en la Figura 32.

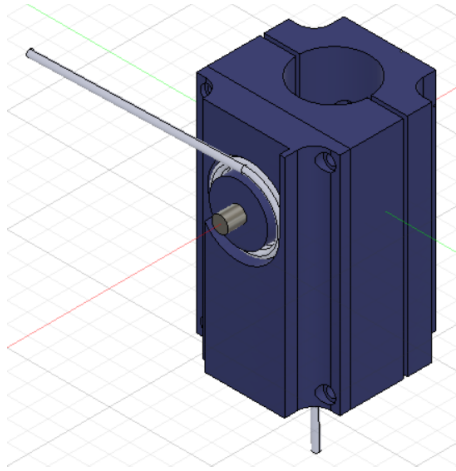


Figura 32: Representación del acople completo en Fusion 360.

### 9.3. Sistema de bloqueo

El sistema de bloqueo consta de 2 partes diferenciadas: el trinquete y la uñeta. La primera esta fija con la estructura en el acople y la otra se mueve con el martillo.

#### 9.3.1. Trinquete

El trinquete es una pieza circular que tiene una parte dentada. Este elemento se fabrica cortando chapa de aluminio mediante cortadura láser. Tiene un diámetro de 41mm en su parte lisa y 3 agujeros que coinciden con los del acople para anclarlo a él. Los dientes tienen una longitud de 2mm y están separados entre si  $10^\circ$  (el ángulo que se estimó como mínimo antes de ninguna prueba experimental). El arco dentado ocupa  $50^\circ$  de la circunferencia ya que en ningún caso se espera que pueda exceder estos ángulos después del golpeo. Además, el trinquete está ligeramente rotado  $2.5^\circ$  para disminuir el ángulo mínimo por si existiese algún tipo de holgura.

La unión del trinquete con el acople estructura/martillo quedaría como se muestra en la Figura 33.

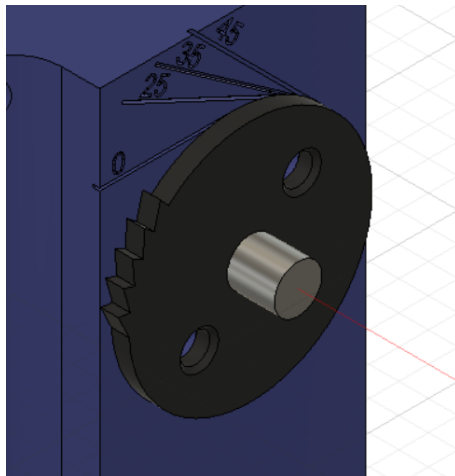


Figura 33: Representación de la unión trinquete y acople en Fusion 360.

#### 9.3.2. Uñeta

La uñeta es una especie de pestillo con resorte. Esta pieza está mecanizada también mediante cortadura laser de una chapa de aluminio. Está diseñada de forma muy cuidadosa para permitir que antes del golpeo el muelle se puede enganchar de forma que quede comprimido. En el momento del golpeo, el pestillo se desengancha por la propia inercia permitiendo así que la uñeta pueda topar con el trinquete. Esta pieza se une al martillo con 4 agujeros de 5mm que encajan con las perforaciones de la barra como se observa en la Figura 34.



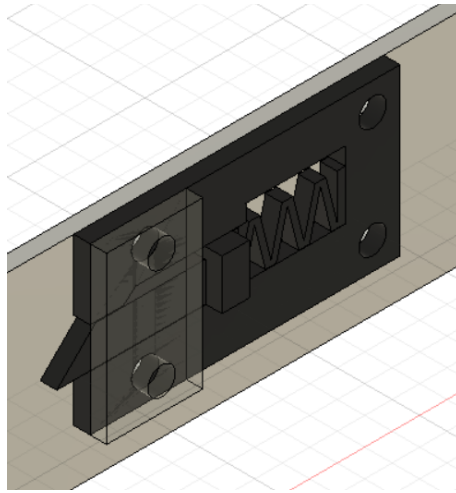


Figura 34: Representación de la unión ñeta y martillo en Fusion 360.

Añadir que hay un elemento de chapa que cubre parte de la ñeta para evitar que esta se salga (se observa transparente en la imagen para que se observe perfectamente el interior de la pieza). Y también, otro que esta unido al propio pestillo para facilitar engancharlo con la mano antes del golpeo.

### 9.3.3. Mecanismo completo

Por último, en la Figura 35 se muestra como sería el mecanismo de bloqueo, tanto trinquete como ñeta, visto desde el lateral:

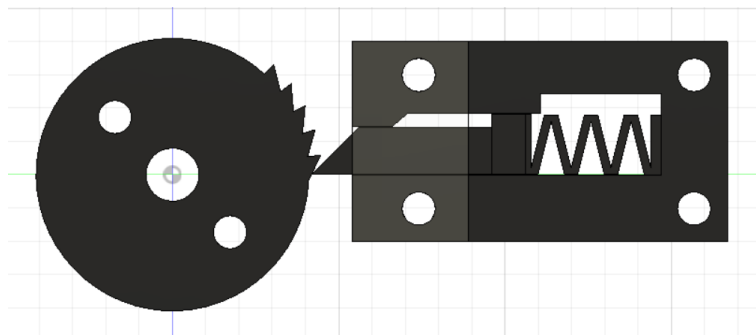


Figura 35: Representación del sistema de bloqueo en Fusion 360.

## 9.4. Dispositivo completo

En primer lugar, se determinará a que altura colocar el acople en la L principal y, después, se pasará a mostrar como quedaría montado todo el dispositivo.

Para determinar la altura a la que colocar la unión con el martillo, lo más importante es dejar espacio suficiente para que se pueda realizar la rotación inicial máxima de  $45^\circ$ . Para ello, la altura máxima a la que se debe montar el acople es a 40mm del borde inferior del perfil exterior.

En caso de observar realizando pruebas que el lugar de los ensayos tiene mucho desnivel entre la superficie y el carril, se podría estudiar la posibilidad de que los perfiles exteriores sean algo más largos o que lo sean los perfiles interiores para tener más capacidad de regular la altura.

Para la configuración de impacto en la parte superior, se monta el dispositivo como se muestra en la Figura 36. Cuando se vaya a realizar el ensayo, simplemente se colocará el sensor en contacto con el carril, se abrirán las abrazaderas para dejar caer las patas hasta el nivel del suelo y se cerrarán las excéntricas para fijar la altura.

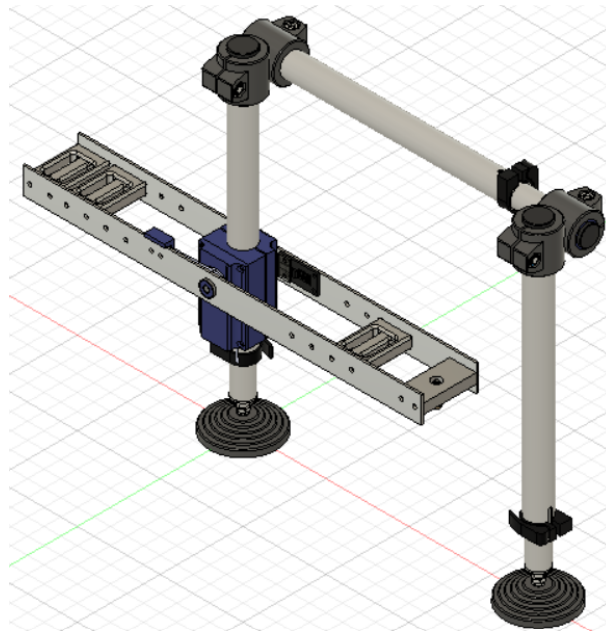


Figura 36: Representación del dispositivo para el impacto superior en Fusion 360.

Para la configuración de impacto en la parte lateral, se giraría la L principal respecto a la configuración anterior y quedaría como se muestra en la Figura 37. Probablemente la abrazadera que permite la regulación ensanchando la distancia entre los apoyos de la estructura se deba abrir para ampliarla y que quepa la sección del carril. El resto es idéntico al procedimiento de la posición anterior. Además, como las patas permiten un cierto ángulo, no habría problema para la excitación del plano lateral inclinado.

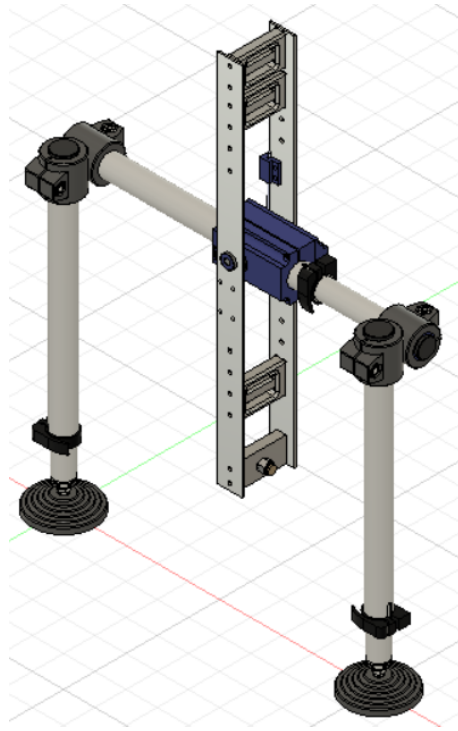


Figura 37: Representación del dispositivo para el impacto lateral en Fusion 360.

## 10. Conclusiones y trabajos futuros

Una vez finalizado el proyecto, en esta sección se expresarán tanto las conclusiones sacadas de este trabajo como los trabajos a realizar en un futuro con el dispositivo.

### 10.1. Conclusiones

El objetivo principal del proyecto se ha cumplido: diseñar un dispositivo para aplicar impactos en ensayos de medidas de FRFs, concretamente en carriles de tren. Para ello se ha hecho uso de conocimientos aprendidos durante todo el grado y otros tantos obtenidos haciendo investigación durante la elaboración del trabajo.

En este proyecto se ha intentado actuar como lo hubiese hecho un ingeniero en un encargo real. En primer lugar, informándose del tema objetivo del trabajo y de las necesidades que este requiere. Después, hacer una recopilación de multitud de soluciones ya existentes que de una forma u otra se podrían llegar a implementar. Muchas de estas soluciones ni se han llegado a plasmar en el proyecto porque exigían demasiada complejidad, no se encontraba una forma adecuada de implementar o eran muy similares entre sí.

Para elegir cada una de las soluciones adoptadas finalmente, se consultó con el técnico que debía fabricar el dispositivo (una persona mucho más experimentada y acostumbrada a lidiar con esta clase de cuestiones). Para seleccionar cada una de las opciones se tuvieron en cuenta los requerimientos básicos del ensayo y criterios de facilidad de adquisición, construcción, implementación y montaje del aparato.

En la sección de cálculos y en la posterior de resultados se intentó modelizar el dispositivo para analizar como sería el sistema antes de poder realizar ensayos. Para ello se realizaron hipótesis razonables consultadas y verificadas con el profesor-tutor que se aplicaron a principios físicos y mecánicos para obtener una estimación del comportamiento del dispositivo en el ensayo.

Quizás, el cálculo menos similar a realidad sea el comportamiento del martillo después del golpeo. Al asumir un impacto perfectamente elástico no se tiene en cuenta el efecto de la deformación de la punta del sensor ni por tanto que la fuerza no es un impulso y tiene duración en el tiempo. Este efecto es mucho más acusado para las puntas blandas ya que se deforman mucho más en el golpeo y entonces se podría aceptar que el resultado de la punta rígida es más preciso. Aún así, esta incertidumbre de precisión se ha tenido en cuenta en el diseño siendo muy conservador con el ángulo mínimo para el sistema de bloqueo.

Y respecto al diseño, una vez realizados varios análisis de resultados y modificaciones del dispositivo se llegó al prototipo final: un aparato extremadamente regulable creado para poder operar en la mayoría de las circunstancias. En un futuro, con toda la información del uso del dispositivo se podría construir un modelo mucho más sólido y concreto, derivado de las características de la mayoría de los ensayos, para poder comercializarse en cadena.

Finalmente, destacar que aunque el dispositivo no se ha llegado a construir por falta de tiempo y problemas con la financiación, se ha llevado a cabo el proyecto como si así fuese. Todas las piezas que se han usado en la simulación de su diseño existen y se pueden adquirir o crear en la realidad. Se han intentado elegir elementos de distribuidores fiables y que pueden ser adquiridos de forma relativamente sencilla.

## 10.2. Pasos a seguir

Una vez se adquiriesen y/o creasen todas las piezas, los pasos que se deberían seguir en el proyecto se detallan a continuación.

En primer lugar, se debe comprobar la calidad de todos los elementos antes de empezar a construir el dispositivo. Se revisa pieza a pieza para ver si se encuentran defectos y confirmar el buen acabado de la pletina de acero inoxidable (esto se debe a los requerimientos de montaje del sensor de fuerza).

Después, se miden y se pesan todas las partes para verificar que estén dentro de la tolerancia especificada por el fabricante y se rehacen los cálculos con las medidas reales. Con los nuevos cálculos se realiza el ensamblaje del martillo y se comprueba la precisión del centro de gravedad.

Pequeños errores son admitidos: tanto tornillería como el pestillo de bloqueo y el enganche del muelle no se han tenido en cuenta en estos resultados por el poco efecto que provocan. Si se quisiese ser extremadamente exacto se podrían cuantificar, pero teniendo en cuenta su peso, la modificación sobre el centro de gravedad sería imperceptible e incluso afectaría mucho más la colocación del cable de datos en el sensor (que aún así sería de unos pocos minutos respecto al ángulo teórico).

Una vez montado el martillo en la estructura acoplado con el soporte, el siguiente paso es comprobar que se cumple su ecuación de movimiento. Se coloca en una superficie donde no choque con nada y se deja oscilar libremente desde un ángulo conocido. Con esto se mide tanto el periodo como la amplitud del movimiento y se puede intentar determinar un modelo de amortiguamiento preciso para este sistema. Con el periodo se puede corroborar la frecuencia natural teórica para el martillo y cálculos de la velocidad de impacto sobre el carril.

Cuando ya se han realizado todas las pruebas sobre el propio dispositivo, es momento de realizarlas sobre los ensayos, los cuales son su función fundamental. Primeramente, se debe analizar la colocación del aparato sobre la superficie de pruebas teniendo en cuenta la altura relativa al lugar del carril que recibe el impacto. Por un lado, ya se especificó la altura máxima a la que se debe colocar el acople sobre la L principal para conseguir el rango de movimiento completo. Pero por otro lado, es importante verificar que en la mayoría de las pruebas que se realicen, el rango de los reguladores de altura sea suficiente para vencer el desnivel hasta el impacto superior. Si no fuese así, se debería de construir con perfiles de mayor longitud para superar este desafío.

