



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TRABAJO FINAL DEL

REALIZADO POR

TUTORIZADO POR

FECHA: Valencia,

Índice

1	INTRODUCCIÓN.....	4
2	ANTECEDENTES.....	6
3	OBJETIVO DEL TRABAJO.....	7
4	MOTIVACIÓN	8
5	DESCRIPCIÓN DEL PANTÓGRAFO.....	8
5.1	ESTUDIO TEÓRICO DEL CONTACTO PANTÓGRAFO CATENÁRIA.....	10
6	MODELO NUMÉRICO DEL PANTÓGRAFO	12
7	DISEÑO DEL MODELO REAL	13
7.1	DISEÑO CONCEPTUAL.....	13
7.2	MATERIALES.....	13
7.2.1	MASAS.....	13
7.2.2	RESORTES.....	14
7.3	DISPOSICIÓN DE MASAS Y RESORTES	15
7.3.1	PREDISEÑO.....	15
7.3.2	DISEÑO FINAL.....	17
7.4	REQUISITOS MECÁNICOS.....	18
7.5	CÁLCULO MECÁNICO	19
7.5.1	CÁLCULO PRIMER PISO DEL MODELO.....	20
7.5.2	CÁLCULO SEGUNDO PISO DEL MODELO.....	22
7.5.3	CÁLCULO TERCER PISO DEL MODELO	24
8	CÁLCULO RESISTENTE	25
8.1	CÁLCULO A FALLO ESTÁTICO	25
8.1.1	MUELLE DE CONTACTO K_c	26
8.1.2	MUELLE K_1	28
8.1.3	MUELLE K_2	29
8.2	CÁLCULO A FATIGA	30
8.2.1	MUELLE DE CONTACTO K_c	31
8.2.2	MUELLE K_1	33
8.2.3	MUELLE K_2	34
8.3	ESTUDIO EN VIBRACIONES.....	34
9	CONCLUSIONES.....	41
9.1	POSIBILIDADES DE MEJORA	42
10	BIBLIOGRAFÍA.....	43

11	ÍNDICE DE PLANOS.....	46
12	PRESUPUESTO.....	48
12.1	PRESUPUESTO DE DISEÑO Y CÁLCULO.....	48
12.2	PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL MODELO.....	49
12.3	PRESUPUESTO TOTAL.....	49
13	ANEXO.....	51

MEMORIA

1 INTRODUCCIÓN

En 1804 Richard Trevithick construyó la primera locomotora de vapor que era capaz de circular a una velocidad de 8 km/h. Es aquí cuando comienza el desarrollo del ferrocarril por su capacidad de transportar tanto mercancías como personas de una manera económica y segura [1].

Este primer ferrocarril en realizad era una máquina locomotora de vapor y no sería hasta 1879 cuando el alemán Werner Von Siemens diseñaría el primer tren eléctrico que no era más que una locomotora alimentada por una fuente de corriente continua a 150 V y a una velocidad un poco menor que la locomotora de Trevithick [2]. Finalmente, desarrolló un sistema de líneas aéreas para la transmisión de electricidad a la locomotora sentando las bases de la tracción eléctrica que ha llegado hasta nuestros días [3].

La fuerte inversión en la mejora de los ferrocarriles continuó hasta la década de los 60, donde la inversión en transporte aéreo y otras infraestructuras disminuyeron los recursos destinados al ferrocarril.

Analizando la principal causa de la falta de desarrollo del ferrocarril, nos damos cuenta de que los mayores problemas residían en la antigüedad de las redes, lo que se traduce en un ferrocarril incapaz de alcanzar elevadas velocidades dejándolo fuera de la competencia con el transporte aéreo.

Finalmente, y tras una gran inversión en sus infraestructuras, en 1981 se completa el trayecto París-Lyon en la mitad del tiempo que antes de las mejoras y empieza una época de crecimiento a nivel europeo del ferrocarril [4].

En la actualidad, los trenes de alta velocidad son uno de los principales medios de transporte en trayectos de corta-media distancia que junto con la capacidad de interconexión rápida entre un mismo país y el aumento del número de viajeros y conexiones motivan la inversión en investigación con el objetivo de maximizar la eficiencia del transporte [5].

Principalmente, el éxito comercial de los ferrocarriles reside en la velocidad a la que sean capaces de realizar el trayecto. Este parámetro conlleva el estudio de los elementos de unión entre el ferrocarril y la red y teniendo en cuenta el coste que esto significa es

necesario encontrar un término rentable entre la velocidad máxima alcanzable y la más económica.

La transmisión de energía se realiza mediante la unión entre la catenaria y el pantógrafo, situado en la parte superior del ferrocarril. Éste debe asegurar sin interrupción la alimentación de los motores mediante un contacto deslizante con la catenaria incluso en las velocidades elevadas. El suministro de corriente eléctrica puede hacerse a través de un cable aéreo o hilo de contacto que está sujeto a un cable sustentador mediante unas péndolas que mantienen el trazado del hilo de contacto paralelo al suelo. La Figura 1 muestra la disposición de los principales elementos involucrados en la toma de corriente eléctrica del tren.

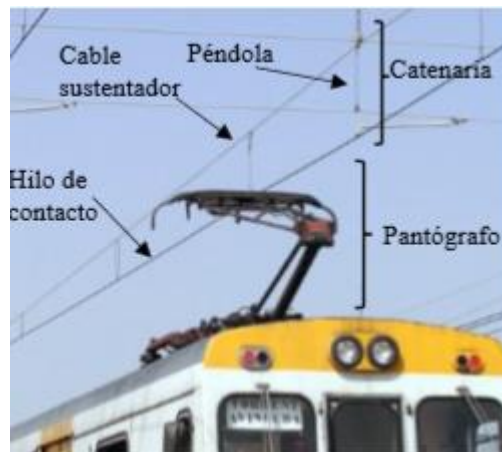


Figura 1. Principales elementos del suministro eléctrico de un vehículo ferroviario.

Durante este contacto, la catenaria se deforma y oscila, siendo muy difícil que el pantógrafo pueda seguir en todo momento el movimiento de ésta. Debido a las posibles pérdidas de contacto entre ambos, se generan arcos eléctricos que provocan el desgaste acelerado de ambos sistemas, además de la imposibilidad de mantener una alimentación continua.

Por otro lado, una fuerza excesiva entre pantógrafo y catenaria, que garantizaría la ausencia de despegues, puede generar un desgaste excesivo en los frotadores del pantógrafo principalmente.

En conclusión, una de las claves para conseguir velocidades superiores en el transporte ferroviario de propulsión eléctrica se centra en la garantía una fuerza de contacto entre

catenaria y pantógrafo acotada entre un valor mínimo que evite despegues y un valor máximo que garantice la durabilidad de los componentes.

2 ANTECEDENTES

Existe una gran cantidad de estudios numéricos que proporcionan una estimación de la fuerza de contacto entre pantógrafo y catenaria [6,7,8]. Uno de los modelos más simplistas consiste en considerar el comportamiento dinámico del pantógrafo semejante a un sistema de masas concentradas conectadas entre sí mediante uniones elásticas [9]. En las simulaciones numéricas, se parte de un trazado teórico de catenaria y en base a las ecuaciones de equilibrio dinámico, es posible estimar la fuerza de contacto [10].

Para realizar el estudio experimental del comportamiento del pantógrafo y como preludeo a este trabajo, el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales ha construido un banco de ensayos en la Universitat Politècnica de Valencia.



Figura 2. Banco de Ensayo UPV.

En este banco experimental se pretende ensayar un pantógrafo real. Con objeto de poner en marcha y calibrar dicho sistema experimental, se ha decidido construir un modelo de

masas concentradas real partiendo de los datos del modelo dinámico empleado en las simulaciones numéricas presentes en la bibliografía.

Este banco consiste en un pórtico que permite sujetar el accionador que simula el movimiento de la catenaria mediante un motor lineal. Además, está dotado del equipamiento electrónico necesario para gestionar las señales de entrada y salida del sistema de control implementado. En dicho sistema, la entrada proporciona el movimiento al motor lineal y la salida será la fuerza de contacto, medida mediante células de carga, entre la catenaria virtual y el pantógrafo.

En el extremo inferior del motor lineal, se ha colocado un cabezal en el que se situarán las células de carga mediante las cuales se medirán las fuerzas de contacto con el pantógrafo. En la Figura 3 puede verse el detalle del cabezal con las células de carga instaladas.



Figura 3. Soporte células de carga.

Debido a las rigideces del modelo de masas, se ha visto más conveniente colgar el conjunto de masas directamente del cabezal. El acople entre el cabezal del excitador y el conjunto de masas se hará mediante en el vástago roscado de las células de carga.

3 OBJETIVO DEL TRABAJO

El principal objeto de este trabajo es el diseño y construcción de un modelo de masas de un pantógrafo empleado en trenes de alta velocidad (AVE). El modelo corresponde a un sistema de parámetros concentrados de masas-resortes de 3 etapas. La razón por la que

se pretende cumplir este objetivo, está ligada a la existencia de una línea de investigación del comportamiento dinámico del pantógrafo en su interacción con la catenaria. Dicho estudio tiene una importancia relevante para el futuro del desarrollo de las mejoras en la red ferroviaria. Durante el desarrollo del trabajo se expondrán diversas alternativas de construir el modelo, el seguimiento de los cálculos, la justificación de la solución adoptada y los planos necesarios para su fabricación.

4 MOTIVACIÓN

La principal motivación para llevar a cabo este proyecto es demostrar los conocimientos adquiridos a lo largo del grado, a la par que la motivación por el diseño de un modelo que va a ser construido y probado y tendrá una futura aplicación. Además, la finalización de este trabajo significará la obtención del título de grado en Ingeniería Mecánica.

5 DESCRIPCIÓN DEL PANTÓGRAFO

Denominamos pantógrafo al mecanismo articulado encargado de transmitir la energía eléctrica que proporciona la fuerza de tracción a los trenes eléctricos. Este debe su nombre a su similitud con el pantógrafo usado en dibujo que sirve para copiar dibujos aumentando o disminuyendo su tamaño basado en paralelogramos articulados.



Figura 4. Esquema de un pantógrafo de tren [11]

Dicho mecanismo se divide en tres subsistemas. El primero es el mecanismo de accionamiento, que puede ser tanto de tipo mecánico como neumático siendo más comunes los últimos. Este subsistema tiene como objetivo elevar todo el mecanismo de modo que la parte superior esté en continuo contacto con la catenaria para que la alimentación sea lo más constante posible. El segundo subsistema es el que forma el cuerpo principal del pantógrafo, que está formado por barras articuladas que se pliegan manteniendo siempre la parte superior del sistema, denominada mesilla, en posición horizontal. En la mesilla se encuentran las pletinas que, mediante el contacto, recogen la corriente de la catenaria para conducirla al sistema motriz del tren. Además, entre las barras del mecanismo y la mesilla por un lado y el bastidor base por otro, se dispone de resortes y elementos de suspensión cuya finalidad es amortiguar las vibraciones generadas en el contacto [11].

El diseño y características del pantógrafo tienen un importante efecto sobre la calidad y captación de corriente, como se ha mencionado anteriormente.

El estudio de los pantógrafos se puede realizar en función del modo de operación o de las características de la línea.

Hasta ahora, el diseño del pantógrafo supone dicho mecanismo como un conjunto de elementos pasivos que no disponen de control activo de la fuerza de contacto que la catenaria ejerce sobre ellos. Este enfoque limita el estudio del pantógrafo cuando la velocidad del ferrocarril incrementa.

El objetivo de tratarlo como un sistema de control es reducir las variaciones de las fuerzas de contacto actuando sobre el movimiento de las pletinas en contacto con la catenaria. Este sistema consta de dos niveles de control: el primer nivel, compensa las variaciones lentas de la fuerza de contacto ajustando la presión de pantógrafo. El segundo nivel controla las variaciones de las fuerzas de contacto a través de un dispositivo neumático pequeño situado cerca de los muelles torsionales de las pletinas de contacto.

Por lo tanto, podemos clasificar los pantógrafos de la siguiente manera:

-Según el modelo de operación:

- Pasivos. La fuerza que empuja las pletinas contra el hilo es constante.

- Activos. La fuerza que hace contactar las pletinas con la catenaria varía con el tiempo, de forma que puede controlarse en todo momento la fuerza de contacto en los frotadores y la catenaria.

-Según la línea de operación:

- Corriente alterna. Estos pantógrafos trabajan con tensiones elevadas ya que los trenes que circulan por líneas electrificadas en alterna no necesitan grandes intensidades de corriente. Esto hace que las catenarias de este tipo de redes sean cables más ligeros. Con este tipo de catenarias, el principal problema es el desplazamiento excesivo del hilo de contacto debido a su poco peso, por lo que la fuerza aplicada por el pantógrafo ha de ser la menor posible.

- Corriente continua. En este caso, y al contrario que en el anterior el voltaje no puede ser muy elevado haciendo esto que circulen grandes intensidades por el pantógrafo. En estos casos, la continuidad del flujo eléctrico puede asegurarse con fuerzas del pantógrafo elevadas. Es por esto, que los pantógrafos de corriente continua están diseñados para ejercer mayor fuerza que los de corriente eléctrica.

Las especificaciones del diseño de los nuevos pantógrafos se basan en todo lo anteriormente citado más la experiencia durante los ensayos reales de su funcionamiento. Para mantener la vida útil de los componentes de la zona de contacto entre el pantógrafo y la catenaria debe distribuirse entre las dos pletinas de contacto para asegurar un contacto libre de arcos.

Los elementos más críticos son la mesilla y las pletinas y condicionan el resto del diseño del pantógrafo. Una de las medidas más adoptadas es reducir la masa de la mesilla y las masas de inercia al mismo tiempo que se trata de reducir en lo máximo posible la masa total del pantógrafo.

5.1 ESTUDIO TEÓRICO DEL CONTACTO PANTÓGRAFO CATENÁRIA

La dificultad del modelado numérico del problema de contacto entre pantógrafo y catenaria se debe a varios aspectos. Por un lado, la carga aplicada a través del pantógrafo es móvil, por otro lado, el cable consiste en una estructura de pequeña sección flexible y pretensado, además el acoplamiento entre estas dos estructuras se traduce en la

generación de ondas mecánicas que se propagan por el cable reflejándose e interfiriendo unas con otras para dar un campo de desplazamientos complejo y, por último, la presencia de fuertes no-linealidades en el comportamiento del sistema. Para llevar a cabo tales estudios, se emplean modelos numéricos tanto de la catenaria como del pantógrafo que permiten plantear la ecuación de equilibrio dinámico cuya solución proporciona, entre otras magnitudes, la posición de ambos elementos, así como la fuerza de contacto [13].

La construcción de un banco de ensayos es una valiosa herramienta de validación de dichos modelos teóricos. En el sistema experimental desarrollado, se va a introducir mediante el movimiento de un motor lineal el efecto de la catenaria que va a actuar sobre un pantógrafo real.

Como una aplicación adicional, se podrá emplear la instalación desarrollada para identificar experimentalmente los parámetros dinámicos del pantógrafo con el objeto de analizar la idoneidad de los modelos comúnmente empleados, tal es el caso del modelo de masas concentradas.

La identificación experimental de parámetros dinámicos, consiste en aplicar sobre el sistema mecánico a caracterizar una sollicitación conocida. Mediante la medida de la respuesta del sistema a través de acelerómetros, es posible ajustar los parámetros dinámicos presentes en las ecuaciones que gobiernan el movimiento del sistema, tales como masas, amortiguamientos o rigideces. Si este procedimiento se aplica sobre un modelo sencillo como es el de masas conectadas mediante resortes se parte de una ecuación de movimiento a priori conocida, sin embargo, al aplicarlo sobre un sistema real con no linealidades asociadas, por ejemplo, al rozamiento en los pares cinemáticos, la incertidumbre es mayor al no disponer de antemano de la ley de movimiento. La construcción del conjunto de masas podrá emplearse para validar el sistema de identificación experimental de parámetros dinámicos para posteriormente emplearlo en el pantógrafo real.