A continuación, quedan las comprobaciones del ensayo en si. Verificar que se cumplen las frecuencias naturales calculadas para cada carril y zona de impacto y, de no ser así, determinar si es una buena estimación mediante modelos de elementos finitos más complejos. Comprobar si el sensor de fuerza está correctamente conectado y no se perciben errores en sus medidas. También observar las frecuencias que excitan las diferentes puntas que se pueden colocar en el sensor para recalcular el retroceso después del impacto. Examinar este retroceso en todos los casos posibles y verificar en última instancia que para todos ellos se activa el sistema de bloqueo.

Por último, queda realizar multitud de ensayos y medir las desviaciones que tiene el golpeo respecto al plano de excitación. Todo ello para constatar si con la simple estimación visual del operario en el momento de la colocación del martillo es suficiente o, de lo contrario, si se necesita de más precisión (por ejemplo colocando niveles en los perfiles) en el posicionamiento debido a que existen diferencias significativas.

## 11. Bibliografía

- [1] Crystal Instruments, *Modal testing*, Disponible en <https://www.crystalinstruments.com/modal-testing> (15/06/2023).
- [2] *Técnicas experimentales*, Diapositivas de la asignatura Vibraciones, Universitat Politècnica de València (DIMM), 2022.
- [3] White, Glen, *Introducción al análisis de vibraciones*. Azima DLI, 2010.
- [4] Fu, Zhi-Fang; He, Jimin, *Modal Analysis*. Elsevier, 2001.
- [5] PCB Piezotronics, Disponible en <https://www.pcb.com> (15/06/2023).
- [6] IQSdirectory, *Compression Springs*, Disponible en <https://www.iqsdirectory.com/articles/springs/compression-springs.html> (15/06/2023).
- [7] IQSdirectory, *Torsion Springs*, Disponible en <https://www.iqsdirectory.com/articles/springs/torsion-springs.html> (15/06/2023).
- [8] Pérez Aparicio, José L.; Lázaro, Mario, *Teoría de vigas en ingeniería aeroespacial*. Editorial UPV, 2019.
- [9] Thomann, Disponible en <https://www.thomann.de> (15/06/2023).
- [10] Artobolevskij, Ivan Ivanovich, *Mechanisms in Modern Engineering Design*. MIR Publishers Moscow, 1975, vol. II.
- [11] Autodesk, *Clip pen mechanism*, Disponible en <https://forums.autodesk.com/> (15/06/2023).
- [12] Saitis, Charalampos; Järveläinen, Hanna; Fritz, Claudia, *The Role of Haptic Cues in Musical Instrument Quality Perception*. SpringerOpen, 2018.
- [13] IES Maestro Juan de Ávila, *Trinquetes*, Disponible en <http://www.maestrojuandeavila.es/tecnologia/temas/mec/mec.html> (15/06/2023).
- [14] Urbadep, Disponible en <https://www.urbadep.com/product/paneles> (15/06/2023).
- [15] Purefitness, Disponible en <https://www.purefitness.es> (15/06/2023).
- [16] Decathlon, Disponible en <https://www.decathlon.es> (15/06/2023).
- [17] *Sistemas de 1 grado de libertad*, Diapositivas de la asignatura Vibraciones, Universitat Politècnica de València (DIMM), 2022.
- [18] *Sistemas de N grados de libertad*, Diapositivas de la asignatura Vibraciones, Universitat Politècnica de València (DIMM), 2022.
- [19] Rao, Singiresu S., *Vibraciones Mecánicas*. Pearson, 2012.
- [20] Elesa Ganter, Disponible en <https://www.elesa-ganter.es> (15/06/2023).
- [21] Lee Spring, Disponible en <https://www.leespring.com> (15/06/2023).
- [22] RS Components, Disponible en <https://es.rs-online.com> (15/06/2023).
- [23] Leroy Merlin, Disponible en <https://www.leroymerlin.es> (15/06/2023).
- [24] Precios Factory, Disponible en <https://preciosfactory.com> (15/06/2023).
- [25] PC Componentes, Disponible en <https://www.pccomponentes.com> (15/06/2023).
- [26] ArcelorMittal, *Carril UIC54 54E1*, Disponible en <https://rails.arcelormittal.com/tipos-rieles/carril-de-transporte/norma-europea/carril-uic54-54e1> (15/06/2023).
- [27] Shanghai Qilang Industrial Co., *UIC54 Steel Rail*, Disponible en <https://www.railwayrail.com/products/uic54-uic860-steel-rail> (15/06/2023).
- [28] ArcelorMittal, *Carril UIC60 60E1*, Disponible en <https://rails.arcelormittal.com/tipos-rieles/carril-de-transporte/norma-europea/carril-uic60-60e1> (15/06/2023).
- [29] Shanghai Qilang Industrial Co., *UIC60 Steel Rail*, Disponible en <https://www.railwayrail.com/products/uic54-uic860-steel-rail> (15/06/2023).

## 12. Pliego de condiciones

Esta sección tiene como objetivo establecer los requerimientos y especificaciones técnicas para el diseño de un dispositivo para aplicar impactos en ensayos de medida de FRFs, concretamente sobre carriles de tren. Trata desde las condiciones del entorno de trabajo a las características de los diferentes elementos que conforman el dispositivo.

### 12.1. Condiciones del entorno de trabajo

En primer lugar, se describe como debe ser el entorno de trabajo del desarrollador del proyecto. Las condiciones básicas de cualquier entorno están reguladas por ley, pero tratando específicamente del caso del redactor de este trabajo se aconsejan las siguientes medidas que se describen a continuación.

Se debe trabajar en un entorno ambientalmente cómodo. En la medida de lo posible, debe tener luz natural de día y una luz adecuada de noche. La temperatura ha de ser regulable para favorecer el confort y el ruido ha de ser mínimo para no disturbar la concentración del operador. En cuanto al espacio propio de trabajo debe ser amplio, limpio y ordenado. Esto facilita la correcta maniobrabilidad en el lugar y favorece la agilidad para encontrar documentos y guardarlos con rapidez. También es importante trabajar con un monitor con brillo regulable y filtro de luz azul por las noches cuando se produce más fatiga visual y un asiento cómodo y regulable para asegurar la mejor postura posible.

Para el entorno del taller donde se realizarán las piezas y el montaje del dispositivo, este se guía por una normativa mucho más exigente. Todos los trabajadores reciben accesorios para su seguridad y charlas sobre riesgos laborales y cada máquina tiene su propio reglamento específico de seguridad.

Por último, en cuanto al lugar de realización de ensayos también tiene su propia normativa. Las partes más obvias incluyen que los operarios deben estar vestidos con correcta indumentaria que garantiza la visualización y seguridad y se ha de detener la circulación de trenes por el carril en el que se realizan las pruebas. También, dependiendo del ambiente exterior, los trabajadores deben estar protegidos ante las condiciones climáticas ya sea por el sol, por el frío u otros fenómenos meteorológicos.

Todas las anteriores condiciones miran por la salud y seguridad del trabajador. Estas medidas a su vez garantizan un mayor rendimiento del operario ya que el nivel de comodidad y seguridad permite ser más eficiente y permite poder estar más tiempo en el lugar de trabajo sin fatigarse.

## 12.2. Condiciones de los materiales

Los materiales de este proyecto incluyen tanto el hardware y software utilizado como los elementos que componen este proyecto y a continuación se exponen sus características:

### 12.2.1. Hardware

El hardware incluye a tanto el portátil y el ratón utilizados como la impresora 3D.

- El portátil utilizado es el MSI GF63 8RC con las siguientes características: Procesador de 8ª Generación Intel Core i7, 6 núcleos de 2.2GHz, arquitectura de 64 bits, con 8GB de Ram instalada. Un portátil menos potente también es probable que se pueda utilizar, pero pueden surgir problemas con el rendimiento (especialmente en Fusion 360)
- El ratón utilizado es el Logitech M220. Es inalámbrico y muy ergonómico para ser cómodo en mano y facilitar un desplazamiento suave y limpio sobre la alfombrilla.
- La impresora 3D es la Anycubic Kobra 2. Esta tiene una base que puede alcanzar 110° y el extrusor 260° por lo que puede imprimir en filamento ABS para las piezas customizadas. Las necesidades mínimas para este tipo de filamento serían 80° y 235° respectivamente.

### 12.2.2. Software

En el software se tienen los 3 programas principales utilizados en este proyecto:

- Mathematica: Se ha utilizado la versión 13.0.0.0 para la realización de los cálculos del trabajo. Se ha usado como calculadora y también para obtener un par de gráficos. Cualquier programa con estas capacidades podría ser usado en su lugar.
- Fusion 360: Este programa ha sido utilizado para generar todos los diseños, planos y ensamblajes. Se ha usado la versión 2.0.16753. Podría haberse utilizado otro programa, pero por las facilidades y entorno tan interactivo que ofrece se optó por este.
- Overleaf: Se ha utilizado en la versión de 2022 con XeLaTeX como compilador. Podría haberse usado otro editor de textos como Word para la redacción del trabajo.

### 12.2.3. Piezas

Por último, quedan las condiciones de todas las piezas que se han usado para la construcción del dispositivo. Todas ellas han sido certificadas por su fabricante con sus respectivas normas en cuanto a tolerancias y acabados. Por lo que a las piezas fabricadas en 3D se refiere, estas antes de ser montadas en el dispositivo deben ser testeadas para ver que efectivamente soportan las solicitaciones que el ensayo les exige.

En cuanto al montaje, este debe realizarse observando los esquemas de la Parte 14.3 y respetando las especificaciones que vienen dadas por el fabricante de cada una de las piezas que componen el dispositivo..



## 13. Presupuestos

El objetivo de esta sección es cuantificar económicamente la labor de parte del ingeniero y colaboradores en el desarrollo, redacción y construcción de este trabajo de final de grado. Se va a valorar tanto el coste de tiempo del personal como los costes de uso de equipo informático (hardware) y los de utilización de licencias de programas (software) necesarios para la realización del proyecto. También se van a contabilizar los costes de la construcción del proyecto aunque esta finalmente no se haya podido llevar a cabo.

### 13.1. Costes de personal

En este apartado de costes de trabajo personal se van a tener en cuenta todos los salarios de los trabajadores implicados en el desarrollo de este dispositivo. Estas personas son el propio alumno encargado de la realización del proyecto actuando como ingeniero, el profesor tutor de este trabajo de final de grado y el técnico que hipotéticamente construiría el aparato.

#### 13.1.1. Costes del alumno

En primer lugar, se va a realizar una recopilación de las tareas que el alumno ha desempeñado:

- Búsqueda y recopilación de información relativa al proyecto.
- Planteamiento de diferentes soluciones aplicables al caso del carril.
- Desarrollo de cálculos para algunas de las soluciones planteadas (entre ellas la elegida finalmente).
- Análisis de los resultados obtenidos y replanteamiento del dispositivo a partir de estos datos.
- Diseño del dispositivo.
- Redacción de la memoria.
- Preparación de la defensa de este proyecto

El salario del alumno, al ser un trabajador poco experimentado, se va a quedar en el sueldo mínimo interprofesional que actualmente es  $6.75\text{€}/h$ . Los datos de las horas van a ser algo orientativos ya que no se han contado de ningún modo exacto. Se considera que se ha estado trabajando durante los últimos 6 meses, los primeros 4 a un ritmo de 5 horas por semana y los últimos 2 a 30 horas por semana. En la Tabla 12 se expresa la descomposición en tiempo y valor monetario de los costes de trabajo del alumno:

Tarea	Tiempo (h)	Coste (€)
Búsqueda y recopilación de información	30	202.5
Planteamiento de diferentes soluciones	40	270
Desarrollo de cálculos	50	337.5
Análisis de resultados y replanteamiento	30	202.5
Diseño del dispositivo	40	270
Redacción de la memoria	120	810
Preparación de la defensa	10	67.5
<b>Total</b>	<b>320</b>	<b>2160</b>

Tabla 12: Costes de trabajo del alumno.

### 13.1.2. Costes del profesor tutor

A continuación, se van a exponer las tareas que ha realizado el profesor tutor guiando al alumno en las diferentes tutorías:

- Tutorías sobre la organización del trabajo.
- Tutorías debatiendo las diferentes soluciones.
- Tutorías sobre el desarrollo de cálculos.
- Tutorías sobre el diseño del aparato.
- Tutorías sobre la redacción de la memoria.

El salario del profesor tutor, siendo PDI y catedrático de universidad, se va a valorar en 54€/h. Los datos de las horas en este caso si que se podían conocer con exactitud y en la Tabla 13 se expresa su descomposición en tiempo y valor monetario de los costes de trabajo del profesor tutor:

Tarea	Tiempo (h)	Coste (€)
Tutorías sobre la organización del trabajo	1	54
Tutorías debatiendo las diferentes soluciones	4	216
Tutorías sobre el desarrollo de cálculos	3	162
Tutorías sobre el diseño del aparato	2	108
Tutorías sobre la redacción de la memoria	1	54
<b>Total</b>	<b>11</b>	<b>594</b>

Tabla 13: Costes de trabajo del profesor tutor.

### 13.1.3. Costes del técnico

Por último, se presenta la lista de tareas que debería realizar el técnico encargado de la construcción del dispositivo:

- Corte y perforación de perfiles, barras y chapa.
- Roscado de perforaciones en piezas.
- Aspectos varios del montaje.

El salario del técnico, teniendo en cuenta sus habilidades y que posee todo el material necesario para el trabajo, se va a cifrar en  $30\text{€}/h$ . Los datos de las horas son una estimación y se descomponen en la Tabla 14:

Tarea	Tiempo (h)	Coste (€)
Corte y perforación	1	30
Roscado de perforaciones	0.5	15
Aspectos varios del montaje	0.5	15
<b>Total</b>	<b>2</b>	<b>60</b>

Tabla 14: Costes de trabajo del técnico.

### 13.1.4. Costes totales de personal

Finalmente, en la Tabla 15 se resumen los costes de personal de todos los trabajadores implicados en este proyecto.

Tarea	Tiempo (h)	Coste (€)
Costes de trabajo del alumno	320	2160
Costes de trabajo del profesor tutor	11	594
Costes de trabajo del técnico	2	60
<b>Total</b>	<b>333</b>	<b>2814</b>

Tabla 15: Costes de personal.