6 MODELO NUMÉRICO DEL PANTÓGRAFO

En este trabajo se va a emplear un modelo lineal de masas concentradas teniendo en cuenta únicamente el movimiento vertical del mecanismo.

El pantógrafo se puede modelar como un sistema de tres masas (M_1, M_2, M_3), tres amortiguadores (C_1, C_2, C_3) y cuatro muelles (K_c, K_1, K_2, K_3) como aparece en la Figura 5:

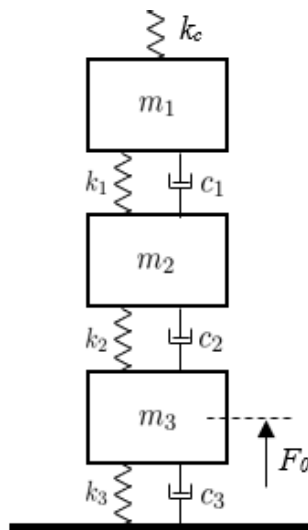


Figura 5. Modelo equivalente de un pantógrafo

Este supone un modelo dinámico simplificado, pero empleado habitualmente en el estudio del contacto pantógrafo catenaria, ya que asume que es válido en el rango de velocidades de estudio habitual

Para este trabajo, concretamente las características de este modelo de pantógrafo vienen definidas en la siguiente tabla [20]:

	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3
Masa	6,6 kg	5,8 kg	5,8 kg
Rigidez	7000 N/m	14100 N/m	80 N/m
Amortiguación	0,0 Ns/m	0,0 Ns/m	70 Ns/m
Rozamiento	0,5 N	3,5 N	3,5 N
F. Aplicada	0,0 N	0,0 N	170 N

Tabla 1. Características del modelo dinámico del pantógrafo.

El valor de la rigidez de contacto es $K_c = 50.000 \text{ N/m}$.

En este caso no se tendrá en cuenta el muelle de la tercera etapa ya que al tener una rigidez muy baja para apreciar su efecto en el modelo habría que aplicar una elongación muy elevada. Tampoco se tendrá en cuenta la fuerza de rozamiento que aparece en el sistema.

7 DISEÑO DEL MODELO REAL

Se debe construir un mecanismo real cuyo comportamiento dinámico sea el mismo que el modelo de masas concentradas que se suele emplear en pantógrafos, en concreto el modelo DSA-380 que es el que tienen algunos trenes AVE.

7.1 DISEÑO CONCEPTUAL

Las masas van a consistir en bloques ortoédricos buscando la mínima dificultad de construcción.

La construcción de los muelles se ha resuelto con placa plana. El dimensionado de este componente se hará teniendo en cuenta, tanto la rigidez requerida, así como la resistencia mecánica a fallo estático y a fatiga.

7.2 MATERIALES

7.2.1 MASAS

Las masas (M_1, M_2, M_3) se construirán de aluminio. La selección de este material se debe a varias razones. Por un lado, la primera masa debe colgar directamente de las dos células de carga que están separadas una distancia de 562 mm. Para lograr esa luz y una masa de 6.6 kg, el aluminio nos dará un bloque suficientemente rígido, al menos en el rango de frecuencias de interés. Otra razón importante es que el taller del Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales, dispone de máquinas herramientas que permiten mecanizar sin problemas este material.

Las características del aluminio empleado se presenta en las siguientes tablas [14]:

Propiedad	Valor
Densidad	7.85 g/cm ³
Módulo Elástico	206 GPa

Tabla 2. Propiedades del aluminio.

	C	Mn	Si	P <	S <	Cr	V
máx	0.45	0.10	0.50	0.040	0.035	0.80	0.15
min	0.55	0.35	0.60			1.1	0.25

Tabla 3. Composición del aluminio.

7.2.2 RESORTES

En el caso de los muelles, se empleará acero ya que se adapta de forma idónea a las necesidades del diseño. En concreto se empleará acero F-143 (AISI 6150 – 51CrV4), específico, por sus propiedades, para la construcción de muelles. Además su resistencia mecánica es adecuada para la aplicación, como se mostrará en el apartado de cálculo resistente [15].

Propiedad	Valor
Densidad	2.7 g/cm ³
Módulo Elástico	71 GPa

Tabla 4. Propiedades del acero.

	Al	Cr	Cu <	Fe <	Mg	Mn	Si <	Ti <	Zn <
máx	0.96	0.0025	0.005	0.005	0.036	0.007	0.004	0.0015	0.0025
min	0.93	0.0005			0.035	0.002			

Tabla 5. Composición del acero F-143.

El material de los casquillos y el resto de tornillería está hecho de acero SAE 1020 [16].

	C	Mn	P <	S <	Si <
máx	0.23	0.6	0.04	0.05	0.3
min	0.18	0.3			

Tabla 6. Propiedades del acero SAE 1020.

7.3 DISPOSICIÓN DE MASAS Y RESORTES

En este apartado se tratará de la descripción geométrica de la solución adoptada.

7.3.1 PREDISEÑO

El primer problema a resolver es encontrar la disposición de masas y muelles adecuada de forma que se cumplan las restricciones geométricas de diseño además de ser capaz de soportar los esfuerzos a los que se verá sometido durante su vida útil.

Para llevar a cabo este diseño, se parte de los datos del modelo, se dimensionan las partes del mecanismo y se hace la simulación numérica en Solidworks para comprobar que, desde el punto de vista teórico, cumple estas condiciones.

Para realizar la construcción del modelo del pantógrafo se va a fabricar cada muelle con dos placas idénticas. El motivo de cambiar cada muelle por dos placas tiene su origen en la necesidad de suspender el conjunto de masas de forma simétrica de las dos células de carga disponibles en el sistema experimental.

Debido a que el banco de ensayos está previamente construido, las dimensiones del nuevo sistema se ven limitadas a las del banco, en concreto a las del soporte de las células de carga encargadas de medir las fuerzas de contacto en los ensayos con el pantógrafo. Dichas células se encuentran separadas una distancia de 562 mm.

El primer muelle que corresponde a la rigidez del contacto entre el pantógrafo y la catenaria, se ejecutará como una placa biempotrada. La conexión con las células de carga se hará a través de un orificio situado en el centro de cada muelle.

Esta primera condición nos limita las dimensiones del modelo ya que la placa K_c debe estar situada en el extremo de la masa M_1 y el orificio donde se sitúan las galgas ha de estar centrado en K_c . Dicha restricción podemos observarla en la Figura 6

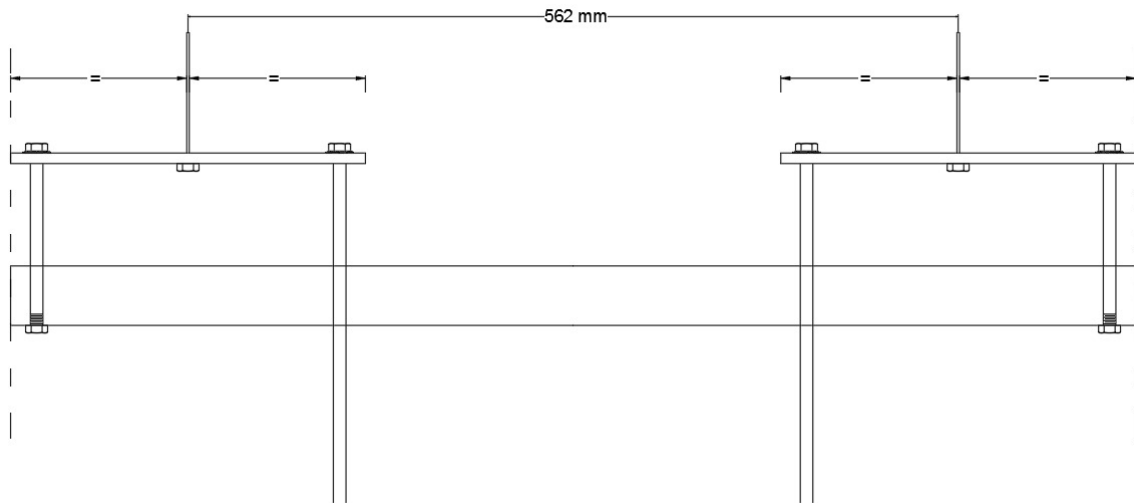


Figura 6. Unión de las células de carga con el pantógrafo.

La siguiente condición de diseño impuesta es que el canto de las masas no debe ser superior a 80 mm, principalmente por limitaciones de las herramientas de mecanizado disponibles en el área de Ingeniería Mecánica y de Materiales. El uso de maquinaria propia responde al objetivo de reducir costes. Al tratarse de un componente de aluminio con necesidades de mecanizado sencillas, se podrán comprar los bloques de aluminio y ejecutar las operaciones de mecanizado necesarias, tales como agujeros o taladros roscados con las máquinas disponibles en la universidad con una calidad suficiente.

Para continuar con la definición geométrica de los muelles 1 y 2, situados ambos entre dos masas, se optó por empotrar ambos extremos del muelle, el exterior a la masa situada encima del muelle y el interior a la masa inmediatamente inferior, como se muestra en la Figura 7.

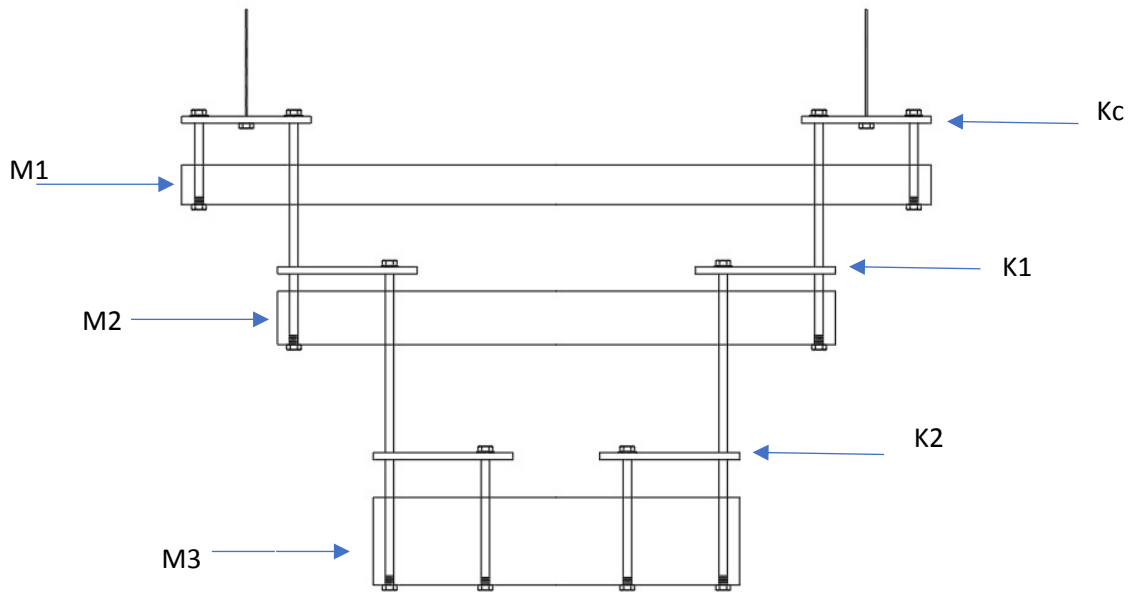


Figura 7. Primer diseño del pantógrafo

Sin embargo, y debido a la condición de diseño de que ninguna de las masas debe de tener un canto superior a 80 mm, en esta disposición los muelles resultaban cortos y para proporcionar la rigidez necesaria se debían disminuir el canto, provocando que las tensiones en los mismos se elevaran excesivamente. Para disminuir el estado tensional de los muelles, era necesario aumentar la longitud de las masas, cuestión limitada por el peso final que debe conseguirse en cada masa.

La definición geométrica a partir del primer diseño no era fácil de resolver, principalmente debido a que el diseño implica que las masas van en tamaño descendente, por lo que al llegar al piso inferior (masa M_3), las placas correspondientes al muelle K_2 o bien quedaban superpuestas o con una longitud libre demasiado ajustada que obligaba a emplear un canto excesivamente pequeño. Esta problemática se convirtió en un punto crítico que terminó por decidir desechar del primer modelo de pantógrafo.

7.3.2 DISEÑO FINAL

Con la idea de solucionar los problemas surgidos anteriormente se propone un nuevo diseño, la nueva propuesta consiste en un simple intercambio en la posición de los extremos empotrados del muelle. En este caso, el empotramiento interior del muelle se conectará a la masa superior y el empotramiento exterior a la masa inferior.

De este modo, la masa M_2 tendrá una longitud mayor que en el anterior modelo, y haciendo lo mismo con la siguiente etapa, se consigue eliminar el problema de la superposición de las placas K_2 .

Además, al aumentar la longitud de las masas en este modelo, no se supera el canto de 80 mm, por lo que seguimos dentro de los límites impuestos por las futuras condiciones de mecanizado.

Atendiendo al nuevo diseño, el esquema del diseño definitivo del modelo de masas se muestra en la siguiente figura.

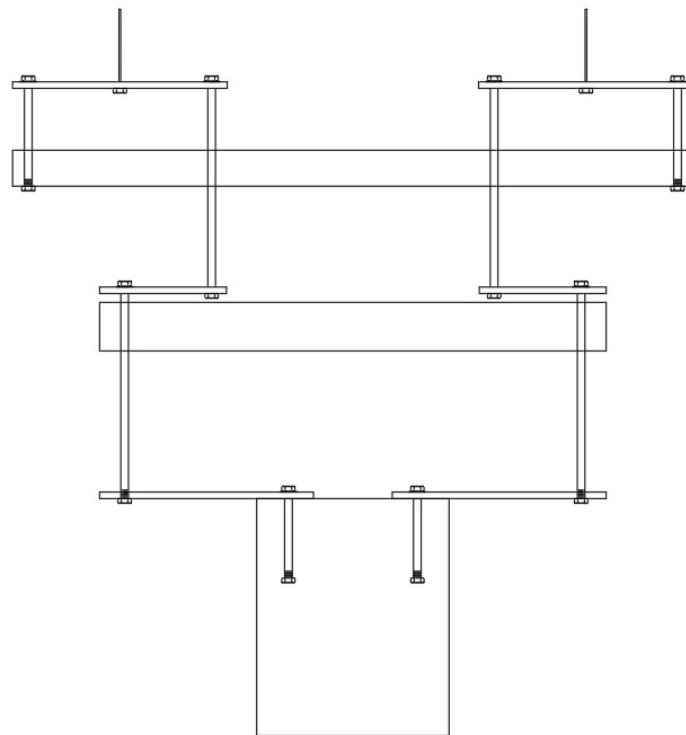


Figura 8. Modelo 2 de pantógrafo.

7.4 REQUISITOS MECÁNICOS

En primer lugar, se debe garantizar que la respuesta dinámica del conjunto de masas, corresponde a la ley de movimiento del modelo teórico del que se parte para su diseño, para ello se dimensionarán los muelles a partir de las teorías de elasticidad y resistencia de materiales y posteriormente se realizará un estudio vibratorio mediante el programa de modelaje Solidworks para comprobar que se consiguen los modos de vibración buscados.

Adicionalmente, desde el punto de vista resistente, el conjunto deberá sostener su peso propio, así como las acciones dinámicas derivadas del fenómeno vibratorio que aparecerá durante su funcionamiento. Debido a estos requisitos se realizará el estudio a fallo estático, así como el cálculo de la vida fatiga de los componentes críticos.

La estimación de las fuerzas dinámicas que actúan en los diferentes resortes, deriva del modelado numérico del problema descrito en el apartado 2.1, su obtención resulta compleja y sale fuera del alcance de este trabajo, por tanto, se partirá de estudios previos del equipo de investigación [19] que ha desarrollado un programa capaz de obtenerlas. Estas acciones dependen del modelo de catenaria, del tipo de pantógrafo y de la velocidad del tren.

Es importante tener en cuenta que, como se ha comentado en el apartado 3, el conjunto de masas colgará de las células de carga en lugar de reposar sobre el suelo, por tanto, será necesario hacer una transcripción numérica de las fuerzas obtenidas en las simulaciones teóricas, eliminando la fuerza constante vertical hacia arriba que mantienen elevado el pantógrafo y añadiendo a cada muelle el peso de las diferentes masas que le quedan por debajo. Como ya se ha señalado anteriormente, se debe conseguir que los componentes mecánicos no sufran ningún tipo de fallo, ni estático ni de fatiga.

De este modo podremos probar la eficacia del diseño y sentar las bases para futuras mejoras en el desarrollo del modelo.

7.5 CÁLCULO MECÁNICO

En dicho banco, al contrario que en pantógrafo, el peso de toda la estructura está soportado por el muelle que se encuentra en la parte superior. Esto es debido a que, como ya hemos mencionado anteriormente el muelle K_3 tiene un valor coeficiente de rigidez muy bajo.

Una vez definido el diseño se procede al modelado de cada uno de los elementos que lo componen. Para ello, se empieza por la parte superior al ser la más grande y se desciende hasta llegar a la masa inferior (M_3). Como podemos observar, se trata de una configuración de modelado simétrica con lo cual se le aplicarán las mismas restricciones y elementos de unión a ambos lados del modelo.

7.5.1 CÁLCULO PRIMER PISO DEL MODELO

En primer lugar, comenzaremos con el modelado del muelle K_c . Para ello trataremos esta placa como una viga biempotrada con una carga en el centro, puesto que los extremos de la placa están unidos mediante tornillos a la masa M_1 de modo que tiene su movimiento restringido en todos los grados de libertad como corresponde a un empotramiento.

La consideración de la carga centrada en el elemento es debido a que las galgas extensiométricas se conectan con el excitador lineal en este punto. Se realiza de este modo para garantizar la simetría del sistema real. Así, este punto central será el que punto de aplicación de todas las cargas.



Figura 9. Punto de conexión de las galgas con la estructura.

Tal y como se ha mencionado anteriormente (Tabla 1), se considera que la constante de rigidez del muelle de contacto es:

$$K_c = 50.000 \text{ N/m}$$

Teniendo en cuenta el desplazamiento ($\delta_{m\acute{a}x}$) provocado la fuerza lineal F , la constante de rigidez del muelle se obtiene con la siguiente ecuación

$$K = \frac{F}{\delta_{m\acute{a}x}} \quad (1)$$

Donde el desplazamiento, correspondiente a una viga biempotrada, atiende a la siguiente ecuación [17]:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{1}{192} \frac{FL^3}{EI} \quad (2)$$

Donde

L es la longitud total de la barra biempotrada (muelle)

E es el módulo elástico del material e

I es la inercia de la sección, que depende de la geometría de la pieza.

La inercia de para una sección transversal rectangular [17] es:

$$I = \frac{1}{12} bh^3 \quad (3)$$

Donde b y h son el ancho y el canto de la pieza respectivamente.

Teniendo en cuenta las propiedades de los muelles y que estos se encuentran en paralelo, para el estudio de cada uno de ellos consideraremos únicamente la mitad del valor de K_c por placa.

Además, para simplificar el estudio asignaremos un ancho $b_{Kc} = 60$ mm a todas las placas.

Despejando de las anteriores ecuaciones obtenemos la relación H/L de donde obtendremos finalmente el resultado de ambas dimensiones.

$$h_{LKc} = \sqrt[3]{\frac{K_{Kc}}{E_{al} \cdot b_{Kc}}} \quad (4)$$

Partiendo de la relación H/L y jugando con la libertad de poder fijar uno de los dos valores de modo que el otro queda resuelto automáticamente, y teniendo en cuenta varios criterios siendo la reducción de peso el principal de ellos se decide fijar la longitud en $L_{Kc}' = 275$ mm.

$$h_{Kc} = h_{LKc} \cdot L_{Kc}' \quad (5)$$

Mediante la relación de la ecuación 5 obtenemos un valor de canto de 1,38 mm.

A esta longitud L_{Kc}' hemos de sumarle una distancia de 15 mm de longitud libre respecto al centro de los orificios para asegurar el empotramiento mediante unión atornillada. Los orificios se establecen de un diámetro de 6 mm y de este modo obtenemos una longitud total de 305mm.

Todos los orificios de las piezas para unión atornillada de aquí en adelante serán de 6 mm, de modo que el mecanizado será uniforme para todos los elementos.

Otro factor a tener en cuenta es que la fuerza que se soporta en esta placa será igual a la fuerza generada por el peso de toda la estructura y las posibles acciones dinámicas.

Una vez fijada la longitud del primer resorte (formado por las dos placas que actúan como muelles) procedemos a calcular las dimensiones de la masa M_1 .

En este cálculo debemos tener en cuenta que las placas K_c deben estar situadas en los extremos de la masa M_1 . Con lo cual para definir su longitud no tenemos más que realizar el sumatorio de los siguientes términos:

$$L_{M1} = dist_{células} + L_{kc} + 2 \cdot L_e + M_t = 873 \text{ mm} \quad (6)$$

Donde:

$dist_{células}$ es la distancia condición de diseño de 562 mm

L_{kc} es el valor de la longitud de una placa K_c

L_e es el valor de la distancia desde el centro de los orificios de los extremos de la placa y tiene un valor de 15 mm.

M_t es el valor del diámetro de los orificios de los extremos.

Una vez definida la longitud tan solo nos resta el ancho y el largo. Teniendo en cuenta que el ancho máximo es de 80 mm y para unificar esta dimensión de todas las masas (igual que se ha hecho con las placas que actúan como resortes) y aplicando las siguientes relaciones:

$$Volumen = masa \cdot densidad \quad (7)$$

$$Volumen = L \cdot b \cdot h \quad (8)$$

Obtenemos la relación ancho-canto:

$$\frac{Volumen}{L \cdot b} = h \quad (9)$$

Además, conociendo los siguientes datos de partida:

$$\text{Masa } M_1 = 6,1 \text{ kg}$$

$$\text{Densidad Aluminio } \rho = 2,7 \text{ g/cm}^3$$

Obtenemos un valor de canto de 35,04 mm.

7.5.2 CÁLCULO SEGUNDO PISO DEL MODELO

Para la placa k1 usaremos el planteamiento de una viga biempotrada con desplazamiento en el extremo como podemos observar en la Imagen 6.



Figura 10. Muelle K1.

Para calcular las dimensiones del muelle partiremos de la ecuación 2.

En este caso tendremos en cuenta que el tipo de estructura es diferente ya que este tiene una condición de viga biempotrada con desplazamiento en el extremo. Asumiendo que L es la longitud de la placa y F la fuerza que provoca el desplazamiento de su extremo, el modelo de deformación elástica de este muelle corresponde al de una viga biempotrada de longitud $2L$ con carga $2F$ aplicada en el centro.

De nuevo, y teniendo en cuenta que se disponen en todos los pisos dos placas en paralelo, para el estudio de cada uno de ellos consideraremos únicamente la mitad del valor de cada rigidez para cada placa.

Además, todas las placas se han decidido construir con un ancho de 60 mm.

En este caso, como ecuación de desplazamiento obtendremos la siguiente expresión:

$$\delta_{max} = \frac{1}{192} \frac{2F(2L)^3}{EI} = \frac{1}{12} \cdot \frac{F \cdot L^3}{E \cdot I} \quad (10)$$

Procediendo de igual manera que para la placa anterior obtenemos la relación H/L de donde calcularemos finalmente el resultado de ambas dimensiones.

A continuación, fijamos la longitud L_{k1}' en 200 mm lo que nos da un canto de 1,87 mm el cual consideramos aceptable para el diseño.

A esta longitud L_{k1}' se le añaden los 15 mm de distancia que existen a ambos lados entre el extremo de la pieza y los orificios, resultando una longitud $L_{k1} = 230$ mm

Para el cálculo de la masa M_2 , seguiremos el mismo procedimiento que para la masa M1. Primero se calculará la longitud L_{M2} mediante el empleo de la siguiente fórmula:

$$L_{M2} = dist_{celulas} - 2 \cdot L_{k1} + 2 \cdot L_e + M_t = 723 \text{ mm} \quad (11)$$

Siguiendo el criterio de unificar el ancho de todas las masas estableceremos b_{M2} como 80 mm y con ayuda de la densidad del aluminio calcularemos el canto.

$$b_{M1} = b_{M2} = b_{M3} = 80 \text{ mm} \quad (12)$$

En este caso el valor de la masa M2 es diferente a la de M1 teniendo esta un valor de 5,8 kg.

Para esto, utilizaremos las fórmulas 7 y 8 obteniendo así un valor de:

$$h_{M2} = 37,14 \text{ mm}$$

7.5.3 CÁLCULO TERCER PISO DEL MODELO

Para finalizar con el diseño del modelo estableceremos las dimensiones de las placas K_2 y la masa M_3 .

Para el cálculo de las placas K_2 seguiremos exactamente el mismo razonamiento que para las placas K_1 de modo que podemos obviar el desarrollo y concluir en:

$$L_{k2} = 336 \text{ mm}$$

$$h_{k2} = 2,49 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la masa M3 utilizaremos la siguiente ecuación para definir su longitud:

$$L_{M3} = L_{M2} - 2 \cdot L_{k2} + 4 \cdot L_e = 111 \text{ mm} \quad (13)$$

De nuevo para el cálculo del canto utilizamos las ecuaciones 9 y 10 teniendo en cuenta que:

$$M2 = M3 = 5,8 \text{ kg} \quad (14)$$

Con todo esto, obtenemos un canto:

$$h_{M3} = 241,91 \text{ mm}$$

Para concluir con las dimensiones del modelo, se representa en una tabla las dimensiones de cada pieza que lo conforma de modo que podamos tener una perspectiva más exacta y resumida del tamaño definitivo del pantógrafo.

Pieza	Alto (mm)	Ancho (mm)	Largo (mm)
K_c	1,38	60	305
M_1	35	80	873
K_1	1,87	60	230
M_2	37,14	80	723
K_2	2,49	60	336
M_3	241,91	80	111

Tabla 7. Dimensiones Elementos.

8 CÁLCULO RESISTENTE

En este trabajo se realizarán los cálculos teóricos correspondientes a fallo estático, fatiga y vibraciones. Se valorará la eficacia del modelo y en base a los puntos más críticos se realizarán los cambios en el diseño necesarios.

Para los cálculos a fallo estático y fatiga se han obtenido los valores tras realizar una simulación con la catenaria modelo C350 a 300 km/h con un valor de $F_0 = 170N$. Esta F_0 es usada para elevar el pantógrafo a una altura determinada ya que éste descansa sobre el suelo.

Estos valores están representados en gráficas de donde obtendremos los valores necesarios para el cálculo. A estos valores obtenidos, y dado que es necesaria la fuerza F_0 para la simulación, deberemos sumarles el valor medio de las fuerzas y restarles el peso que cada placa está soportando para así poder compensar el valor de la fuerza F_0 .

8.1 CÁLCULO A FALLO ESTÁTICO

Para realizar el cálculo teórico a fallo estático tendremos en cuenta la fuerza máxima que se aparezca. Cuando el sistema se encuentra parado la única fuerza que está soportando es la fuerza peso del propio sistema, pero, sin embargo, cuando este está en movimiento la fuerza máxima que soporta es la propia del peso más las fuerzas inerciales pudiéndose dar aquí la situación más crítica siendo este instante el que ha de ser analizado. Teniendo esta fuerza máxima en cuenta calcularemos el momento flector máximo mediante prontuarios [18] y con ello la tensión máxima:

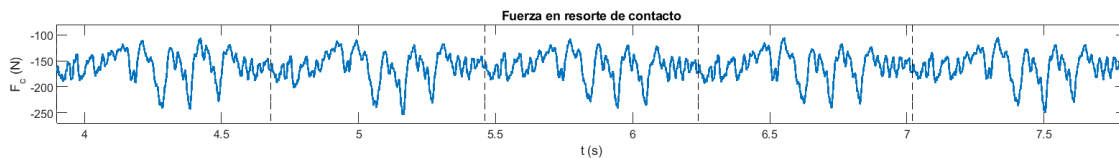
$$\sigma_{max} = \frac{M_{flectormax}}{W} \quad (15)$$

No hay que olvidar que, en este caso, y al estar tratando con materiales dúctiles no se debe aplicar ningún factor de corrección al cálculo. Además, el cálculo del coeficiente de seguridad X lo obtendremos teniendo en cuenta σ_{max} y S_y debido también a su condición de ductilidad.

$$X = \frac{S_y}{\sigma_{kc}} \quad (16)$$

8.1.1 MUELLE DE CONTACTO K_c

Tras realizar una simulación (ver Gráfica 1), se obtiene el siguiente valor para el primer resorte K_c del modelo:



Gráfica 1. Simulación Esfuerzos Muelle de Contacto K_c

Valor máximo: -105,59 N

Valor mínimo: -253,97 N

Valor medio: -160,6 N

Con lo cual el valor de fuerzas que soporta la placa K_c será el siguiente:

$$F_{resorte,contacto} = V_{m\acute{a}x} - (M1 + M2 + M3) \cdot g + V_{med} = -87,65N \quad (17)$$

Como tenemos dos placas que actúan como un único muelle el valor que ha de soportar cada placa será la mitad del esfuerzo total, por lo que:

$$F_{placa Kc} = \frac{F_{resorte,contacto}}{2} = -43,82N \quad (18)$$

Estos resultados nos sirven para obtener un orden de magnitud de las fuerzas dinámicas que se transmiten en cada uno de los resortes del modelo del pantógrafo.

En este primer resorte y en concordancia con su propiedad de viga biempotrada calculamos la tensión a fatiga de una de las placas (que se aplicará a la otra placa K_c por ser de dimensiones y material iguales)

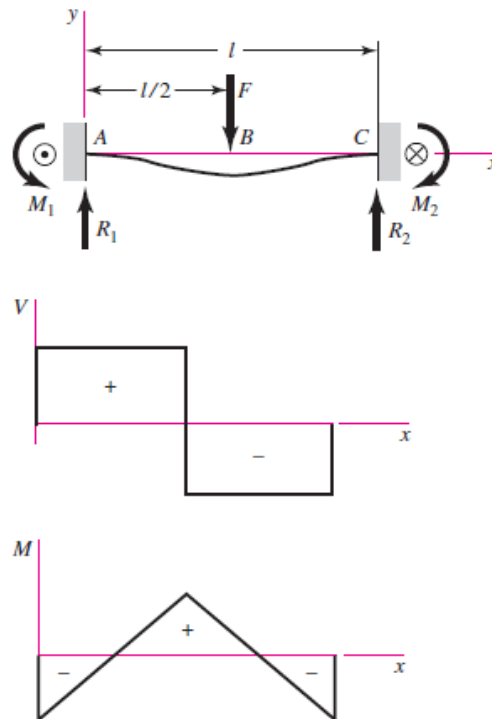


Figura 11. Diagrama de cortantes y momentos para un elemento biempotrado.

En primer lugar, calcularemos el momento flector máximo de la placa:

$$M = F_{placa K_c} \cdot \frac{L_{kc}}{8} = -1,67 Nm \quad (19)$$

Donde:

L_{kc} es la suma de la longitud de las dos placas K_c .