### 13.2. Costes de uso de equipos informáticos

En este apartado de costes de utilización del equipo informático se van a tener en cuenta tanto el portátil y el ratón utilizados como la impresora 3D para las piezas customizadas. Estos costes se van a calcular con la amortización mensual de los equipos y el mantenimiento de los mismos para su correcto funcionamiento. Los datos de la amortización se obtendrán teniendo en cuenta un uso de estos equipos constante en el tiempo y se corregirán a estima. La amortización viene dada con esta expresión:

$$\text{Amortización} = \frac{\text{Coste de adquisición} + \text{Coste de mantenimiento} - \text{Valor residual}}{\text{Vida útil}}$$

Si se desea saber la amortización mensual, la vida útil se introducirá en meses. Si se desea saber la anual, en años.

Para el caso del portátil (MSI GF63 8RC) el coste de adquisición en 2019 es de 990€, una vida útil de 7 años y se considera un valor residual al final de esta vida útil del 15 %. La garantía cubre los 2 primeros años desde la adquisición y, después de este periodo, el valor estimado de mantenimiento es de 50€al año. De esta forma queda un coste de amortización mensual de 13€y ,considerando que los primeros 4 meses se usó un 20 % del tiempo total y los últimos 2, a tiempo completo, el coste asciende a 36.38€.

Para el caso del ratón (Logitech M220) el coste de adquisición en 2020 es de 30€, una vida útil de 3 años y nulo valor residual. Usándolo el mismo tiempo que el portátil y sin costes de mantenimiento, el coste de utilización asciende a 2.33€.

Para la impresora 3D (Anycubic Kobra 2) el coste de adquisición en 2023 es de 309€, la vida útil es de alrededor de 6 años y un valor residual del 10 %. Considerando un gasto en mantenimiento de 50€al año entre lubricante y recambios de piezas desgastadas el coste de uso durante las 13 horas y media que dura la impresión de todas las piezas suponiendo que se usa un total de 400 horas al año es de 3.24€.

En la Tabla 16 se detalla el coste total por la amortización de los equipos durante todo el proyecto.

Equipo	Coste de utilización (€)
Portátil	36.38
Ratón	2.33
Impresora 3D	3.24
<b>Total</b>	<b>41.96</b>

Tabla 16: Costes de equipos.

Destacar que en el coste de los equipos no se ha computado toda la maquinaria de taller necesaria para la construcción del dispositivo. Ese coste está incluido en el salario del operario y es el taller quien debe calcular su amortización.

### 13.3. Costes de software

En este apartado de costes de software se van a contabilizar los gastos en todos los programas que se han utilizado para la realización de este proyecto. Entre estos programas, los principales han sido Mathematica, Fusion 360 y Overleaf.

Mathematica es un Software de álgebra computacional desarrollado por Wolfram Research y ha sido usado como calculadora a lo largo de todo el proyecto. Los cálculos y los resultados que se han hecho durante el proyecto han sido realizados mediante Mathematica. El sistema final no ha sido muy complejo pero en cálculos de otros modelos cuando se valoraron se necesitaron herramientas de cálculo numérico.

Fusion 360 es un software de CAD (diseño asistido por ordenador) creado por Autodesk en el que se ha elaborado toda la parte de diseño del trabajo. Está muy enfocado al diseño y fabricación de productos y estos son fácilmente transferibles a formatos de impresora 3D.

Overleaf es un editor de textos en formato LaTeX que se utiliza on-line. No necesita ser instalado ni configurado y se puede acceder siempre que se tenga conexión a internet.

Considerando que estos 3 programas han sido utilizados el mismo periodo de tiempo que el portátil y adquiriendo los productos con el descuento de estudiante por estar cursando una titulación en la UPV, el precio anual y el precio computado al tiempo de realización del proyecto vienen dados por la Tabla 17.

<b>Programa</b>	<b>Coste licencia anual</b>	<b>Coste correspondiente al proyecto</b>
Mathematica	1450	383.33
Fusion 360	581	135.57
Overleaf	0	0
<b>Total</b>	<b>2031</b>	<b>518.90</b>

Tabla 17: Costes de programas.

Como se puede observar, Overleaf es gratuito. Además se han obviado otros programas que pueden haberse usado de manera más residual y el precio del sistema operativo Windows 10.

### 13.4. Costes de materiales

Para este apartado se van a contar los costes de adquisición de todos los materiales usados en este proyecto (se excluyen los costes de las herramientas que se hayan podido utilizar). A continuación se van a enumerar los distintos componentes con su referencia y proveedor.

- Sensor de fuerza (208A12, PCB Piezotronics [5])
- Tubos de construcción (GN 990-AL-D35-500-EL, Elesa Ganter [20])
- Tubos de construcción (GN 990-AL-D30-200-EL, Elesa Ganter)
- Terminales roscados (GN 992-D30-M10, Elesa Ganter)
- Conectores de dos ejes (GN 132-B35-B35-56-2-SW, Elesa Ganter)
- Pie de nivelación (LV.A-100-14-M10x43, Elesa Ganter)
- Tapones terminales para tubos (GN 991-D35-SW, Elesa Ganter)
- Tapones terminales para tubos (GN 991-D30-SW, Elesa Ganter)
- Muelle de torsión (LTR135T 07 M, Lee Spring [21])
- Rodamiento rígido de bolas (618-9957, RS Components [22])
- Varilla acero inoxidable (786-6015, RS Components)
- Lastre de plomo (6127260, Decathlon [16])
- Abrazadera sillín (3640502, Decathlon)
- Plano de aluminio gris (80109533, Leroy Merlin [23])
- Pletina acero inoxidable (407838-M, Precios Factory [24])
- Bobina filamento ABS Plus (10472240, PC Componentes [25])

Y en la Tabla 18 se expone el coste por partes y el de todo el dispositivo.

Código	Coste unitario (€)	Número	Coste de productos (€)
208A12	530.27	1	530.27
GN 990-AL-D35-500-EL	16.37	3	49.11
GN 990-AL-D30-200-EL	11.59	3	34.77
GN 992-D30-M10	15.06	2	30.12
GN 132-B35-B35-56-2-SW	41.56	2	83.12
LV.A-100-14-M10x43	7.54	2	15.08
GN 991-D35-SW	0.24	3	0.72
GN 991-D30-SW	0.22	1	0.22
LTR135T 07 M	12.97	1	12.97
618-9957	2.49	2	4.98
786-6015	8.29	1	8.29
6127260	5.99	3	17.97
3640502	4.99	3	14.97
80109533	8.49	2	16.98
407838-M	24.23	1	24.23
10472240	27.95	1	27.95
		<b>Total</b>	<b>871.75</b>

Tabla 18: Costes de materiales.

### 13.5. Coste total del proyecto

Una vez ya computados todos los costes, se obtiene el presupuesto final del proyecto en la Tabla 19.

Sección	Coste (€)
Personal	2814.00
Equipos	41.96
Software	518.90
Materiales	871.75
<b>Total</b>	<b>4246.61</b>

Tabla 19: Coste total del proyecto.

## 14. Planos

### 14.1. Sección carril UIC-54

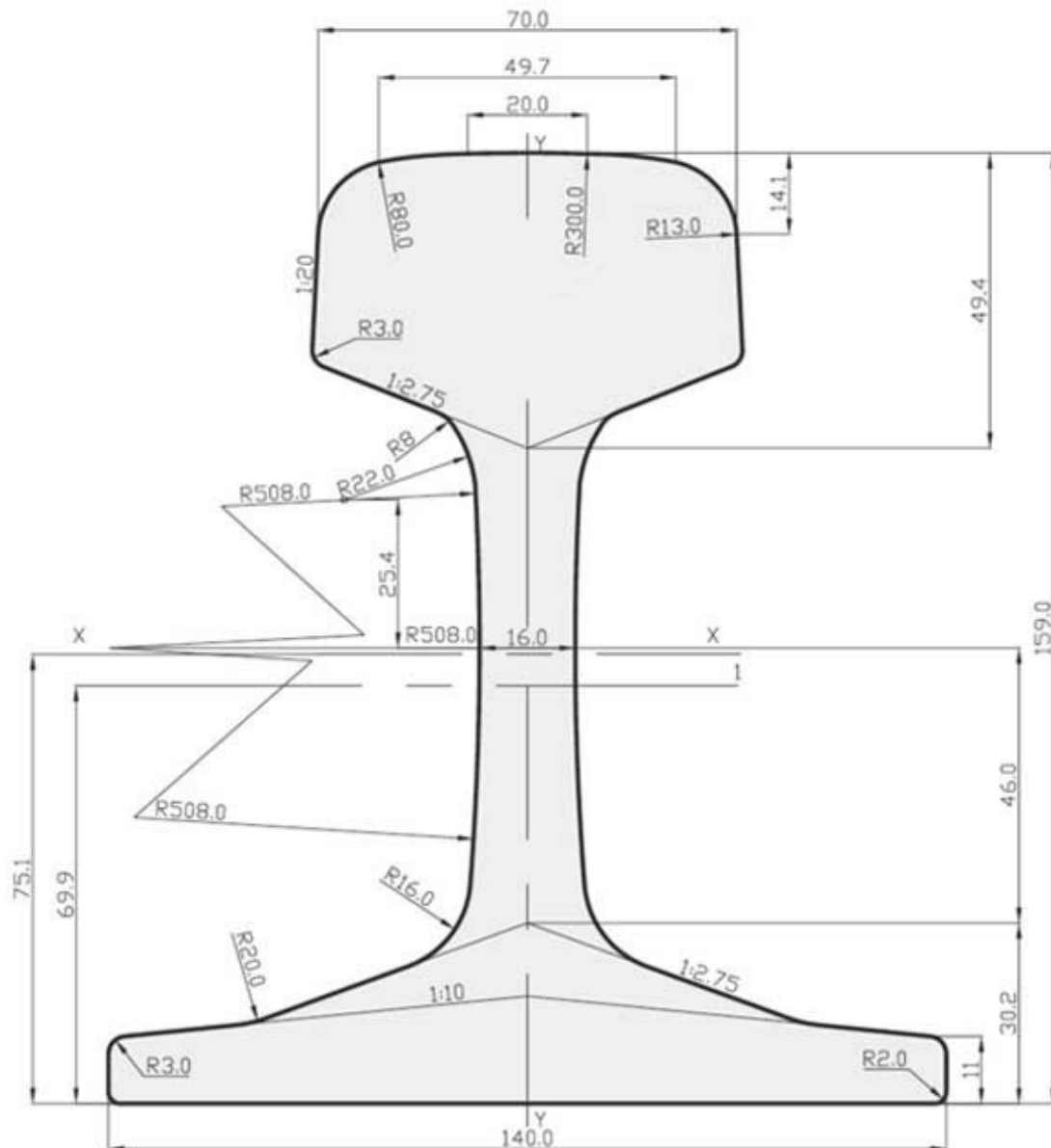
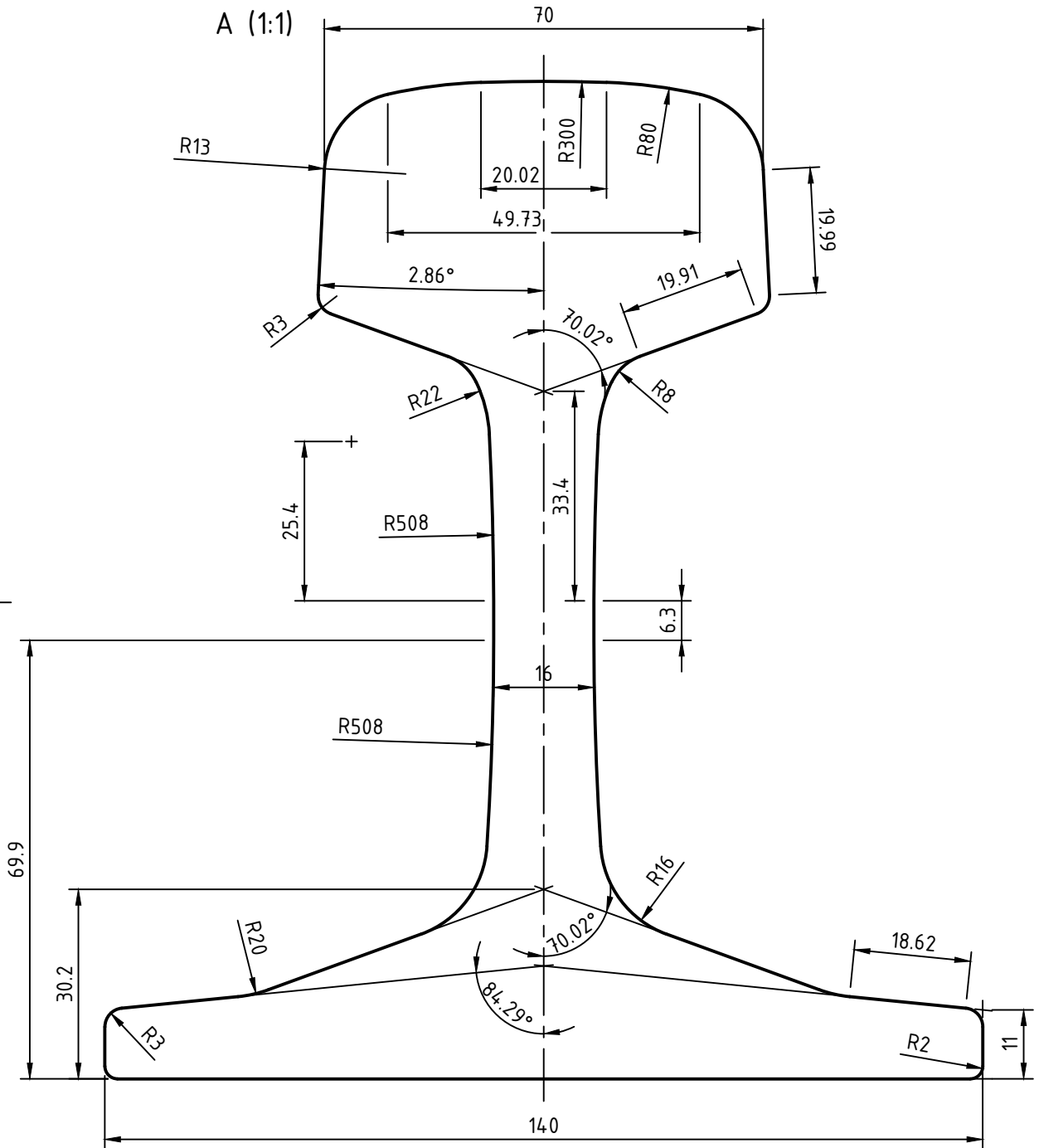
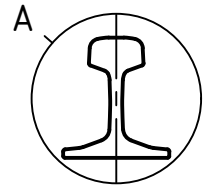
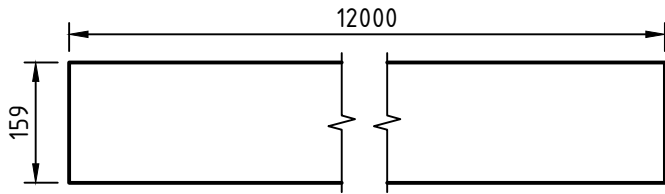