Y $F_{placa K_c}$ el valor de la fuerza aplicada en el centro de la placa que podemos obtener del estudio anterior y siendo la suma de la fuerza peso soportada por el muelle K_c y la fuerza a la que se ve sometido debido a su propio uso como:

$$F_{placa K_c} = -43,82N$$

Con todo esto obtenemos una tensión de:

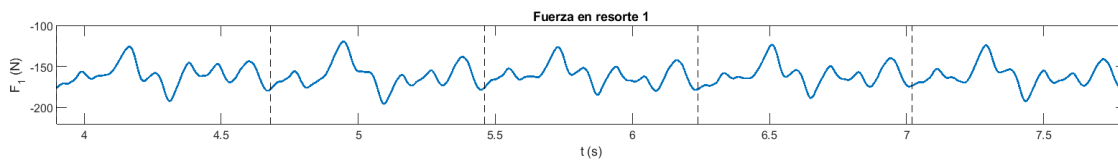
$$\sigma_{kc} = \frac{6 \cdot M}{(b_{kc} - d) \cdot h_{kc}^2} = -97,48 \text{ Mpa} \quad (20)$$

Comparando este valor con la tensión a rotura del acero ($S_f = 630 \text{ Mpa}$) obtenemos la siguiente relación:

$$X = \frac{S_f}{\sigma_{kc}} = 6,4 \quad (21)$$

8.1.2 MUELLE K_1

En este caso es igual que para el muelle K_C calcularemos la fuerza que soporta el resorte intermedio y el resorte superior.



Gráfica 2. Simulación Esfuerzos Muelle de Contacto K_1

Valor máximo: -119,61 N

Valor mínimo: -195,45 N

Valor medio: -160,7

Con lo cual el valor de fuerzas que soporta la placa kc será el siguiente:

$$F_{resorteK1} = (M_2 + M_3) \cdot g + V_{m\acute{a}x} = -166,51 \text{ N} \quad (22)$$

Como tenemos dos placas que actúan como el primer resorte el valor que ha de soportar cada placa será:

$$F_{placa K1} = F_{resorteK1} / 2 = -83,26 \text{ N} \quad (23)$$

En este caso las ecuaciones que se emplean para calcular tanto el máximo momento flector como la tensión máxima son diferentes ya que en este caso la pieza no tiene un agujero en el centro y se comporta como una viga con desplazamiento en el extremo tal y como podemos observar en la Imagen 7.

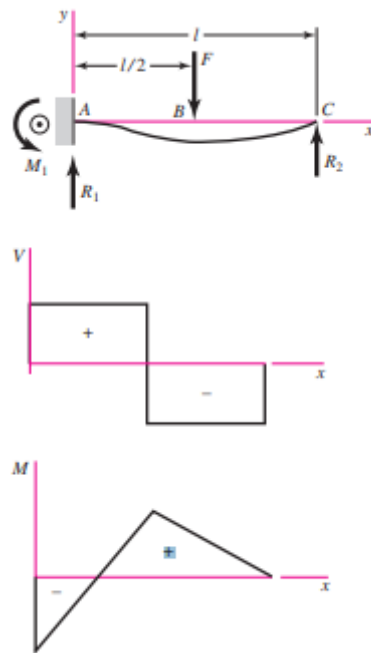


Figura 12. Diagrama de cortantes y momentos para un elemento biempotrado con carga en el extremo.

El Momento Flector Máximo se obtiene con la siguiente ecuación:

$$M_{K1} = F_{placa\ K1} \cdot \frac{L_{K1}}{2} = -9,57\ Nm \quad (24)$$

Y a continuación simplemente se aplica a la siguiente ecuación:

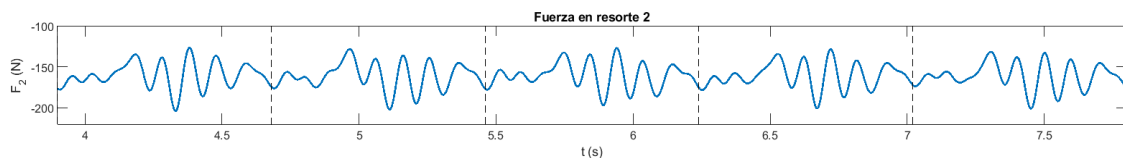
$$\sigma_{k1} = \frac{6 \cdot M}{b_{k1} \cdot h_{k1}^2} = -273,8\ Mpa \quad (25)$$

De nuevo, comparando este valor con la tensión a rotura del acero ($S_f = 630\ MPa$) obtenemos la siguiente relación:

$$X = \frac{S_f}{\sigma_{k1}} = 2,3 \quad (26)$$

8.1.3 MUELLE K_2

Al igual que en el muelle anterior, se parte de la simulación del muelle que se va a analizar.



Gráfica 3. Simulación Esfuerzos Muelle de Contacto K_2

Valor máximo: -126,7 N

Valor mínimo: - 203,82 N

Valor medio: -160,76 N

Con lo cual el valor de fuerzas que soporta la placa k_2 será el siguiente:

$$F_{resortek2} = M3 \cdot g + V_{m\acute{a}x} = -230,52N \quad (27)$$

Como tenemos dos placas que actúan como el primer resorte el valor que ha de soportar cada placa será:

$$F_{placa K2} = F_{resortek2}/2 = -115,28 N \quad (28)$$

Las placas K_2 se analizarán del mismo modo que las placas K_1 debido a que ambas comparten la misma distribución de cargas, con lo cual, atendiendo a las ecuaciones 24, 25 y 26 podemos concluir en que:

$$M_{K2} = -13,26Nm$$

$$\sigma_{k1} = -213,82MPa$$

$$X = \frac{S_f}{\sigma_{k2}} = 2,95 \quad (29)$$

8.2 CÁLCULO A FATIGA

Una vez comprado que a fatiga el pantógrafo no va a romper calcularemos el número de ciclos hasta fallo de los muelles.

Para ello, definiremos en primer lugar los factores que aplicaremos para calcular el número de ciclos.

1. Factor de corrección K_a :

$$K_a = a \cdot Su^b = 0.42 \quad (30)$$

Donde los valores a y b toman el valor de 57.7 y -0.718 debido a que el acabado superficial del material será laminado en caliente.

2. Factor de tamaño K_b :

$$K_b = \left(\frac{d_{eq}}{7.62}\right)^{-1.07} \quad (31)$$

Donde d_{eq} será el diámetro equivalente que obtenemos de las siguientes relaciones:

$$A = \pi \cdot \left[\left(\frac{d_{eq}}{2} \right)^2 - \left(\frac{0.094 \cdot d_{eq}}{2} \right)^2 \right] \quad (32)$$

$$A = 0.05 \cdot \frac{h}{2} \cdot (b - d) \quad (33)$$

Donde:

Ancho de la placa $b = 60 \text{ mm}$

Diámetro del orificio $d = 6 \text{ mm}$

Canto de la placa h que variará según la placa que analicemos.

Con todo esto el valor de K_b tomará los siguientes resultados:

Placa	Ancho (mm)	Factor K_b
Kc	1,38	1,088
K1	1,87	1,0718
K2	2,49	1,0566

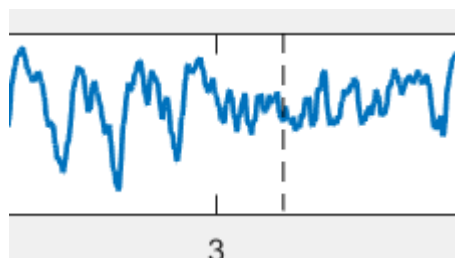
Tabla 8. Factores de tamaño y anchos de las placas.

3. Factor de confiabilidad K_e

En este caso se ha considerado una confiabilidad de 0,95 donde el factor de corrección toma un valor de 0,868.

8.2.1 MUELLE DE CONTACTO K_c

Para realizar este ensayo usaremos la Gráfica 1. El ciclo escogido es el que aparece representado en la Gráfica 4.

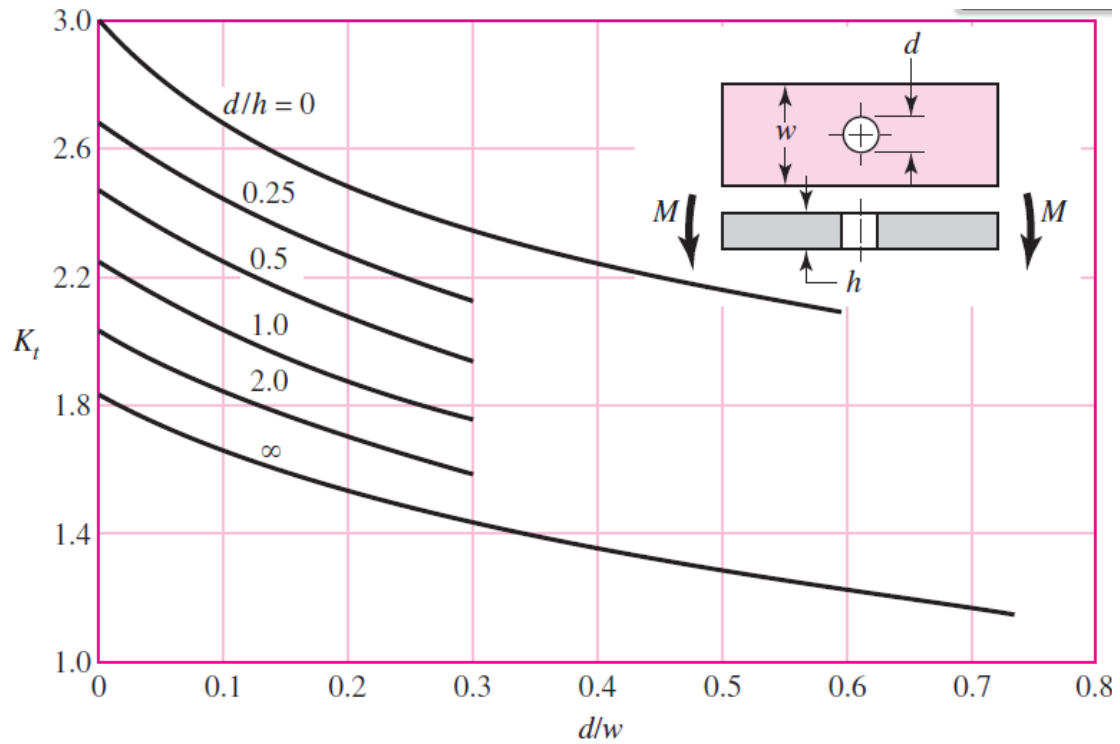


Gráfica 4. Ciclo asociado a la Gráfica 1.

Además de los factores mencionados anteriormente en las placas Kc hay que tener en cuenta K_f ya que cuenta con un orificio en el centro [19].

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (34)$$

El factor K_t lo obtendremos de la Gráfica 5 [18].



Gráfica 5. Obtención de K_t .

$$\frac{d}{w} = \frac{6}{60} = 0,1 \quad (34)$$

$$\frac{d}{h} = \frac{6}{1.38} = 4,34 \quad (35)$$

Con lo cual:

$$K_t = 1,6$$

Por otro lado, el cálculo de q obedece a la siguiente fórmula:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (36)$$

Siendo:

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1.92}} = 0,098 \text{ mm} \quad (37)$$

$$\rho = \frac{d}{2} = 3mm \quad (38)$$

Con lo cual y aplicando todas las relaciones anteriores obtenemos un factor K_f :

$$K_f = 1,679$$

Llegados a este punto calcularemos S_{10^3} y S_{10^6} :

$$S_{10^3} = 0.9 \cdot Su \cdot K_e = 742,14 MPa \quad (39)$$

$$S_{10^6} = 0.5 \cdot Su \cdot K_a \cdot K_b \cdot \frac{K_e}{K_f} = 0,118 MPa \quad (40)$$

Y teniendo en cuenta la relación 40 conseguimos C y D:

$$S_N = C + D \cdot \log(N) \quad (41)$$

$$C = 1484,162$$

$$D = -247,3406$$

Una vez llegados a este punto calcularemos las tensiones medias y alternantes de cada pico-valle, obtendremos su S_N equivalente con la ecuación 40 obtendremos N para cada relación pico-valle. Finalmente, y mediante la regla de Palmgren-Miner obtenemos la vida de las placas K_c

$$B = 1 \div \sum \frac{n_i}{N_i} = 50828 \text{ciclos} \quad (42)$$

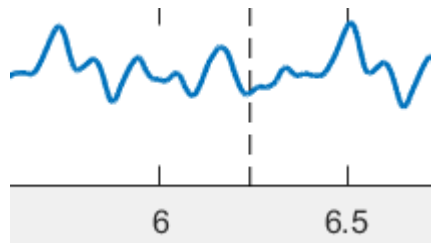
Teniendo en cuenta, tal y como podemos observar en la gráfica 1 que la duración de un ciclo es de 0.78s podemos obtener la vida de la placa K_c en horas.

$$\text{Tiempo vida útil} = B \cdot \text{duración ciclo (s)} = 39646s \quad (43)$$

$$\text{Tiempo vida útil} = 11h$$

8.2.2 MUELLE K1

Para el cálculo de las placas K_1 tendremos en cuenta el mismo razonamiento que para las placas anteriores, pero sin tener en cuenta el factor K_f . Para realizar este ensayo usaremos la Gráfica 6.



Gráfica 6. Ciclo asociado a la Gráfica 2.

Debido a que no se tiene en cuenta el factor K_f debemos volver a calcular las constantes C y D para calcular el número de ciclos que resistirá la placa. Con las ecuaciones 40 y 41 y obtenemos:

$$C = 1484,084667$$

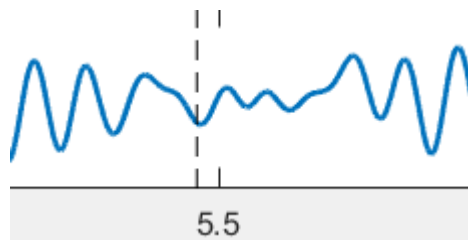
$$D = -247,3148889$$

$$B = 122535 \text{ ciclos}$$

$$\text{Tiempo vida útil} = 26\text{h } 33\text{min}$$

8.2.3 MUELLE K2

Para las placas que actúan como muelle k2 seguiremos exactamente el mismo razonamiento que para las placas k1. Con lo cual directamente podemos afirmar que:



Gráfica 7. Ciclo asociado a la Gráfica 3.

$$B = 126562 \text{ ciclos}$$

$$\text{Tiempo vida útil} = 27\text{h } 25\text{min}$$

8.3 ESTUDIO EN VIBRACIONES

Para realizar el modelado del sistema y el ensayo por elemento finitos usaremos el programa para modelado de sólidos en 3D SolidWorks 2018. Este programa es una herramienta potente de cálculo de gran sencillez para el modelado.

Para el estudio de los modos de vibración se ha utilizado el complemento de cálculo mediante elementos finitos de SolidWorks simulation con el Solver Direct Sparse de Intel.

Este modelo consiste en la aplicación de una restricción de geometría fija en los orificios donde se encuentran las galgas extensiométricas para analizar el comportamiento del sólido a las vibraciones que soportará durante su uso.

Los datos obtenidos son los que se presentan a continuación:

Ensayo 1. A una frecuencia de 6,4707 Hz:

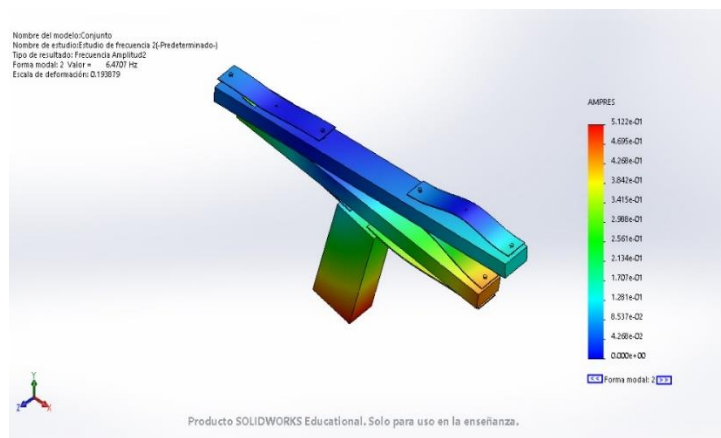


Figura 13. Ensayo a una frecuencia de 6,4707 Hz.