Figura 38: Sección de carril UIC-54. [26]

Área de la sección transversal (m <sup>2</sup> )	69.77
Masa lineal (kg/m)	54.77
Módulo de elasticidad (GPa)	210
Momento de inercia vertical (cm <sup>4</sup> )	2337.9
Momento de inercia horizontal (cm <sup>4</sup> )	419.2

Tabla 20: Características del carril UIC-54. [27]





Dept.	Technical reference <b>EN 13674-1</b>	Created by <b>Sergi Font Sempere 24/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>UIC 54</b>	DWG No. <b>1</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

## 14.2. Sección carril UIC-60

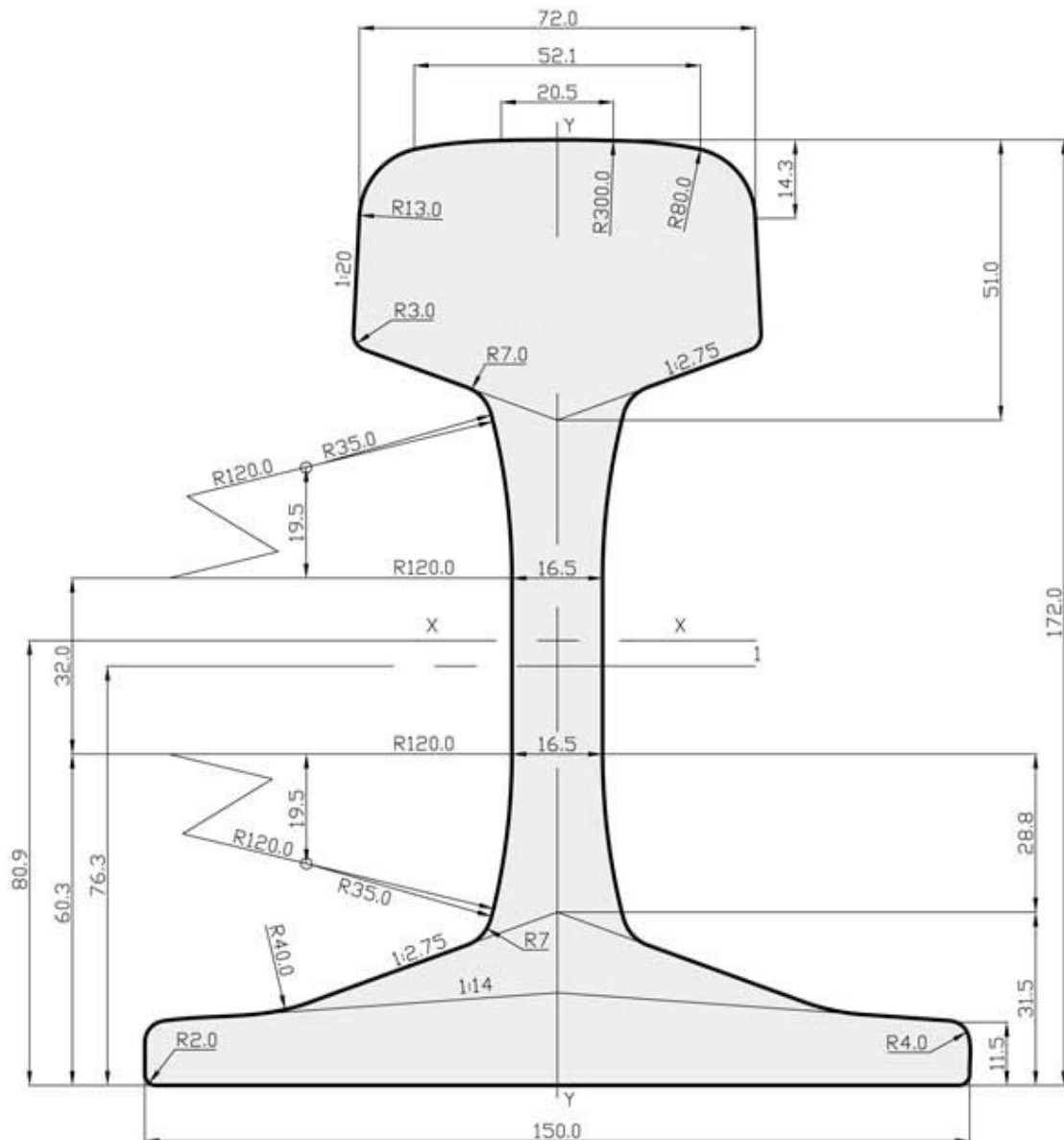
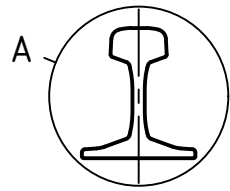
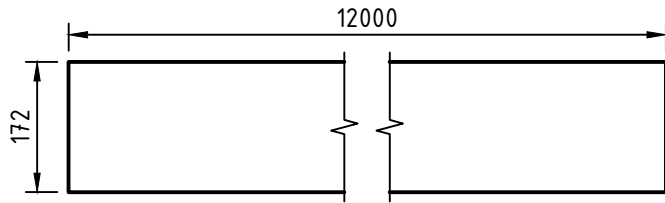


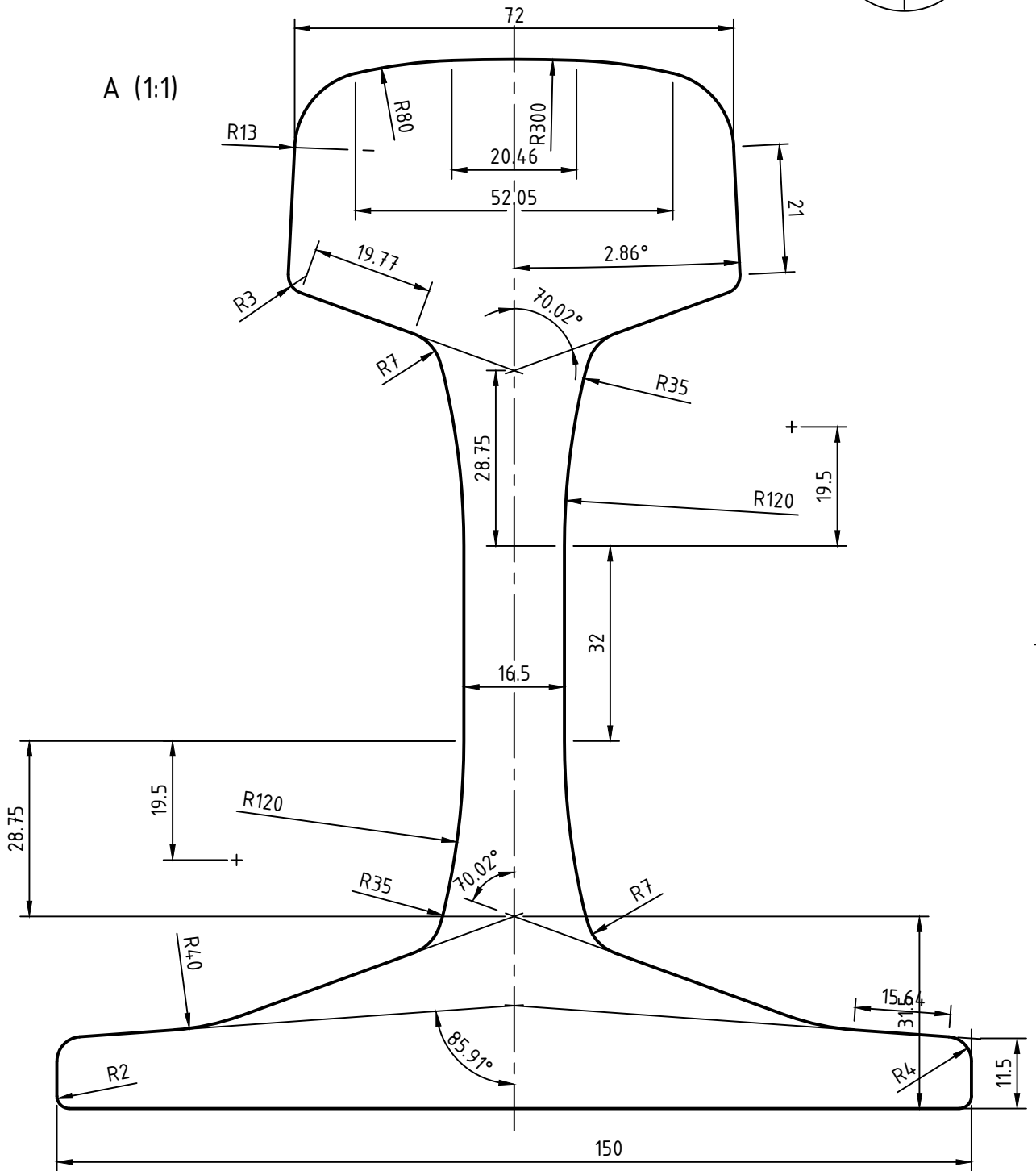
Figura 39: Sección de carril UIC-60. [28]

Sección transversal (m <sup>2</sup> )	76.70
Masa lineal (kg/m)	60.21
Módulo de elasticidad (GPa)	210
Momento de inercia vertical (cm <sup>4</sup> )	3038.3
Momento de inercia horizontal (cm <sup>4</sup> )	512.3

Tabla 21: Características del carril UIC-60. [29]



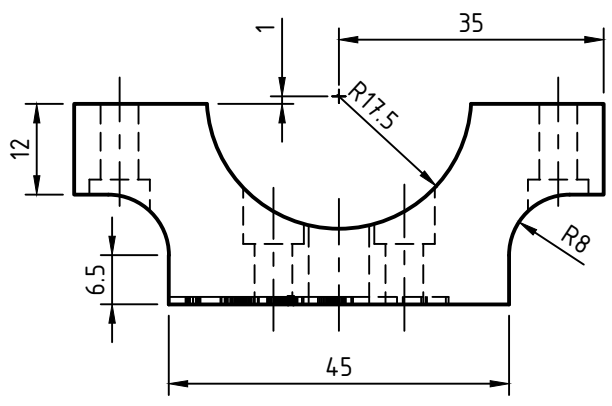
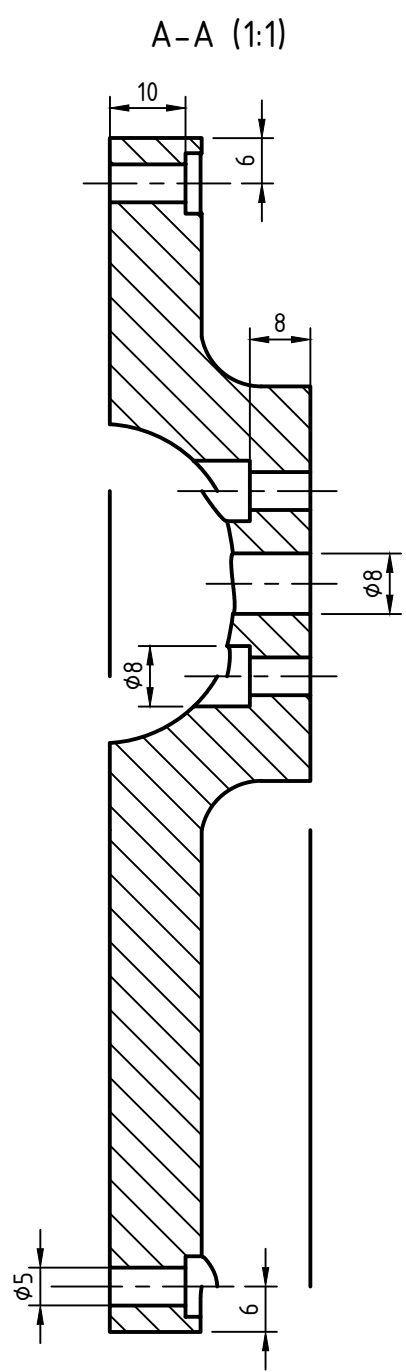
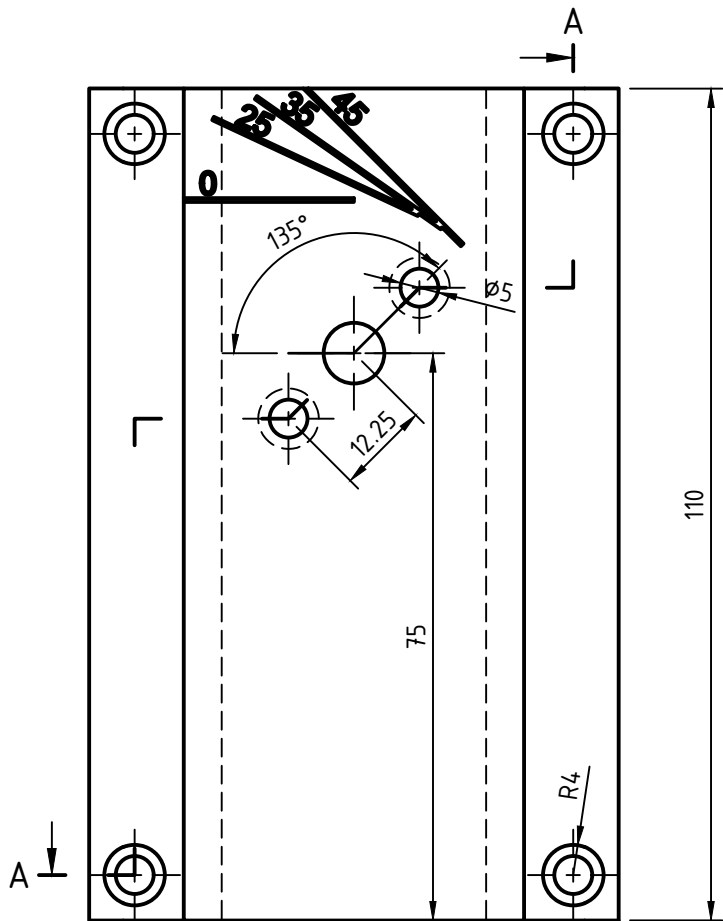
A (1:1)



Dept.	Technical reference <b>EN 13674-1</b>	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by		
		Document type	Document status		
		Title <b>UIC 60</b>	DWG No. <b>2</b>		
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>	

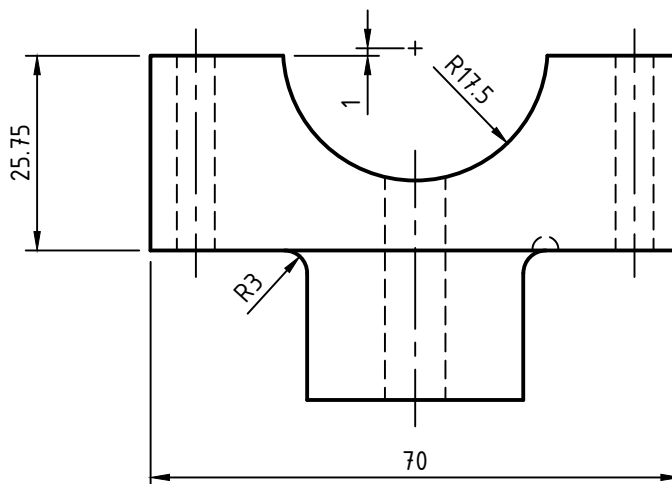
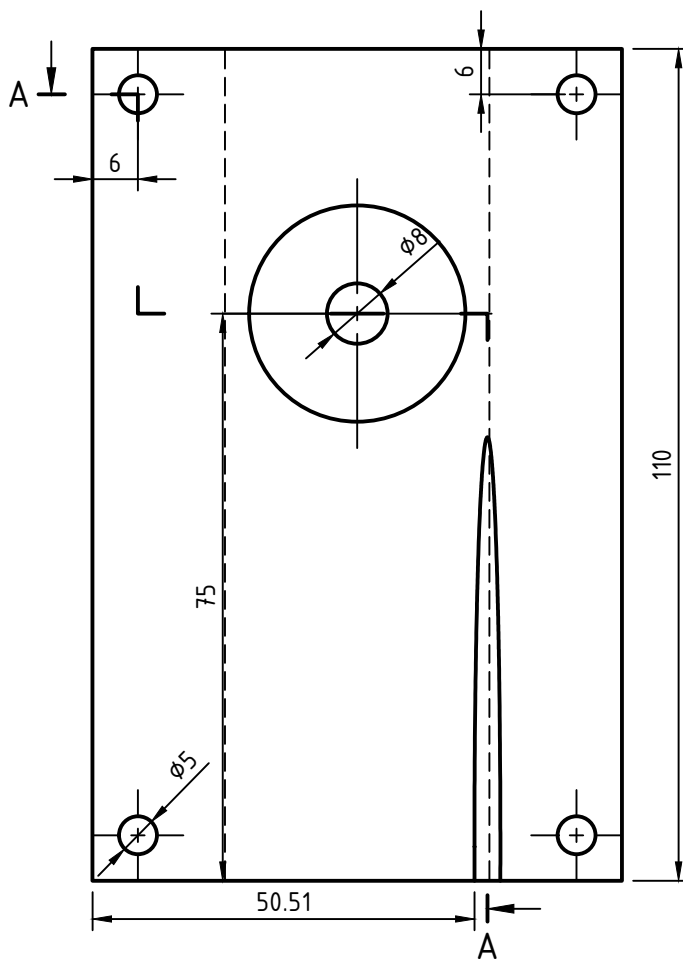
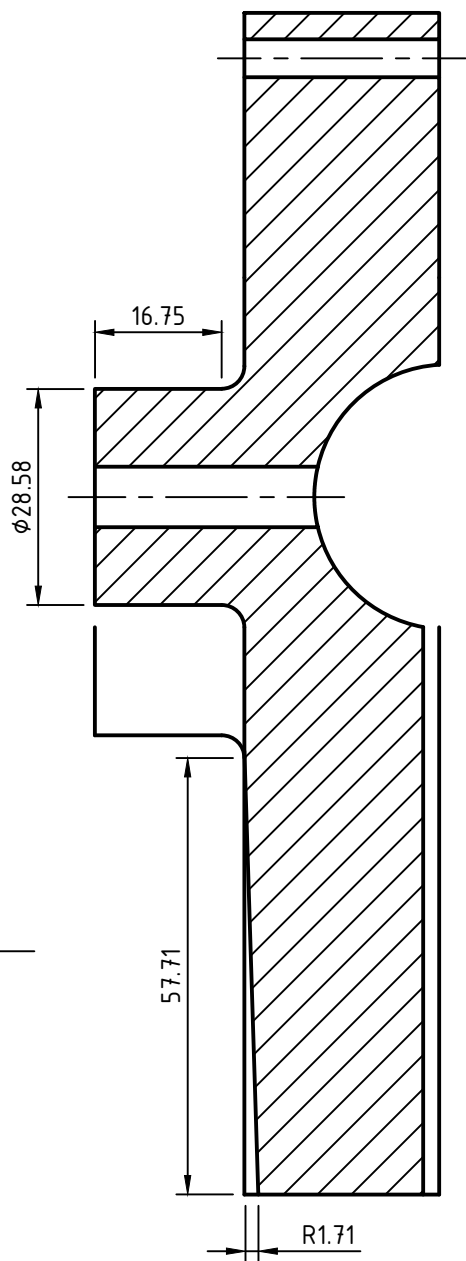
### **14.3. Dispositivo**

En las siguientes páginas, se detallan los planos pertenecientes a las piezas diseñadas y las partes principales que componen el dispositivo.

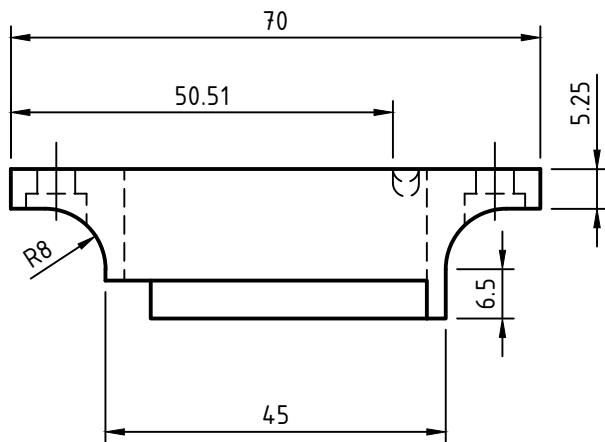
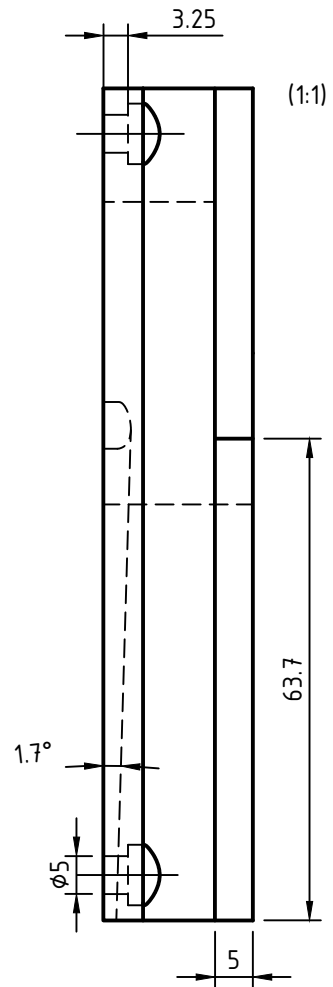
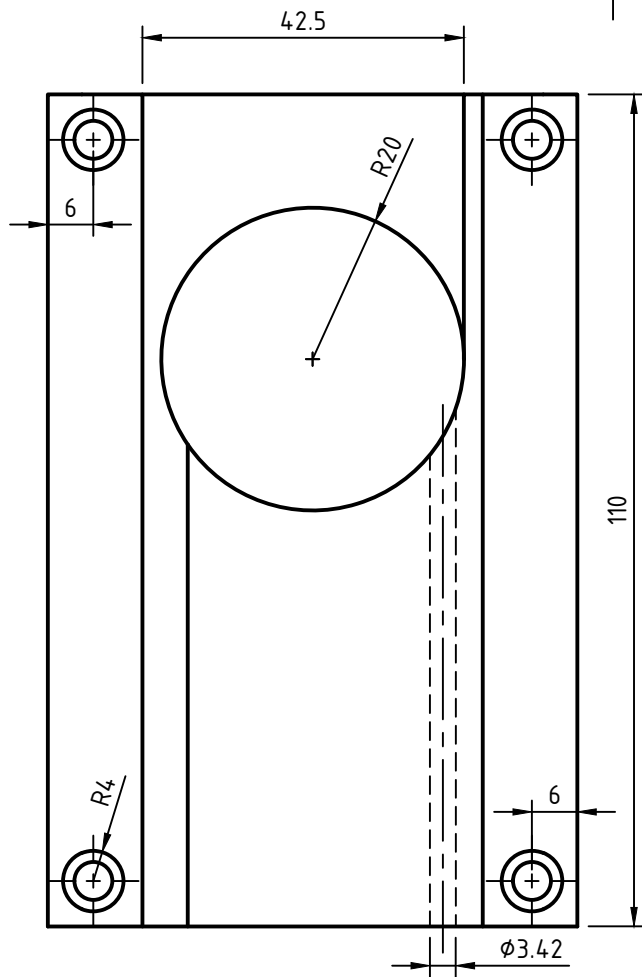


Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Conector martillo Parte posterior</b>	DWG No. <b>3</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

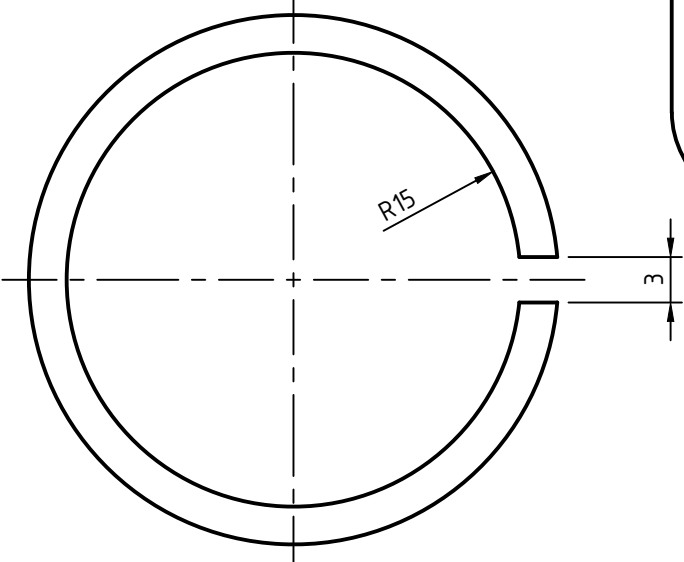
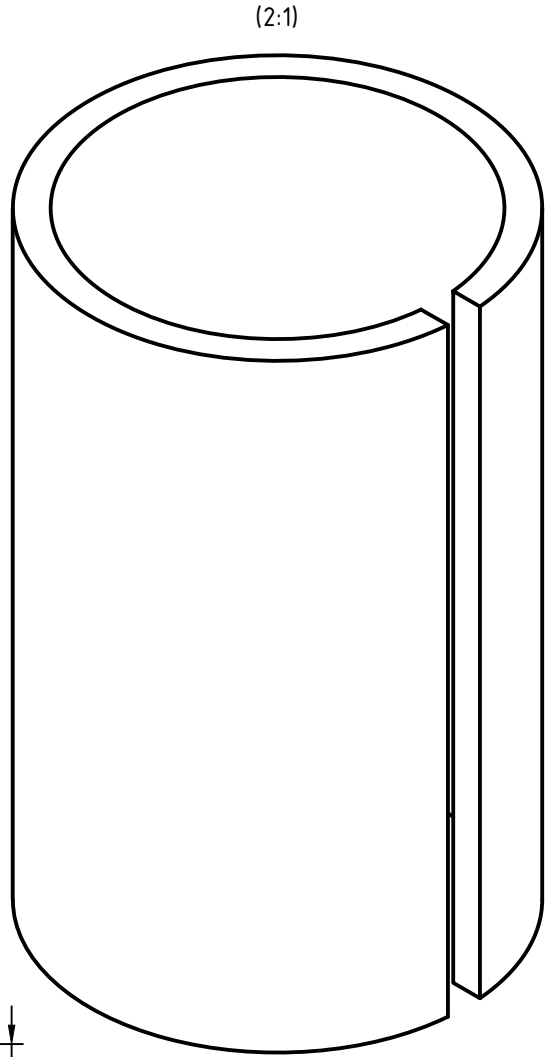
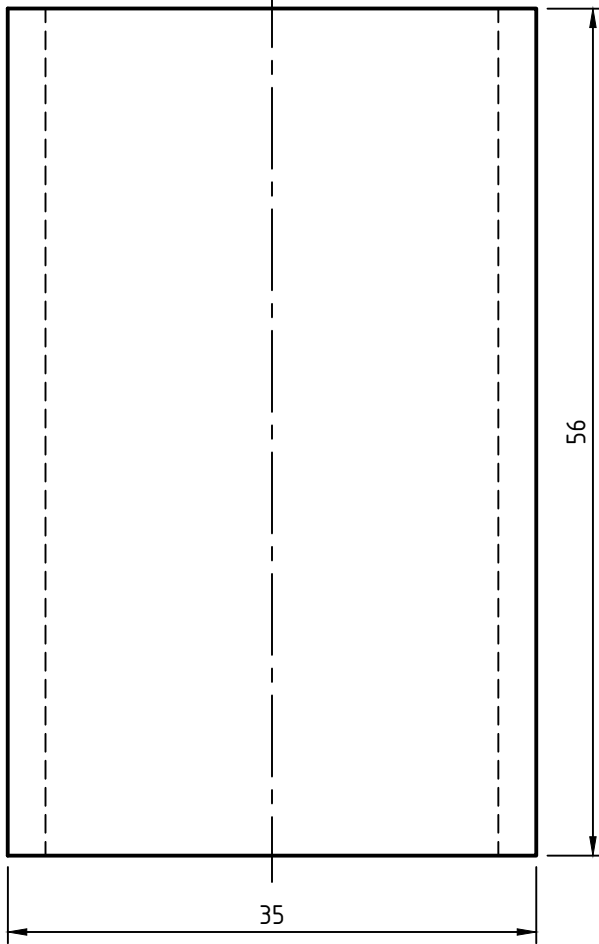
A-A (1:1)



Dept.	Technical reference	Created by Sergi Font Sempere 31/07/2023	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Conector martillo Parte intermedia</b>	DWG No. <b>4</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1