Ensayo 2. A una frecuencia de 11,838 Hz:

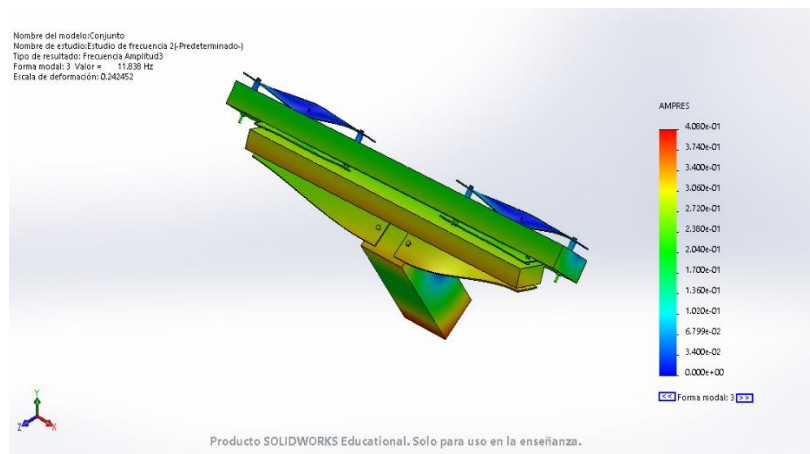


Figura 14. Ensayo a una frecuencia de 11,838 Hz.

Ensayo 3. A una frecuencia de 18,221 Hz:

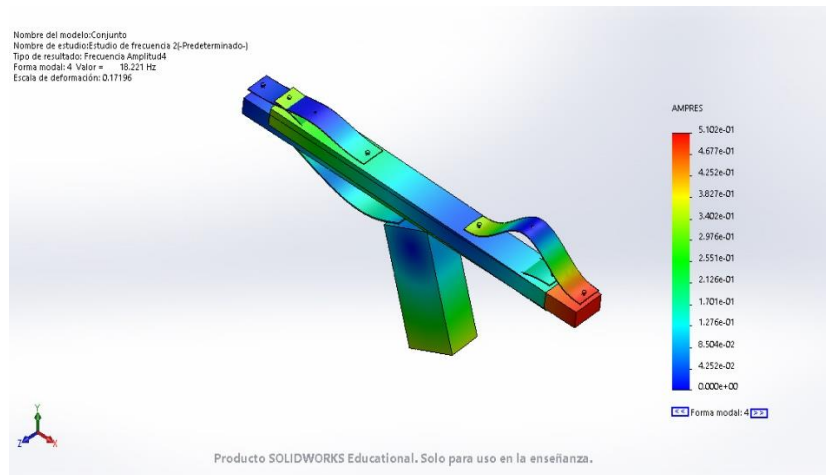


Figura 15. Ensayo a una frecuencia de 18,221 Hz

Como se puede observar, aparecen modos de vibración no paralelos al eje Y. Esto no se corresponde con la realidad, puesto que los pantógrafos únicamente sufren movimientos en el eje vertical por el movimiento ocasionado por las vibraciones producidas por la catenaria.

Para poder modelizar este comportamiento, se va a realizar una restricción del movimiento en el eje X de manera que solo quede con libertad en el eje Y. Para ello, se pondrán como condición de restricción un par de guías para impedir el movimiento horizontal quedando el análisis de vibraciones de la siguiente manera:

Ensayo 1. A una frecuencia de 2,1397 Hz

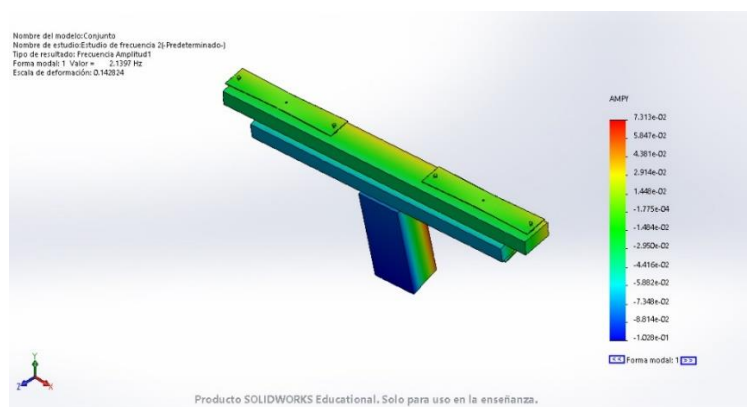


Figura 16. Ensayo a una frecuencia de 2,1397 Hz con restricción en el eje X.

Ensayo 2. A una frecuencia de 5,0433 Hz

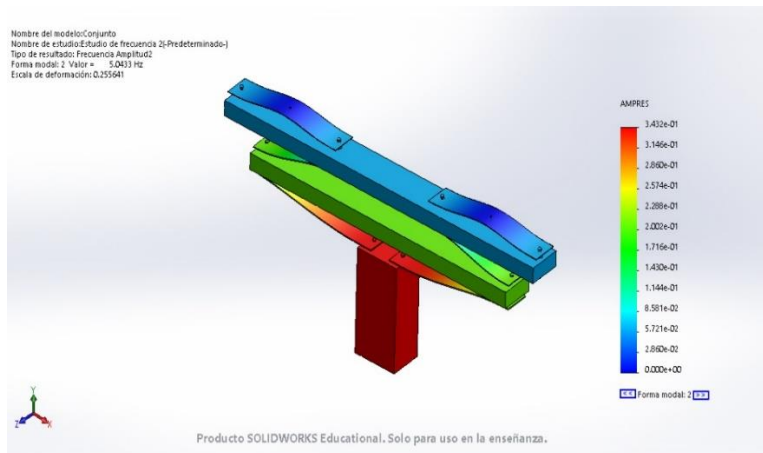


Figura 17. Ensayo a una frecuencia de 5,0433 Hz con restricción en el eje X.

Ensayo 3. A una frecuencia de 12,319 Hz

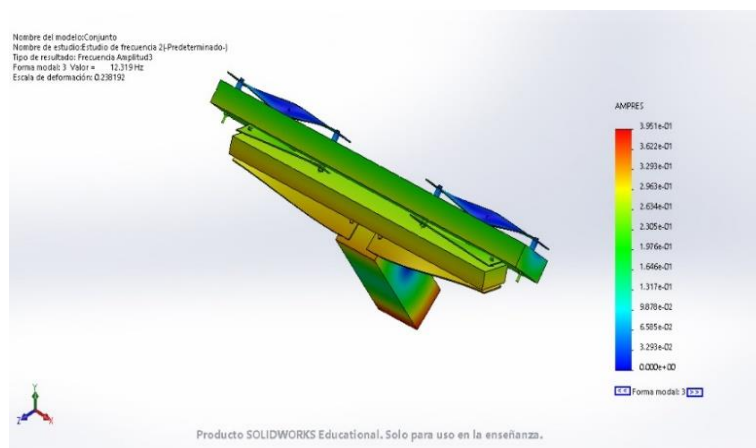


Figura 18. Ensayo a una frecuencia de 12,319 Hz con restricción en el eje X.

Ensayo 4. A una frecuencia de 12,45 Hz:

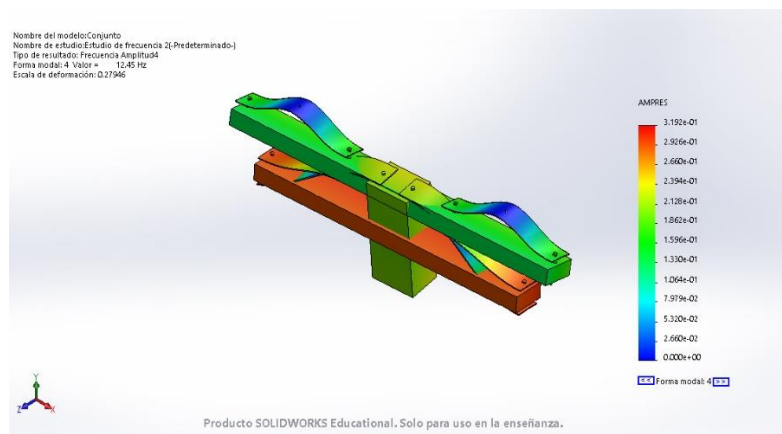


Figura 19. Ensayo a una frecuencia de 12,45 Hz con restricción en el eje X

Frecuencia nº	Hertz
1	2.1397
2	5.0433
3	12.319
4	12.45

Tabla 9. Frecuencias

Como se puede observar en las simulaciones la altura entre los diferentes pisos no es suficiente como para garantizar que no existirá una colisión entre ellos una vez puesto en funcionamiento.

Es por esto, que se opta por aumentar la distancia entre las masas. Además, para materializar el movimiento únicamente en el eje Y se van a construir dos guías verticales a ambos lados de cada masa aprovechando que todas tienen el mismo ancho.

De este modo el modelado del modelo quedaría de la siguiente manera:

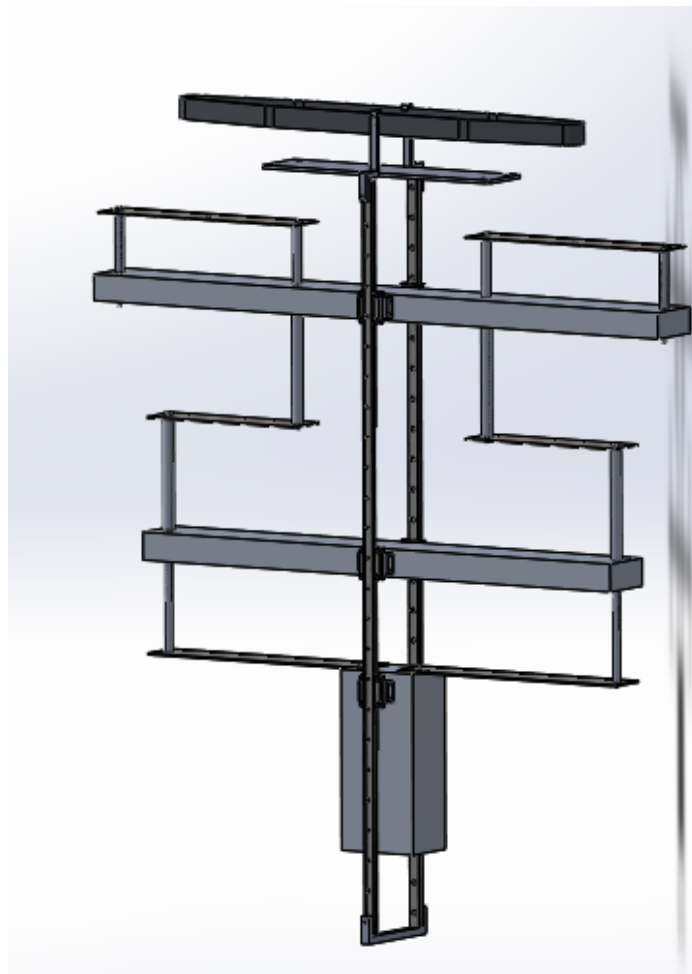


Figura 20. Pantógrafo con guías.

La pieza superior, el soporte de las células de carga, es la pieza que une el banco de ensayo con el pantógrafo. De ella, cuelga una pieza compuesta por dos subpiezas que impiden que la unión se vea comprometida cuando el modelo de masas se excite. La primera pieza es la base que va atornillada a la parte inferior de la pieza que une el pantógrafo con el banco. Entre estas dos piezas existe una distancia libre debido a que de la pieza que conecta el banco con el pantógrafo por debajo sobresalen elementos de unión con el banco de ensayos. Por la parte superior está sujeto por dos pequeñas piezas que actúan de ganchos y refuerzan a la sujeción anterior.

A cada extremo se ha colocado una guía vertical para impedir limitar el movimiento a un solo grado de libertad. Además, en la parte inferior de las guías se ha colocado una pieza para unir las de modo que debido a las fuerzas que se producen en la guía por el movimiento del pantógrafo estas no tiendan a separarse ni deformarse.

Con los nuevos elementos añadidos y el aumento de la distancia entre las masas del modelo el nuevo ensayo de vibraciones queda del siguiente modo:

Ensayo 1. A una frecuencia de 5,6681 Hz.

En este ensayo además se ha incluido las cargas y restricciones bajo las cuales se ha realizado el ensayo de vibraciones.

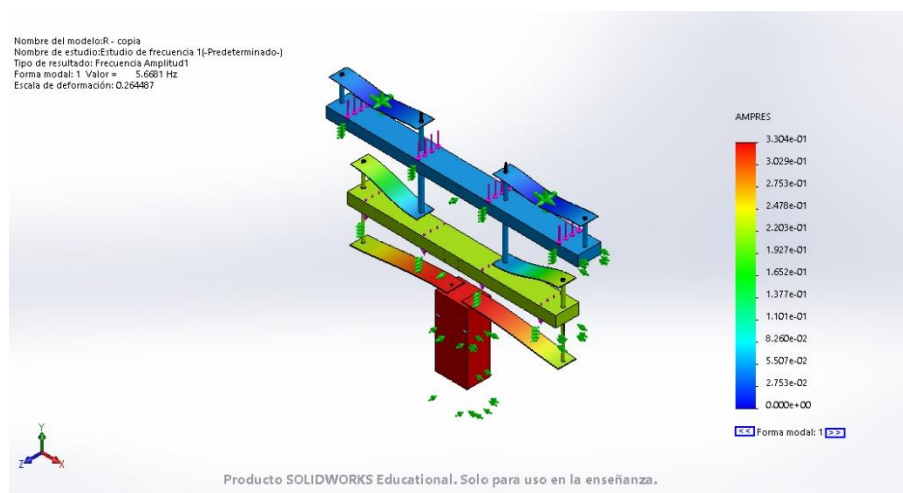


Figura 21. Ensayo a una frecuencia de 5.67 Hz y un solo grado de libertad.

Ensayo 2. A una frecuencia de 15,203 Hz.

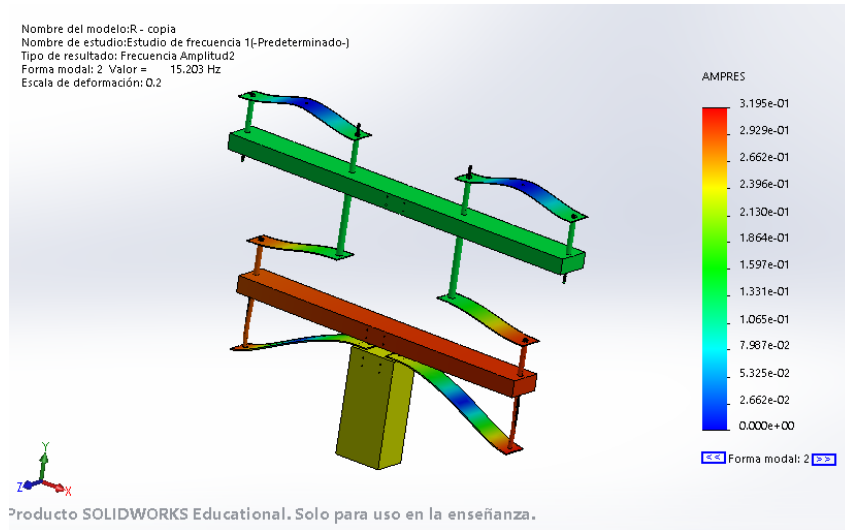


Figura 22. Ensayo a una frecuencia de 15,203 Hz y un solo grado de libertad.