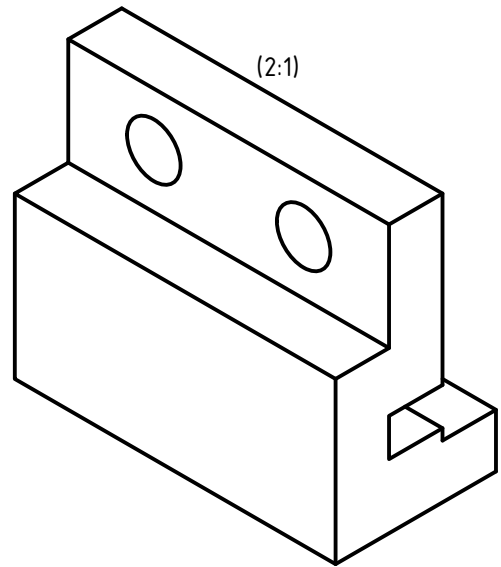
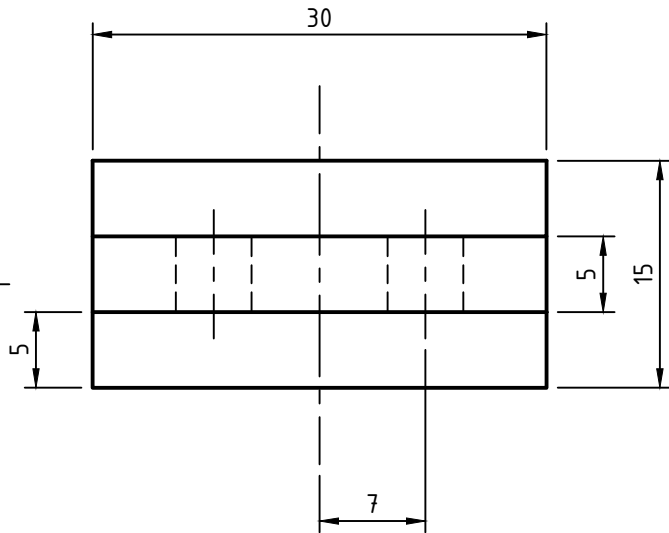
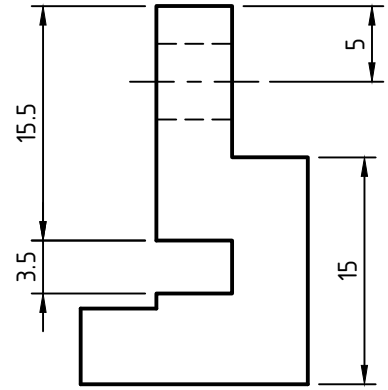
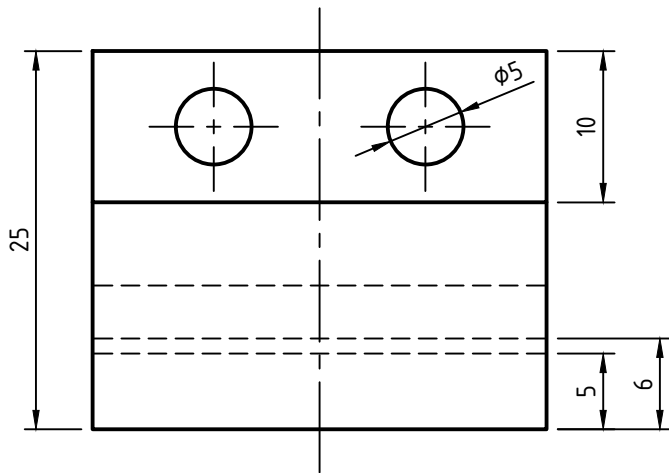


Dept.	Technical reference	Created by Sergi Font Sempere 31/07/2023	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Conector martillo Parte frontal</b>	DWG No. <b>5</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1

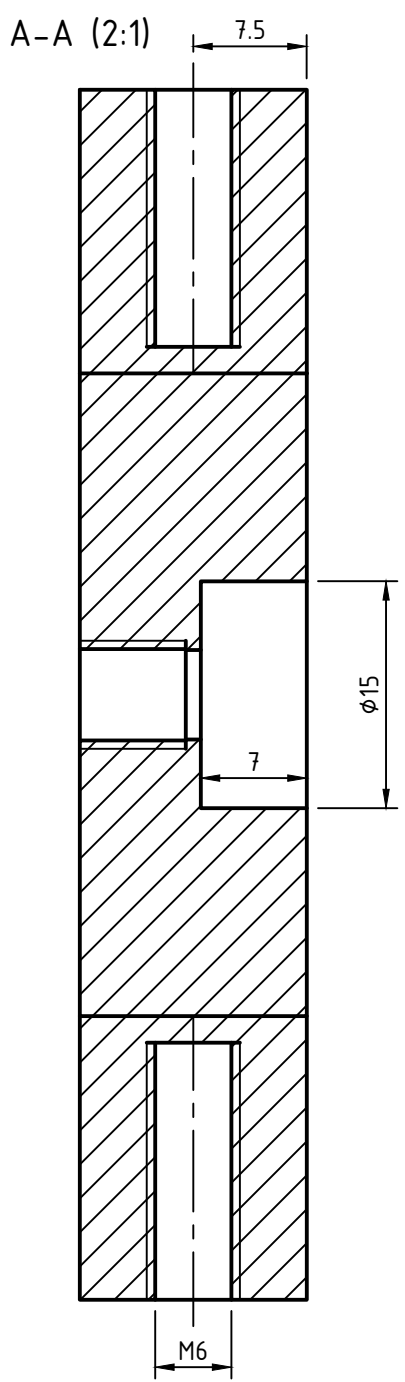
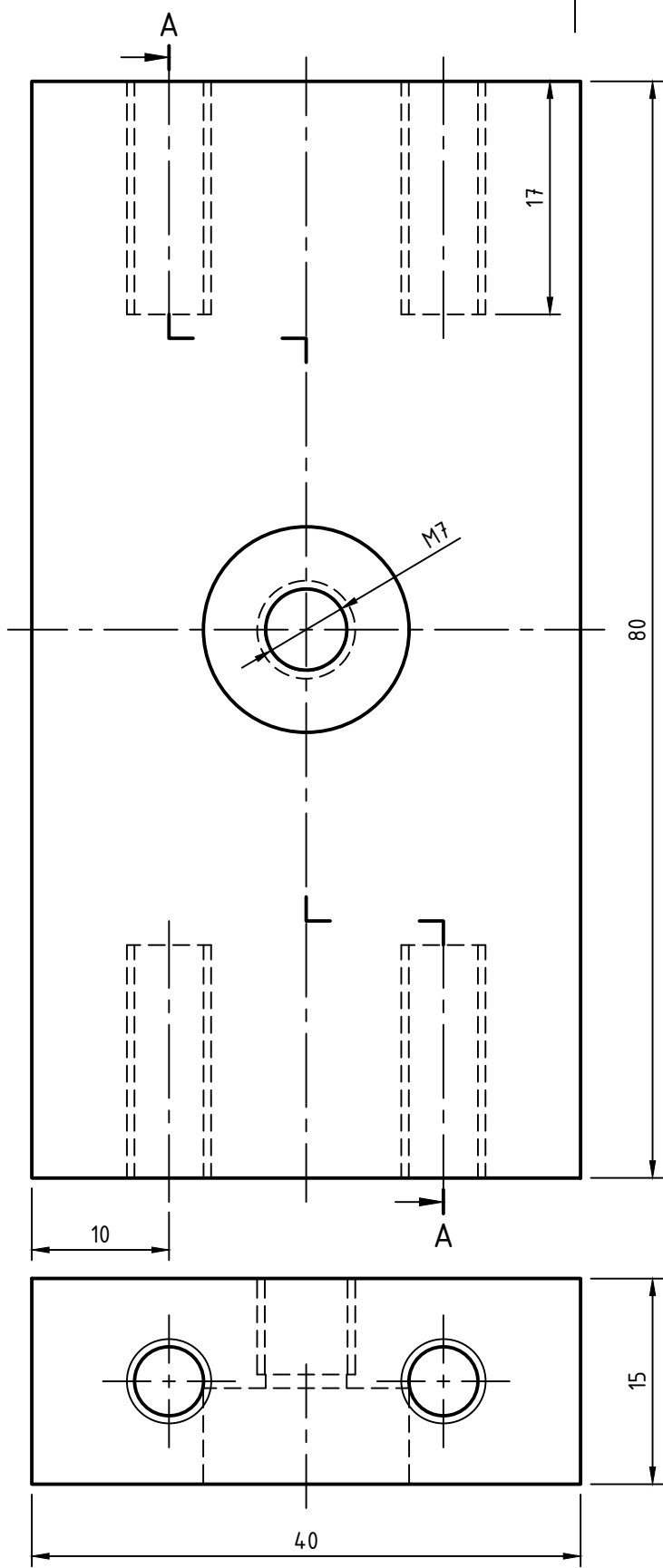


Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Casquillo reductor</b>	DWG No. <b>6</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