Ensayo 3. A una frecuencia de 21,677 Hz.

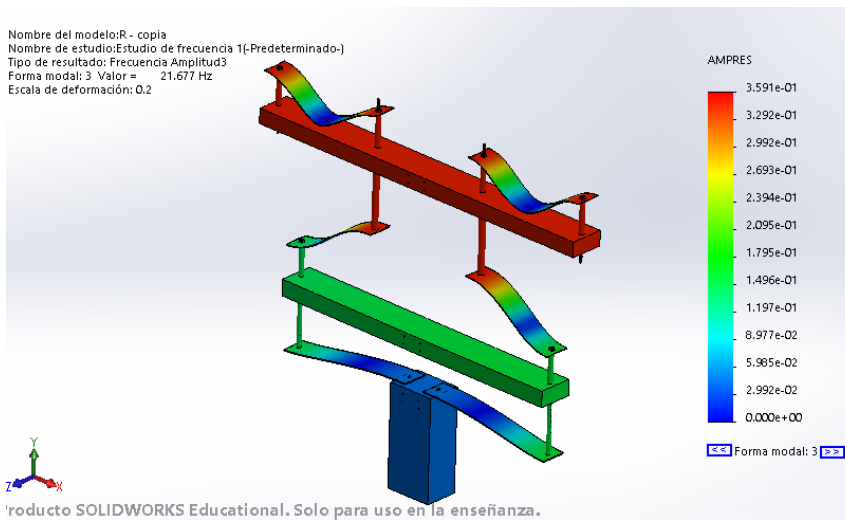


Figura 23. Ensayo a una frecuencia de 21,677 Hz y un solo grado de libertad.

Ensayo 4. A una frecuencia de 70,654 Hz.

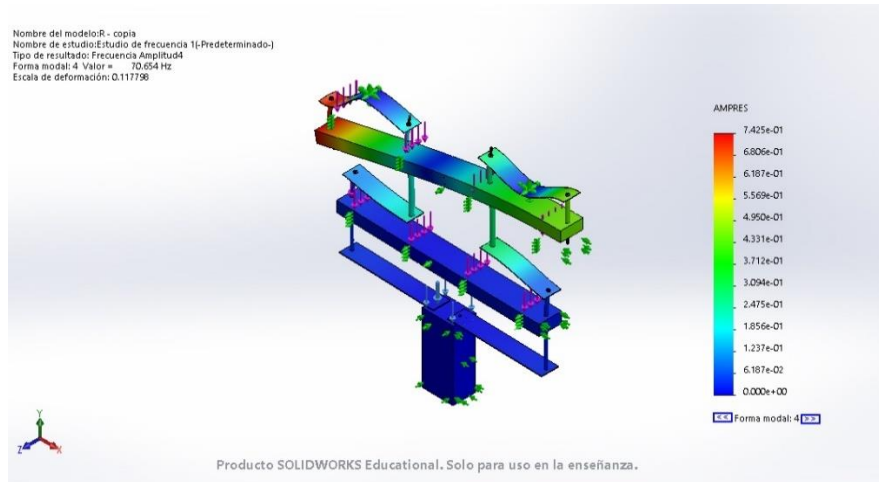


Figura 24. Ensayo a una frecuencia de 70,654 Hz y un solo grado de libertad.

Frecuencia nº	Hertz
1	5.6681
2	15.203
3	21.677
4	70.654

Tabla 10. Frecuencias

Debido a la complejidad del mallado en este caso se ha realizado una malla sólida basada en curvatura (necesaria para poder mallar los pernos con el programa Solidworks).

Esta malla cuenta con 29 puntos Jacobianos y un tamaño máximo y mínimo del elemento de 31,63mm y 6,33mm con elementos cuadráticos de alto orden, lo que la convierte en una malla bastante precisa.

9 CONCLUSIONES

Tal y como se puede ver en el apartado 8 se ha realizado un diseño del modelo de masas de pantógrafo que a priori cumple con las condiciones requeridas para la ejecución de los ensayos por parte del departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales.

Podemos observar en primer lugar que el modelo resistirá a fallo estático sin embargo durante los ensayos las placas que actúan como muelles deberán ser sustituidas varias veces ya que tienen diferente vida útil entre ellas siendo Kc la primera en romper.

Respecto a los ensayos de vibraciones, gracias a la implementación de las guías verticales y el aumento de la distancia entre las masas se consiguen resultados satisfactorios que descartan las vibraciones no verticales del sistema como un factor de error.

9.1 POSIBILIDADES DE MEJORA

En cuanto a las dimensiones de las placas se han buscado las dimensiones óptimas para la ejecución del proyecto sin tener en cuenta los costes extras asociados a espesores no normalizados. Es por esto, que en un futuro modelo será conveniente ajustar las dimensiones de las placas a valores comerciales para reducir costes.

No se debe olvidar que en este trabajo se dimensiona con ensayos teóricos siendo posiblemente necesario modificar algún elemento tras los ensayos reales una vez el modelo esté construido para ello se puede emplear una técnica de caracterización dinámica experimental.

10 BIBLIOGRAFÍA

- [1] <http://www.larevista.ec/cultura/historia/Richard-Trevithick-con-vapor-movio-al-mundo> (10-7-2019)
- [2] <https://treneando.com/2009/11/15/siemens-y-los-130-anos-del-primer-tren-electrico/> (10-7-2019)
- [3] <http://ferropedia.es/mediawiki/index.php/Catenaria> (10-7-2019)
- [4] <https://www.elperiodico.com/es/sociedad/20060924/tgv-francia-celebra-25-anos-de-tren-de-alta-velocidad-5393400> (10-7-2019)
- [5] https://cinco dias.elpais.com/cinco dias/2017/08/01/companias/1501581953_472228.html (10-7-2019)
- [6] https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/17989/PFC_Cesar_Clemente_Bueno.pdf?sequence=1 (10-7-2019)
- [7] [https://www.ica.es/contenidos/publicaciones/anales/pag_30-35_\(III-2006\)-1269.pdf](https://www.ica.es/contenidos/publicaciones/anales/pag_30-35_(III-2006)-1269.pdf) (10-7-2019)
- [8] Rev. Int. Métodos Numéricos Cálculo Dist Ing. Vol. 23, 1, 15-33 (2007)
- [9] Inf. Tecnológica v.17 n.3 La Serena 2006 , pag 138-146
- [10] Taylor & Francis Group, “Vehicle System Dynamics 2015” Vol 53, No, 3, 402-411
- [11] <https://www.stemann.de/de/produkte/dachstromabnehmer> (10-7-2019)
- [12] http://www.adif.es/es_ES/comunicacion_y_prensa/fichas_de_actualidad/ficha_actualidad_00070.shtml (10-7-2019)
- [13] Información Tecnológica-Vol. 15 N°6-2004, págs.: 79-87
- [14] http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=548b85fced2548a7be36d02b34db686f (13-6-2019)
- [15] https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros_construccion_ThyssenKrupp.pdf (13-6-2019)
- [16] <https://ggdmetals.com.br/es/produto/sae-1020/> (13-6-2019)
- [17] Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Mecánica de los Medios Continuos y Teoría de Estructuras. “Elasticidad y Resistencia de Materiales”.
- [18] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. “Shindley’s Mechanical Engineering Design”, Nine Edition

[19]

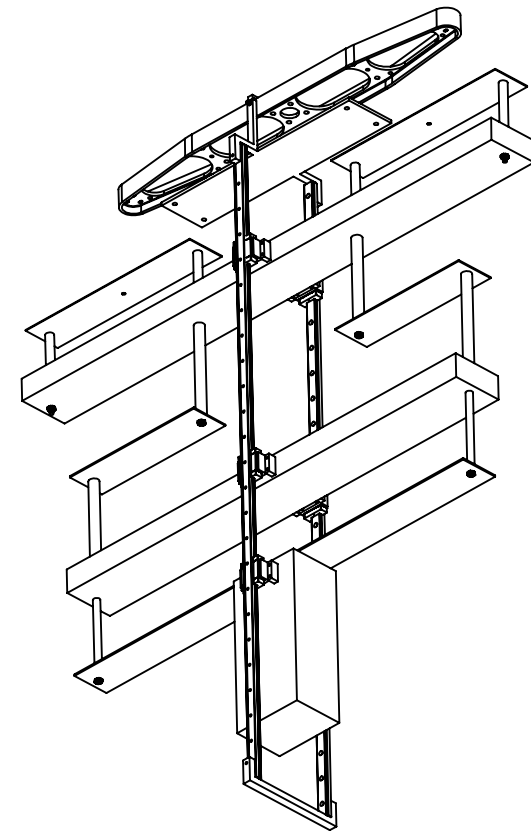
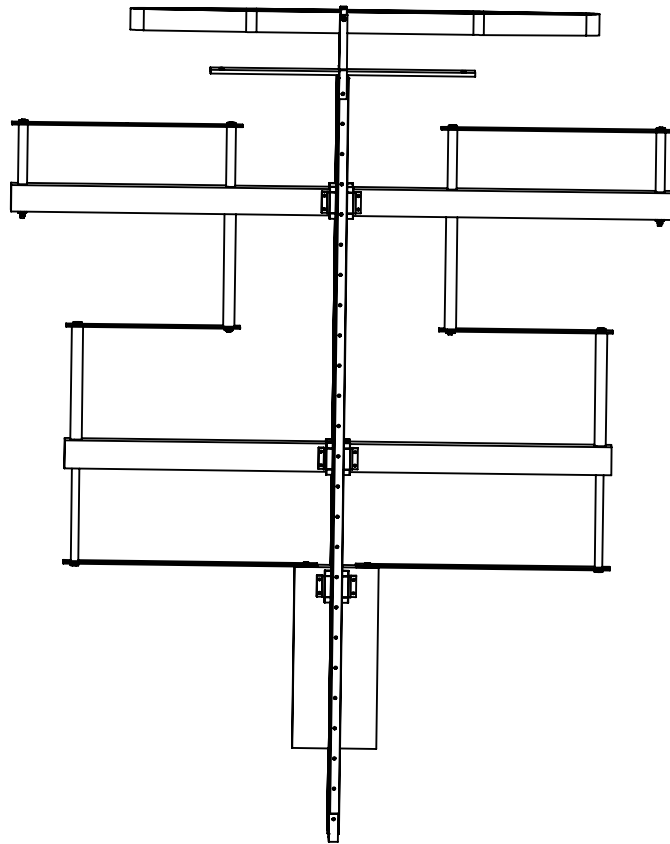
<https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S0168874X16303596?token=7C8886D0A00679C84ED7B4A2A55472731F3491BA4EB55543B4904A4B1B217D7C88E8E218D13855091AD760A96F249A>
EC (10-7-2019)

[20] <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168874X19300678?via%3Dihub#bib3>
(10-7-2019)

PLANOS

11 ÍNDICE DE PLANOS

0. Modelo
1. Conjunto
2. Masa M1
3. Masa M2
4. Masa M3
5. Placa Kc
6. Placa K1
7. Placa K2
8. Casquillo Placa Kc
9. Casquillo Placa K1 Inf
10. Casquillo Placa K1 Sup
11. Sistema Carril-Guía
12. Acople
13. Enganche Sop. Células
14. Gancho
15. Placa
16. Sujeción Guía Inferior
17. Unión Raíl Inferior



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
0

MATERIAL:


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

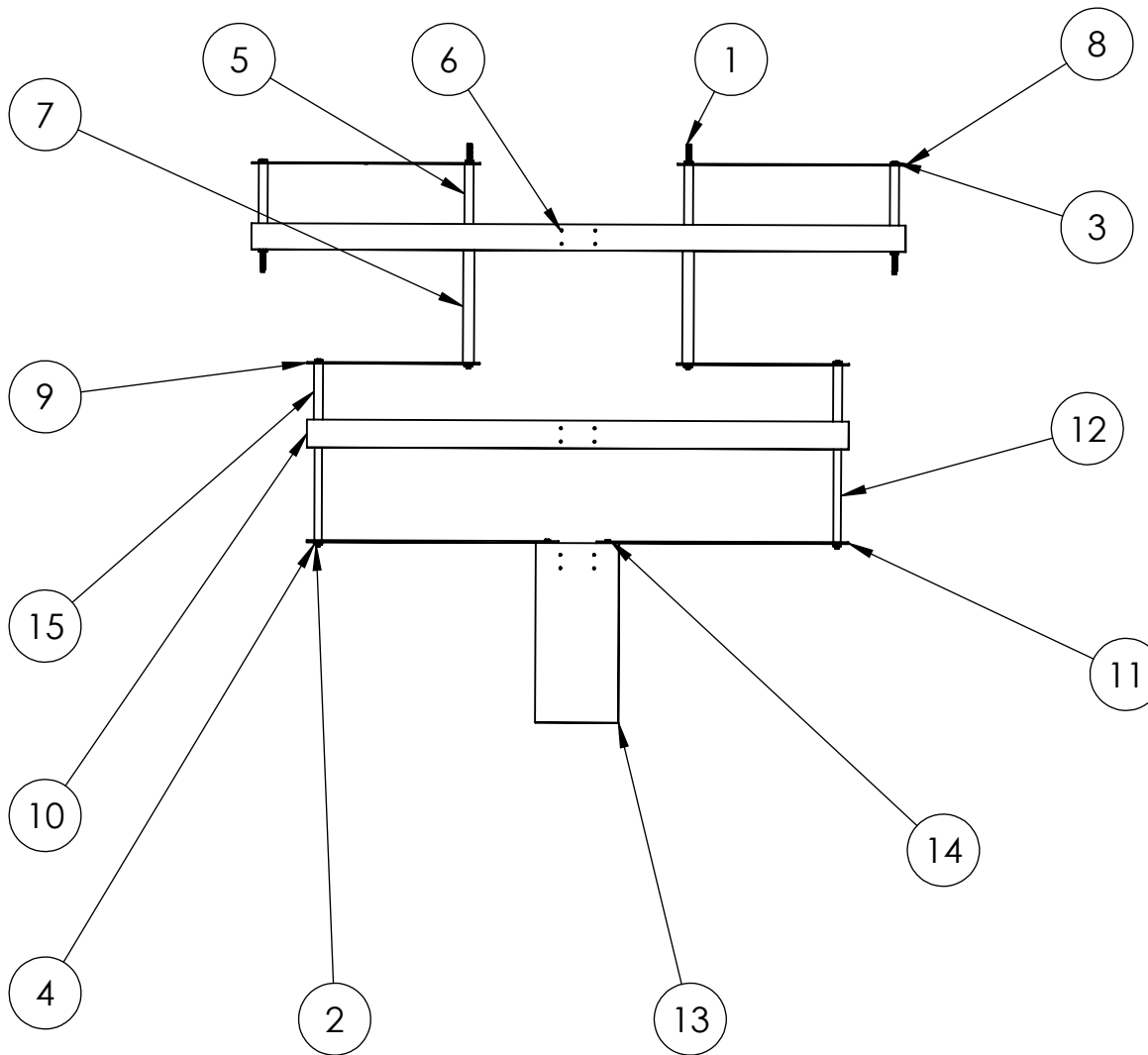
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

Modelo

A4

ESCALA:1:20



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Perno DIN 525 M6x250	2
2	Perno DIN 525 M6x300	2
3	Perno DIN 525 M6x300	2
4	Tuerca Hexagonal ISO 4035 - M6 - S	12
5	Casquillo Placa Kc	4
6	Masa M1	1
7	Casquillo Placa Kc	2
8	Placa Kc	2
9	Placa K1	2
10	Masa M2	1
11	Placa k2	2
12	Casquillo Placa K1 Inferior	2
13	Masa M3	1
14	Tornillo DIN 24015 Mhx30	2
15	Casquillo K1 Superior	2



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
1

MATERIAL:



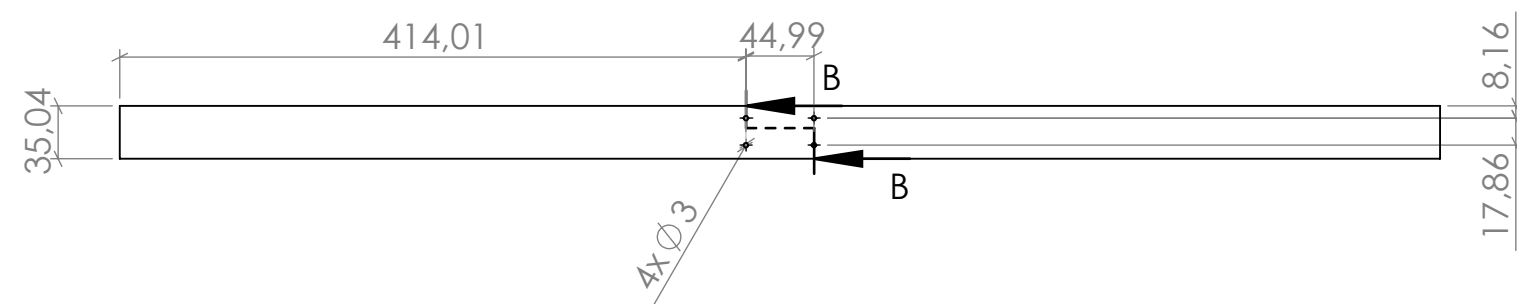
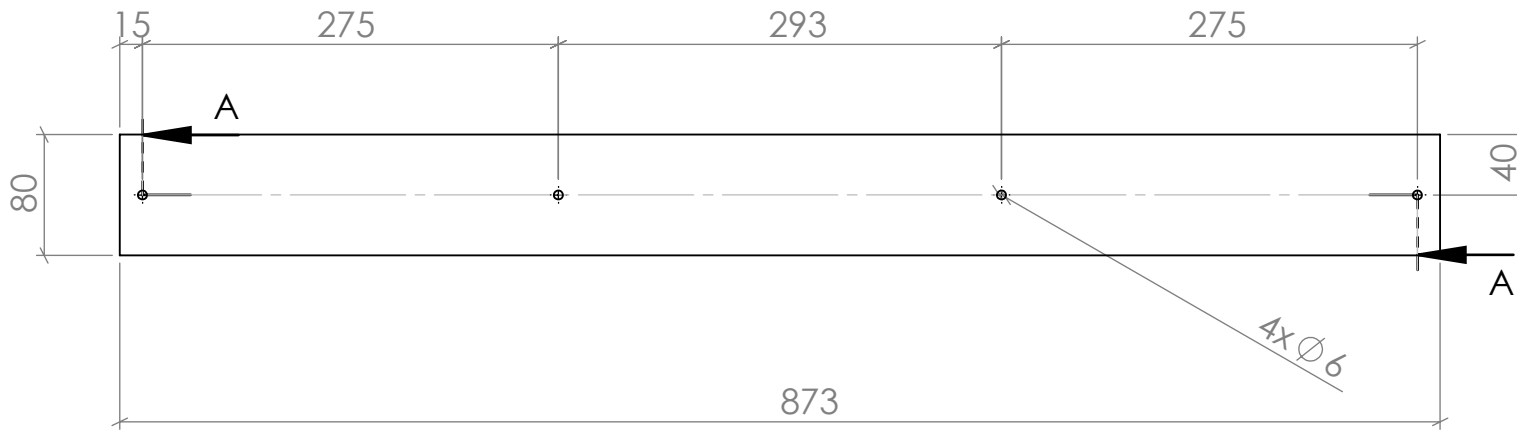
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

Conjunto

A4

ESCALA:1:10



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
2

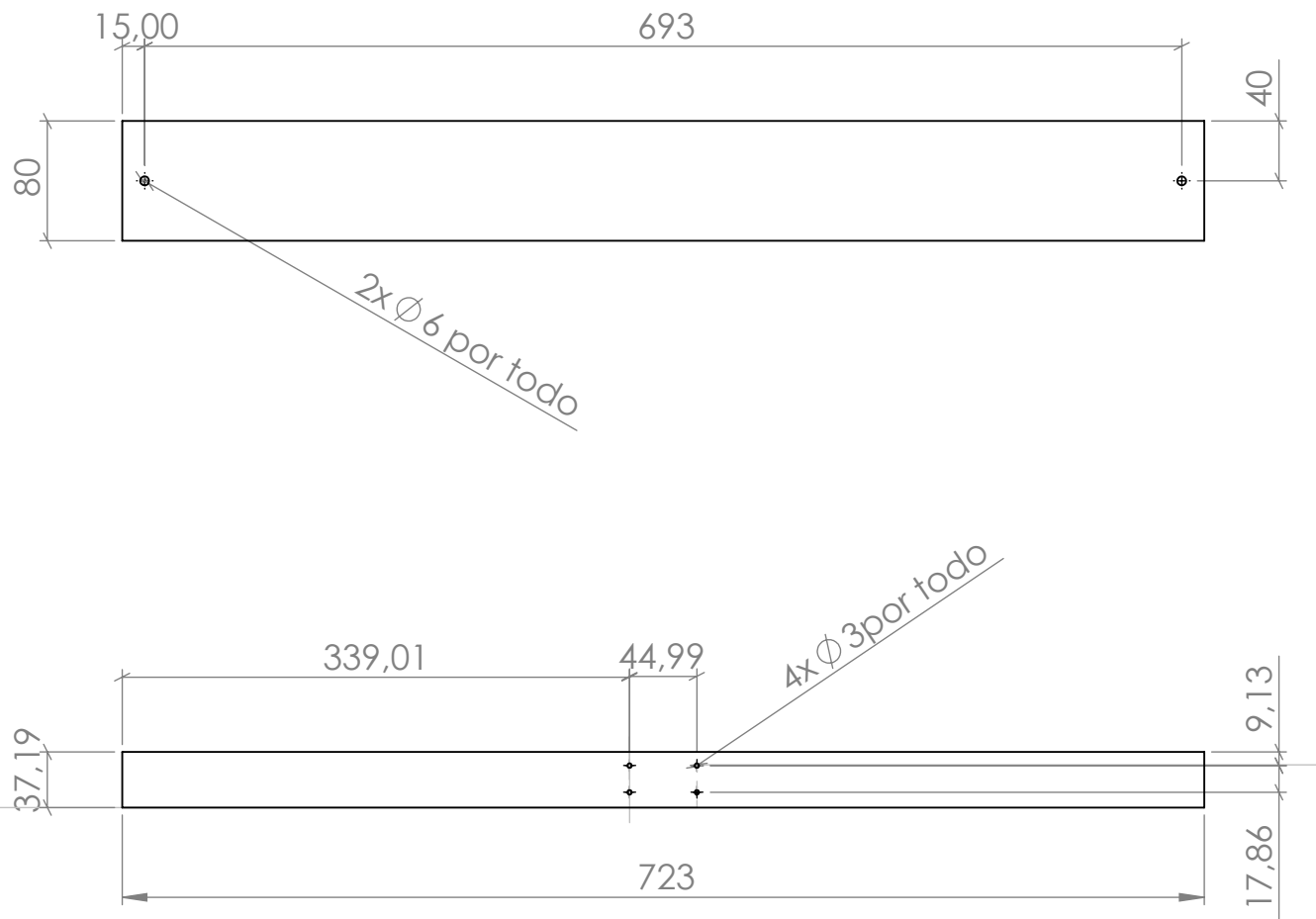
MATERIAL:
Aluminio 5086-H32



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO
Masa M1

A4
ESCALA:1:5



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:

3

MATERIAL:

Aluminio 5086-H32

NOMBRE

FIRMA

FECHA

N.º DE DIBUJO

A4

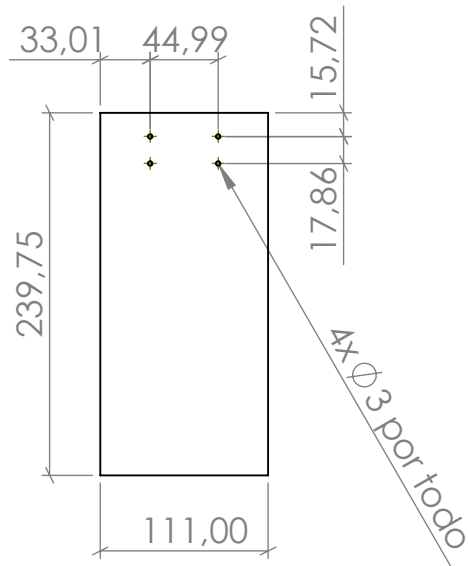
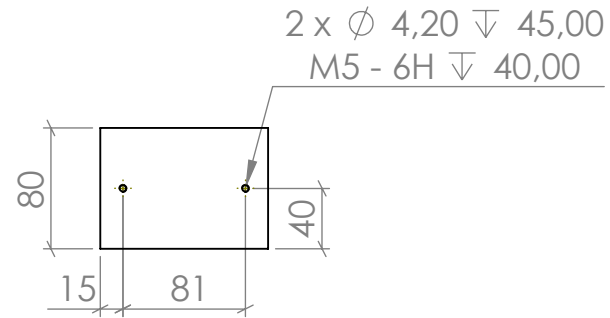
DIBUJ.

CRISTINA BELDAD

11/07/2019

Masa M2

ESCALA:1:5



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:

4

MATERIAL:

Aluminio 5086-H32

NOMBRE

FIRMA

FECHA

N.º DE DIBUJO

A4

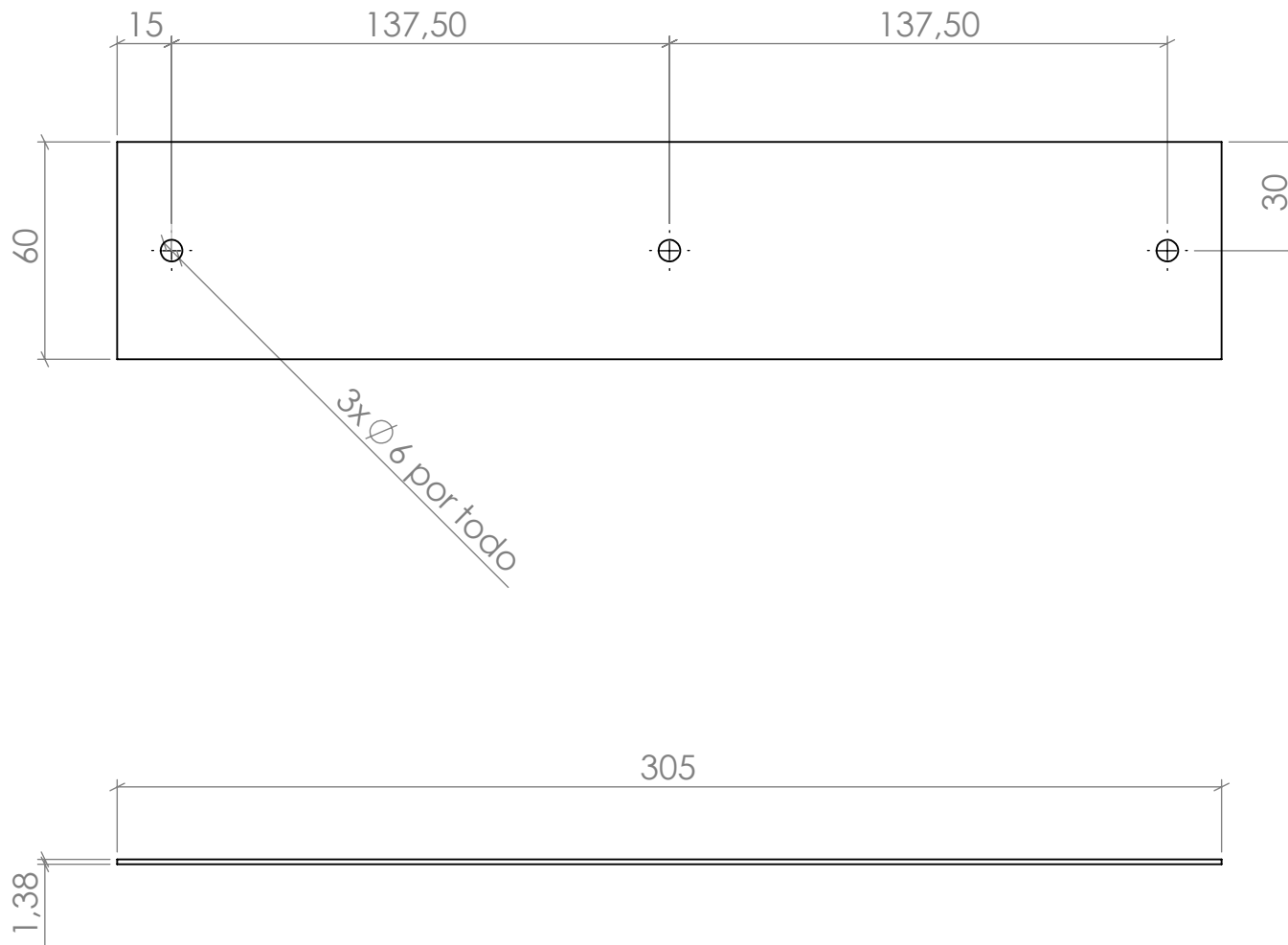
DIBUJ.