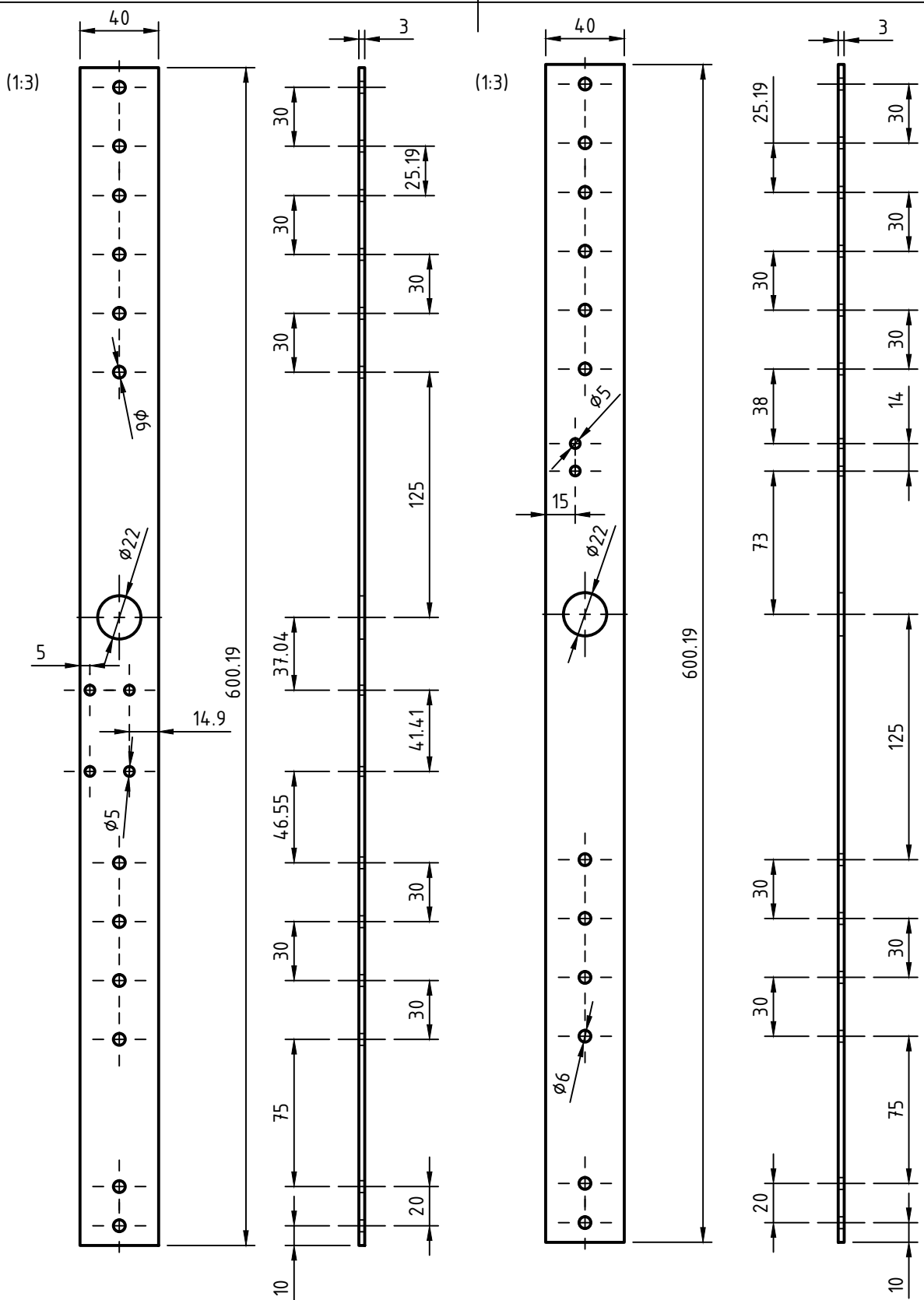




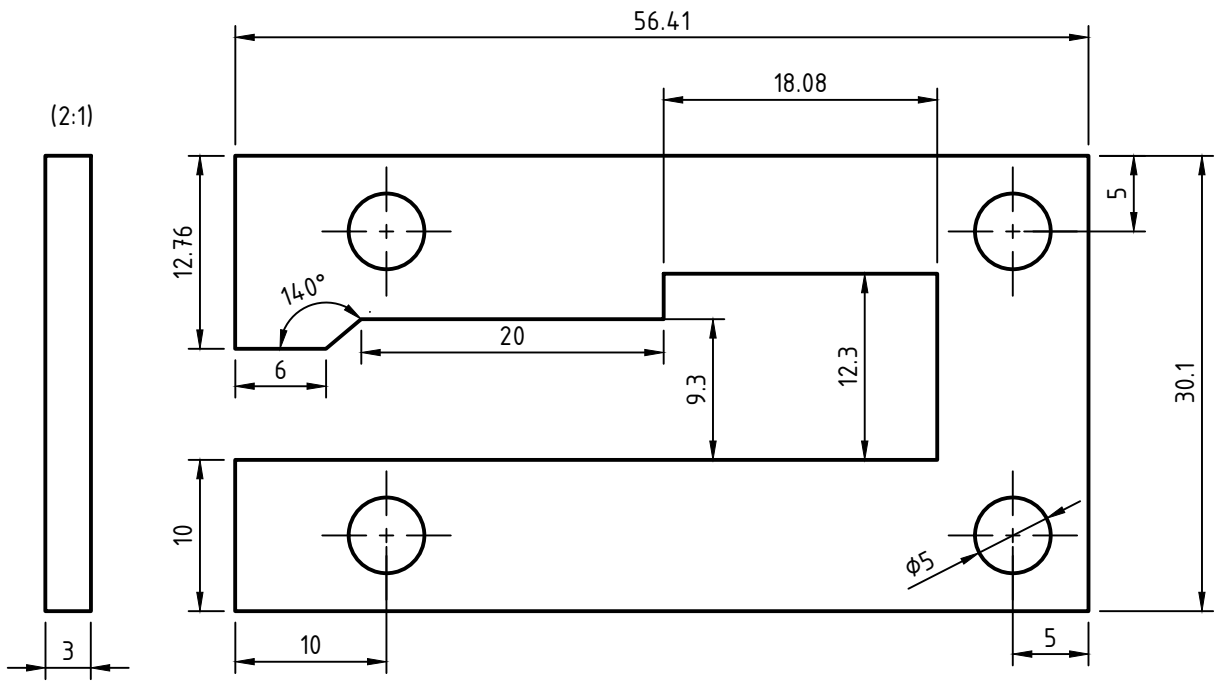
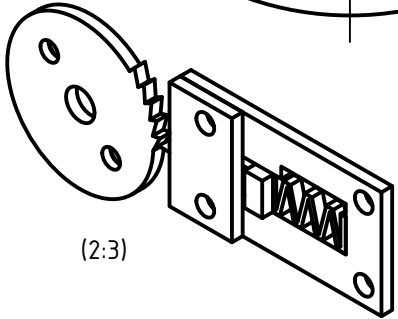
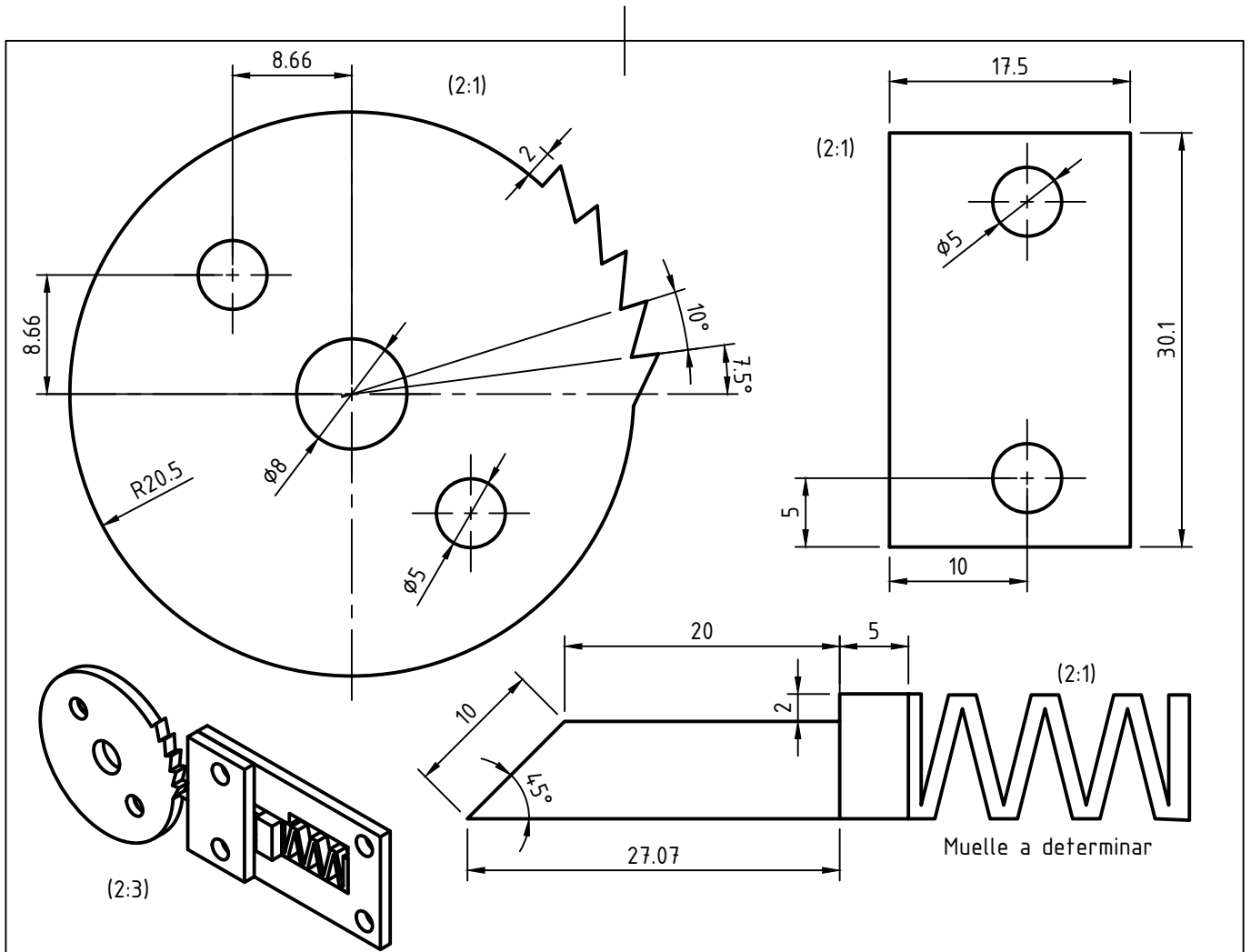
Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Enganche</b>	DWG No. <b>7</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>



Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Base sensor</b>	DWG No. <b>8</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

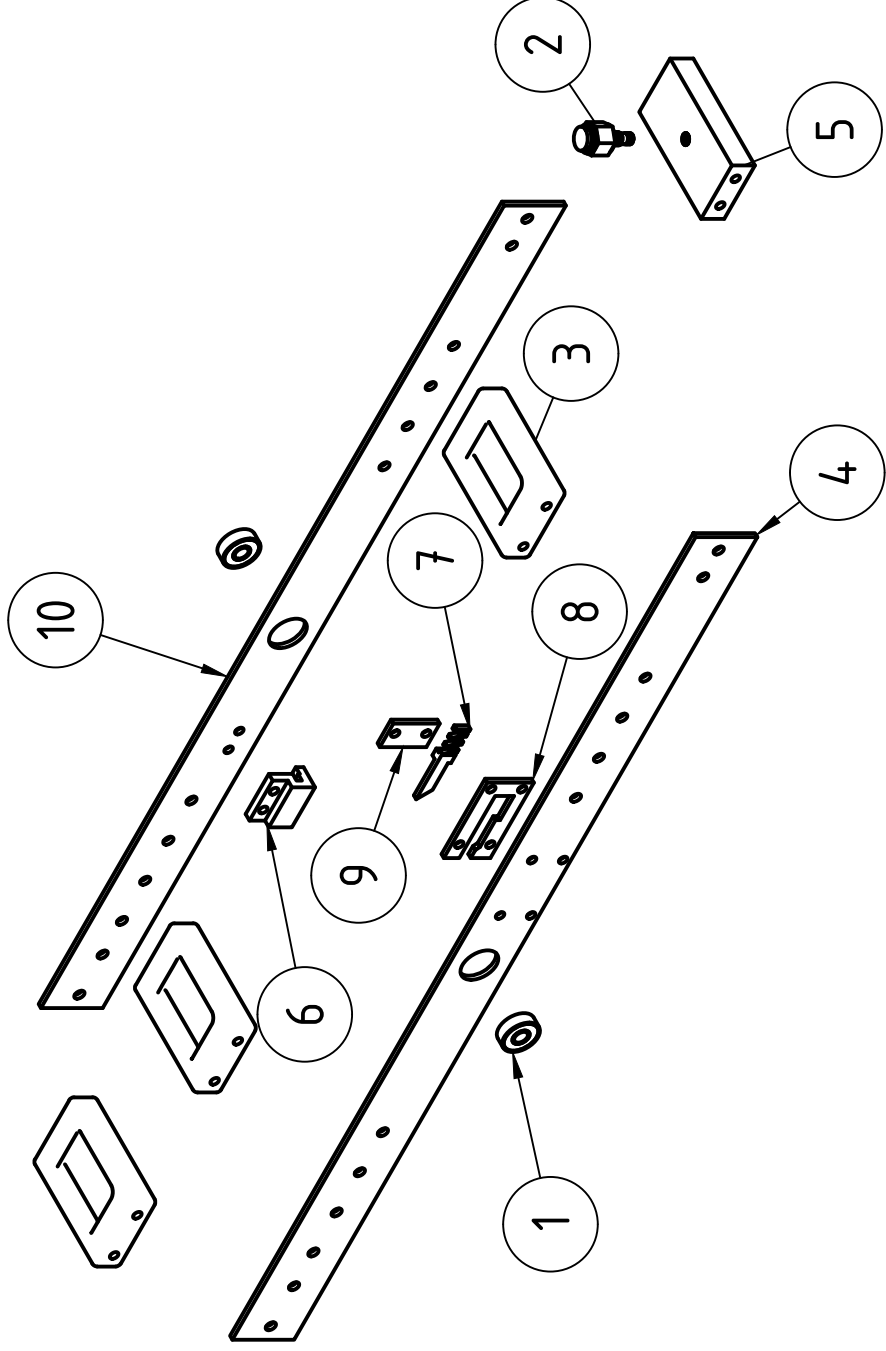


Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Barras martillo</b>	DWG No. <b>9</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>



Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by		
		Document type	Document status		
		Title <b>Sistema bloqueo</b>	DWG No. <b>10</b>		
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>	

(1:4)



Lista de piezas

elemento	ctd	número de pieza
1	2	Rodamiento
2	1	Sensor
3	3	Lastre de plomo
4	1	Barra trinquete
5	1	Base sensor
6	1	Enganche
7	1	Uñeta
8	1	Marco uñeta
9	1	Tapa uñeta
10	1	Barra muelle

Dept.

Technical reference

Created by

Approved by

Sergi Font Sempere 31/07/2023

Document type

Document status

Title

Martillo

DWG No.

11

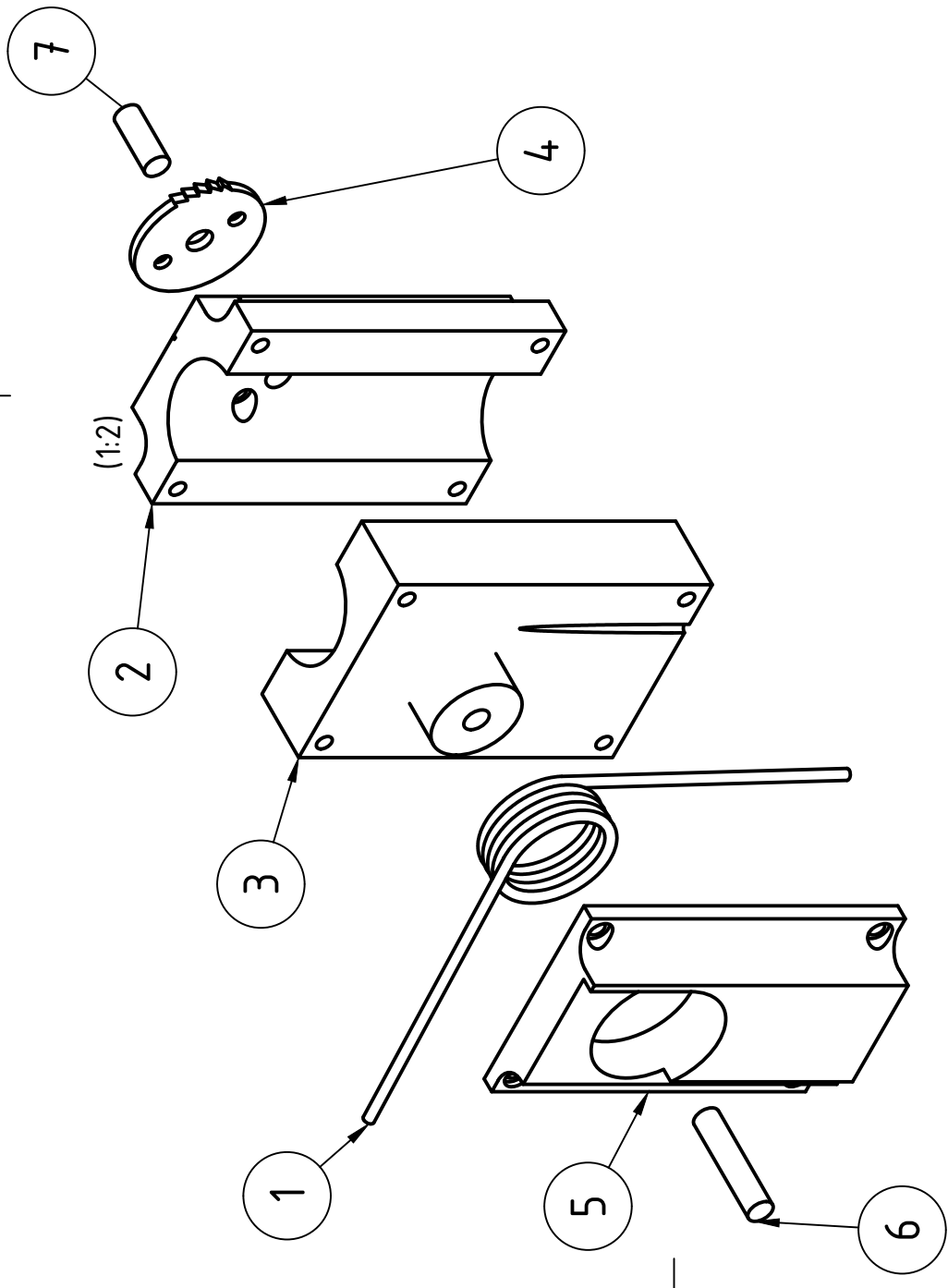
Rev.

Date of issue

Sheet

1/1

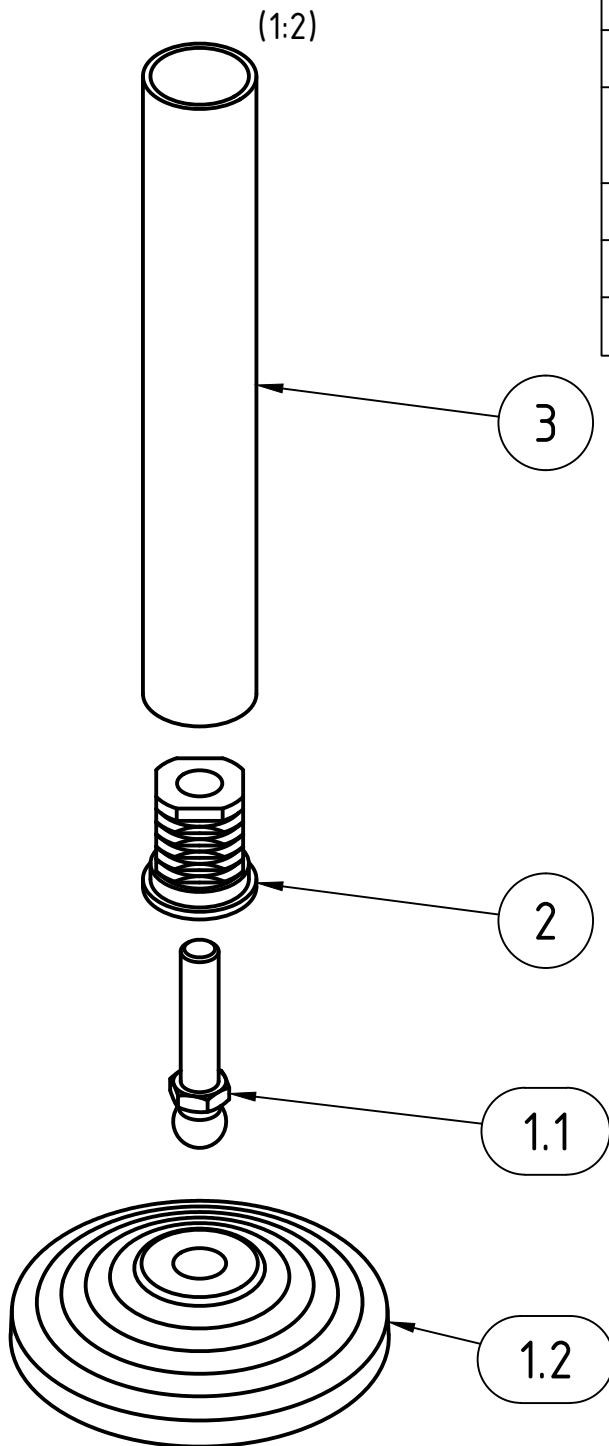
Lista de piezas		
elemento	ctd	número de pieza
1	1	Muelle
2	1	Parte posterior
3	1	Parte intermedia
4	1	Trinquete
5	1	Parte frontal
6	1	Eje muelle
7	1	Eje trinquete



Dept.	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by
	Document type	Document status
	Title <b>Soporte martillo</b>	DWG No. <b>12</b>
	Rev.	Date of issue
		Sheet <b>1/1</b>

Lista de piezas

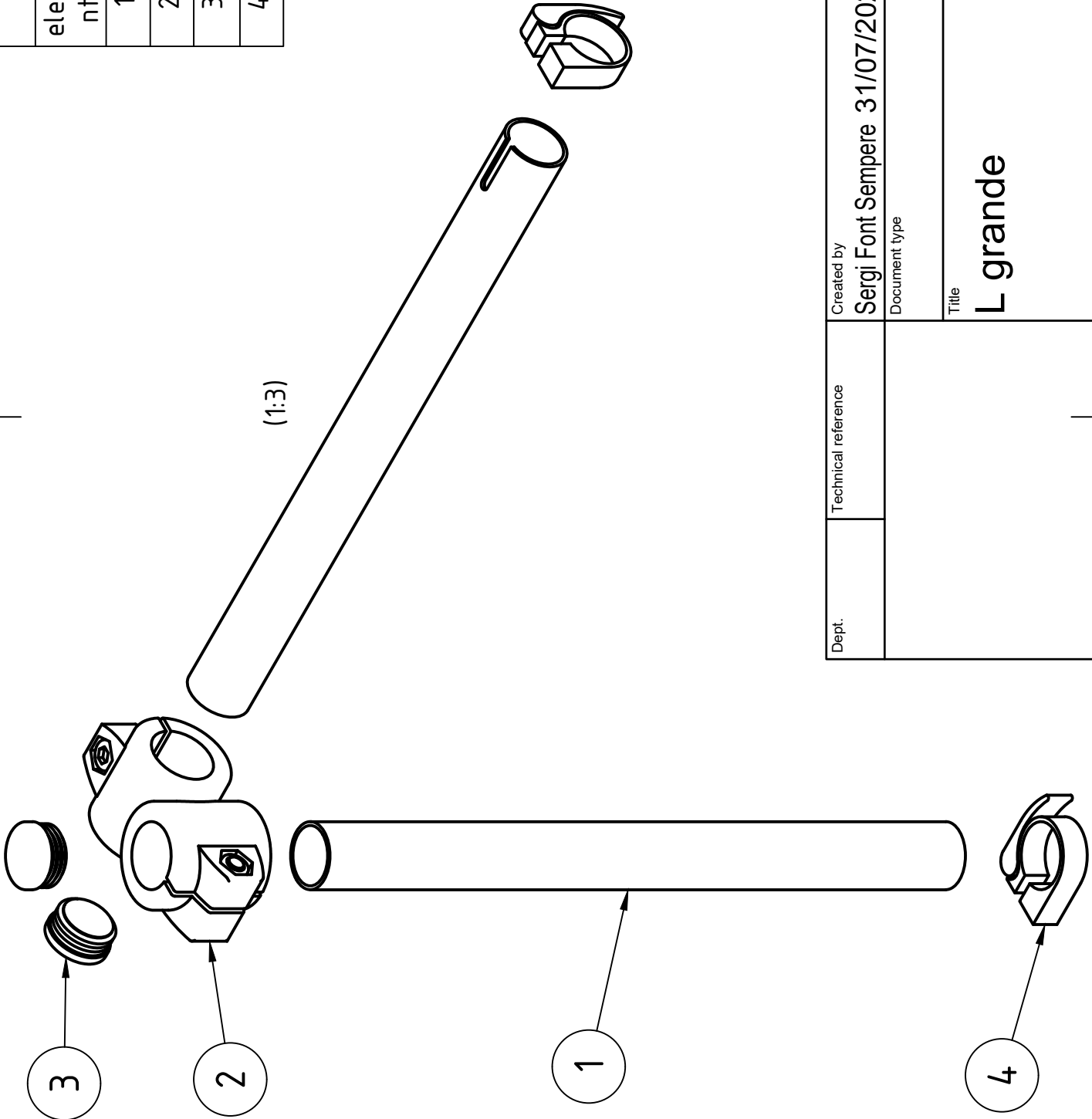
elemento	ctd	número de pieza
1	1	Apoyo articulado
1.1	1	Rosca con articulación
1.2	1	Base del apoyo
2	1	Rosca para apoyo
3	1	Perfil pequeño



Dept.	Technical reference	Created by Sergi Font Sempere 31/07/2023	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Pata</b>	DWG No. <b>13</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

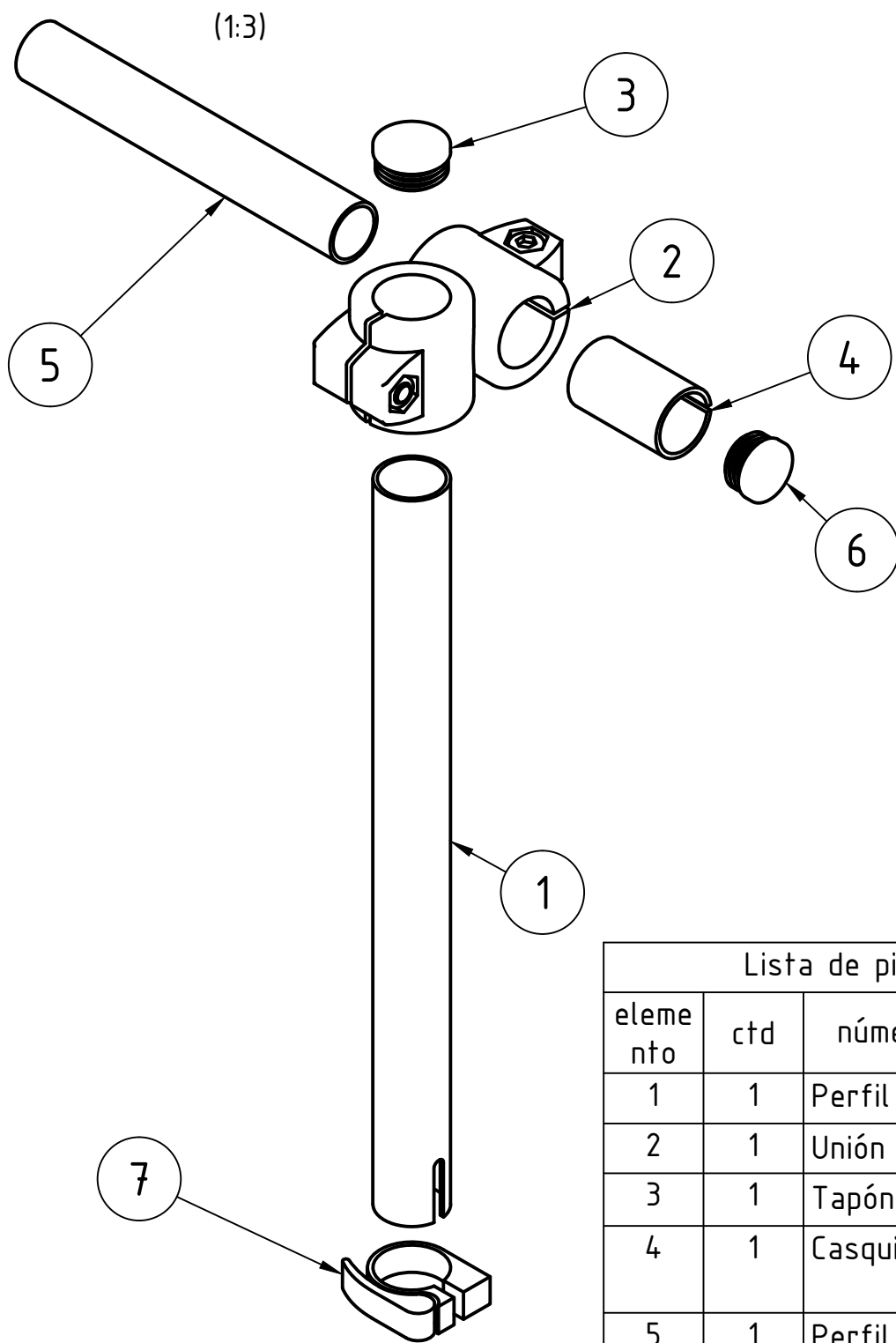
Lista de piezas

elemento	ctd	número de pieza
1	2	Perfil grande
2	1	Unión en L
3	2	Tapón grande
4	2	Abrazadera



Dept.	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by
Technical reference	Document type	Document status
Title <b>L grande</b>		DWG No. <b>14</b>
Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>



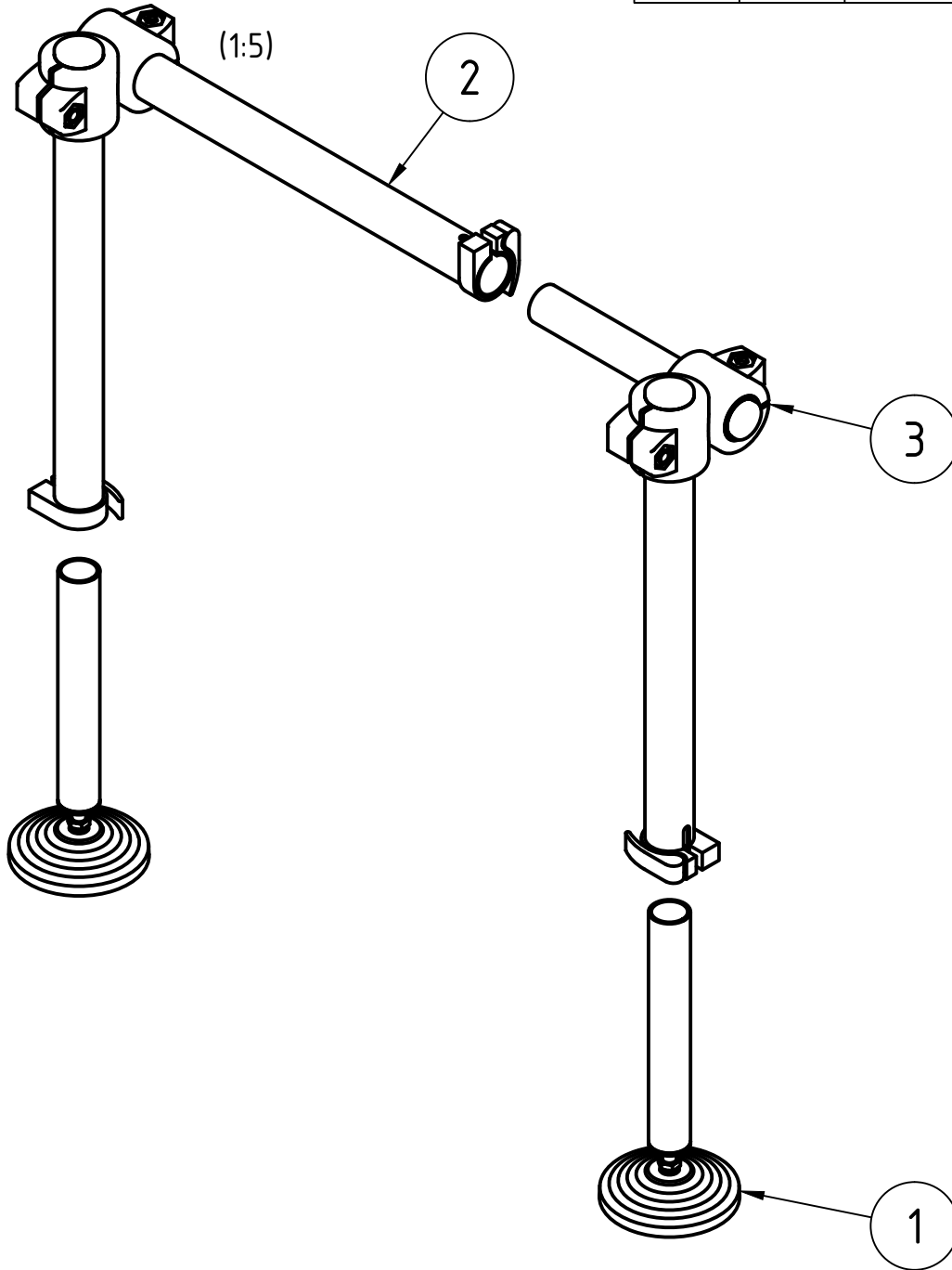


Lista de piezas		
elemento	ctd	número de pieza
1	1	Perfil grande
2	1	Unión en L
3	1	Tapón grande
4	1	Casquillo reductor
5	1	Perfil pequeño
6	1	Tapón pequeño
7	1	Abrazadera

Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>L pequeña</b>	DWG No. <b>15</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>

Lista de piezas

elemento	ctd	número de pieza
1	2	Pata
2	1	L grande
3	1	L pequeña



Dept.	Technical reference	Created by <b>Sergi Font Sempere 31/07/2023</b>	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title <b>Estructura</b>	DWG No. <b>16</b>	
		Rev.	Date of issue	Sheet <b>1/1</b>