CRISTINA BELDAD

11/07/2019

Masa M3

ESCALA:1:5



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

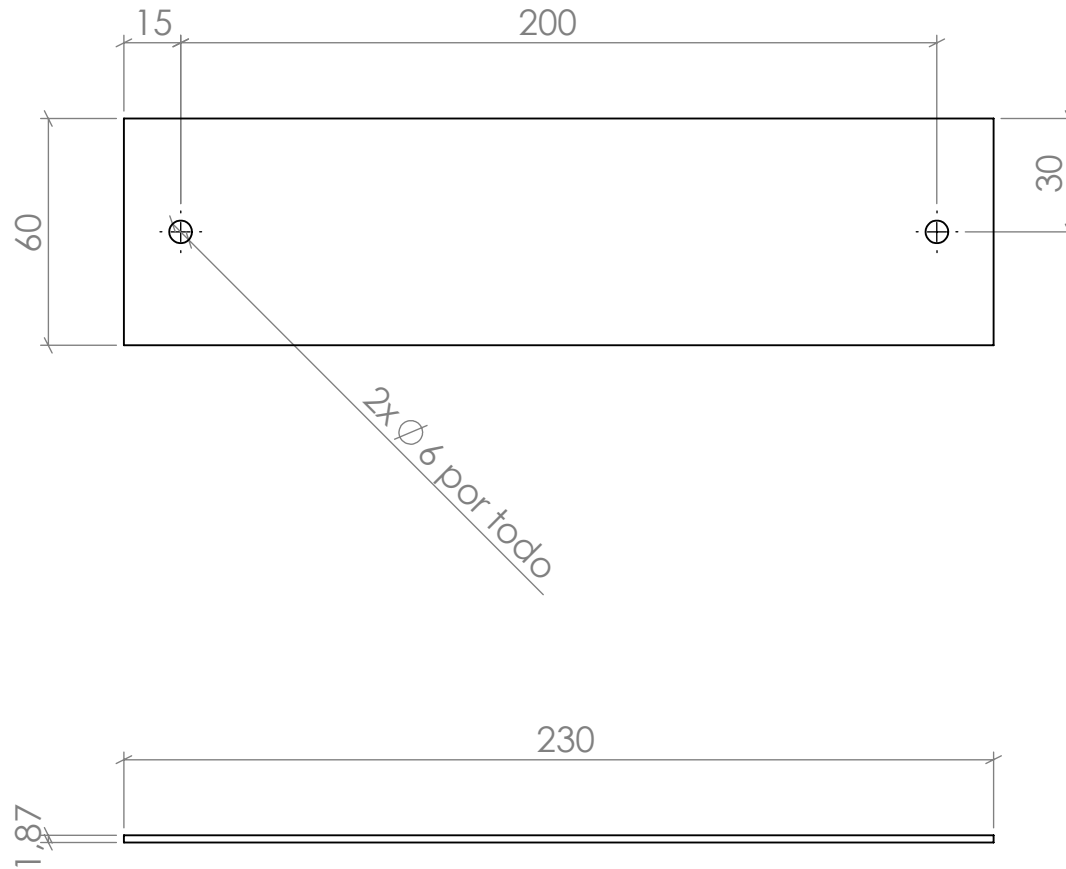
PLANO NÚMERO:
5

MATERIAL:

Acero F-143



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO	A4
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019	Placa Kc	ESCALA:1:5



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

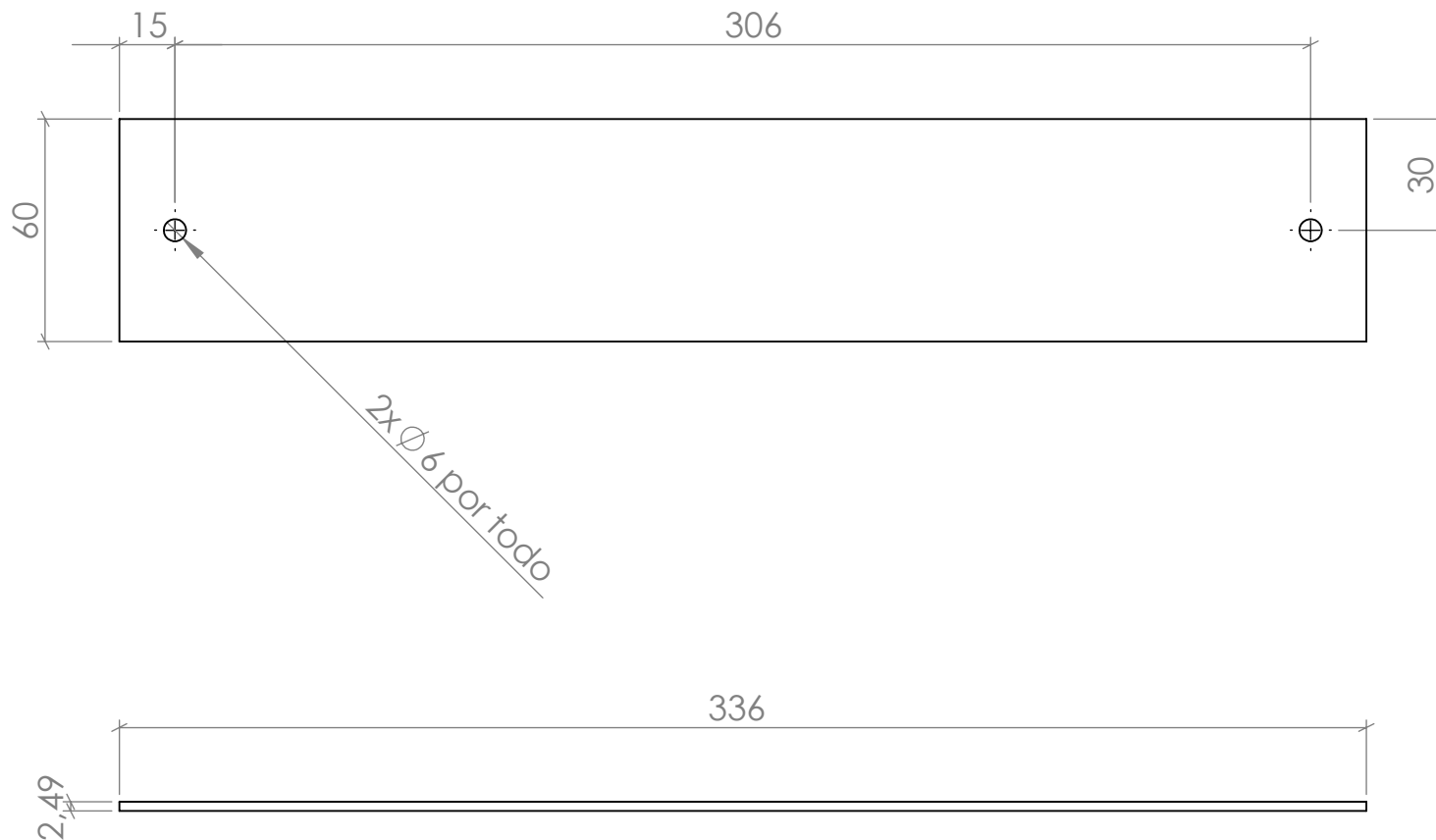
PLANO NÚMERO:
6

MATERIAL:

Acero F-143

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO	A4
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019	Placa K1	ESCALA:1:2



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

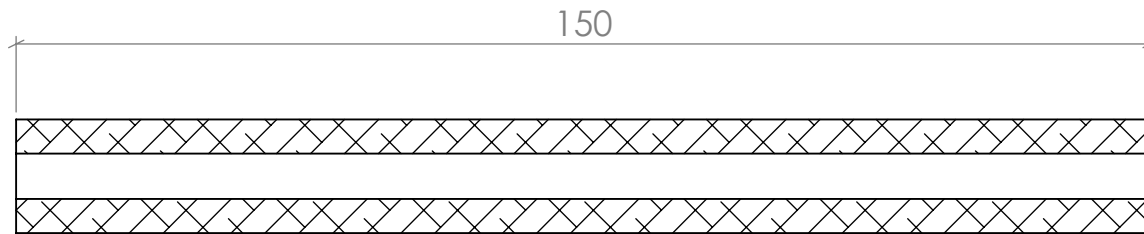
PLANO NÚMERO:
7

MATERIAL:

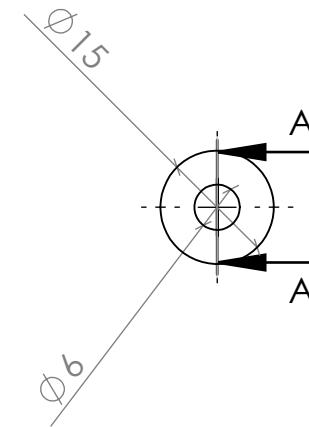
Acero F-143

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO	
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019	Placa K2	A4
					ESCALA: 1:5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
8

MATERIAL:

Acero SAE 1020


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

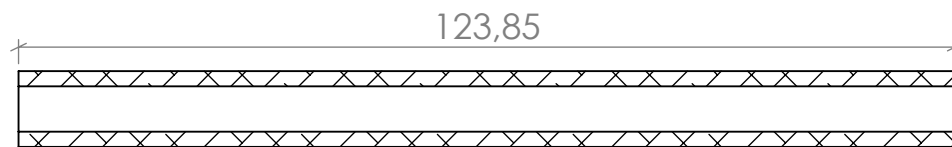
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

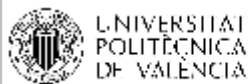
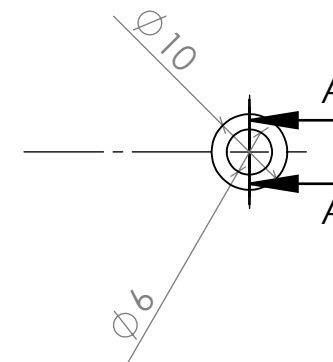
Casquillo Placa Kc

A4

ESCALA:1:1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
9

MATERIAL:

Acero SAE 1020



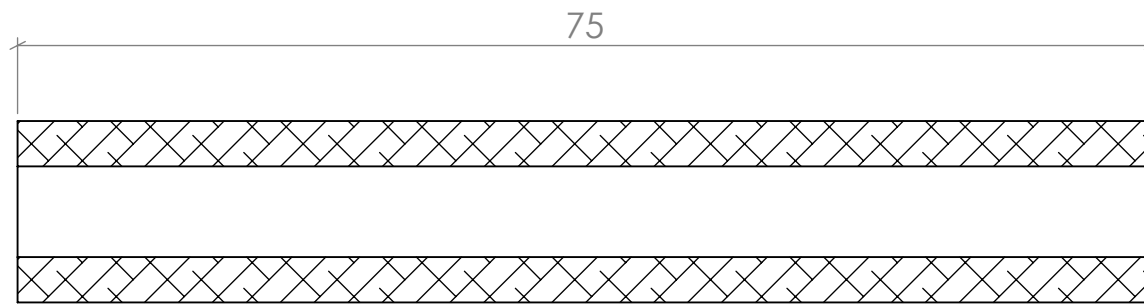
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

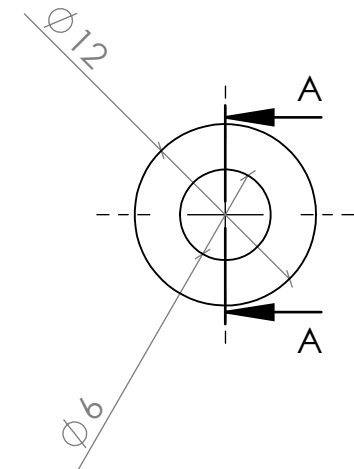
Casquillo Placa K1 Inf.

A4

ESCALA:1:1



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
10

MATERIAL:

Acero SAE 1020



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

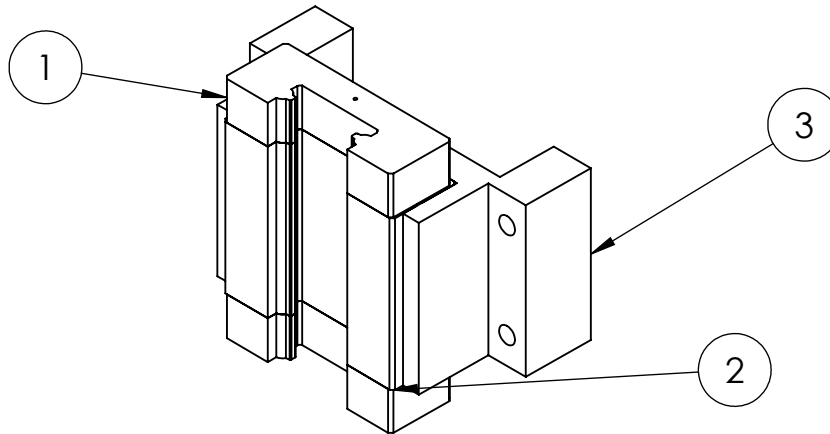
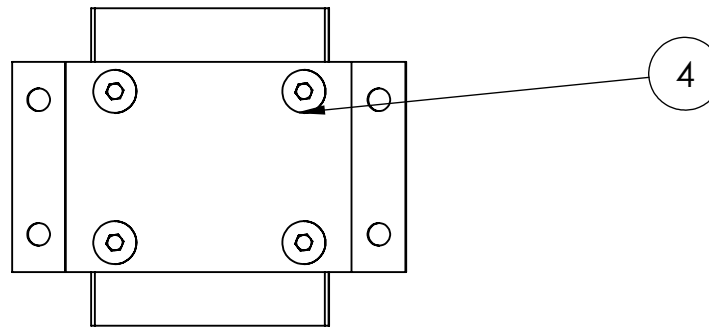
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

Casquillo Placa K1 Sup.

A4

ESCALA:2:1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Accesorio Carro KWEM15 Schaeffler	6
2	KWEM15 Carro Schaeffler	6
3	Acople	6
4	DIN 7991 - M3 x 16 --- 12.8N	24



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
11

MATERIAL:



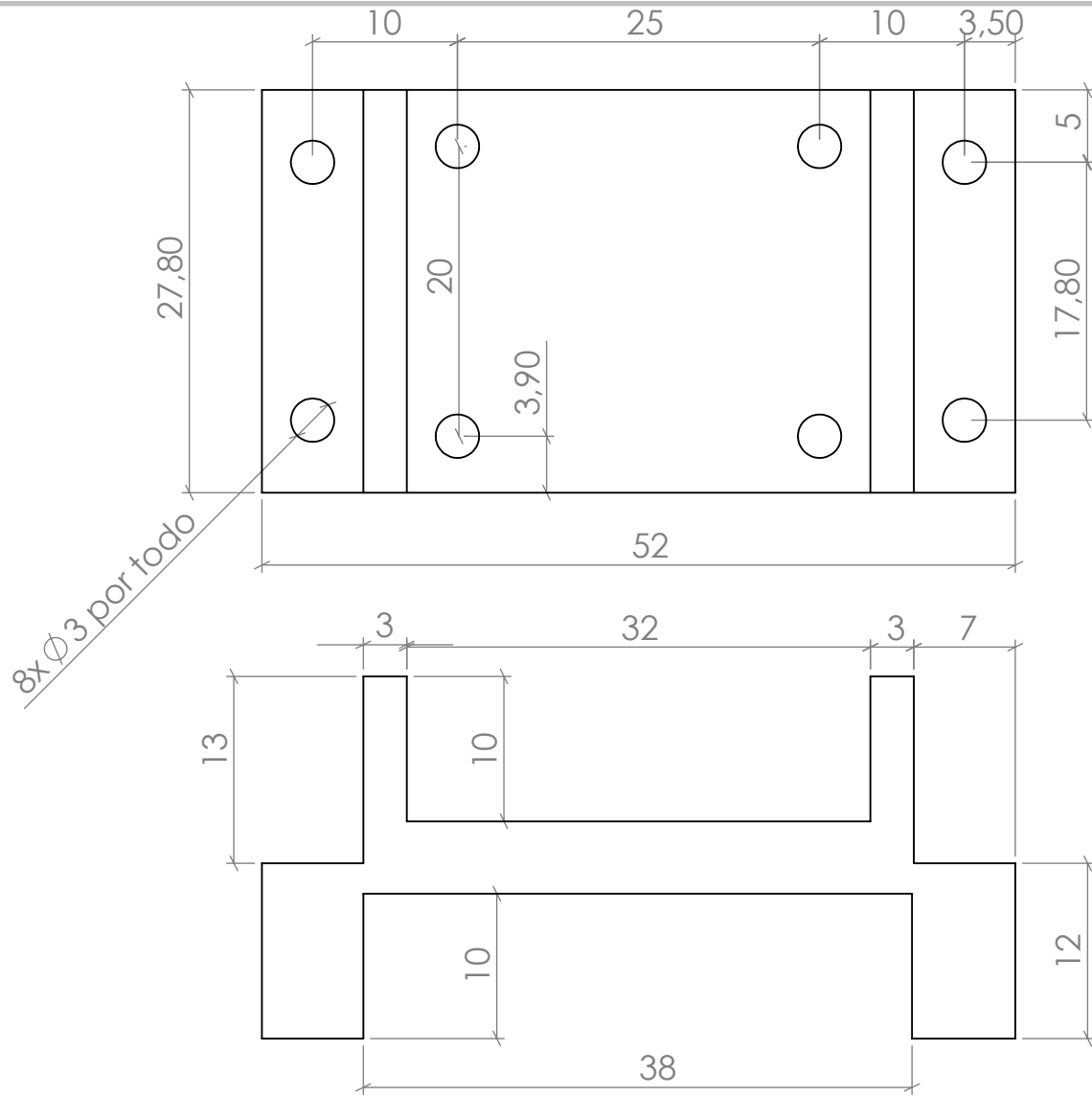
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

Sistema Carril-Guía

A4

ESCALA: 1:1



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
12

MATERIAL:

Acero SAE 1020

NOMBRE

FIRMA

FECHA

N.º DE DIBUJO

DIBUJ.

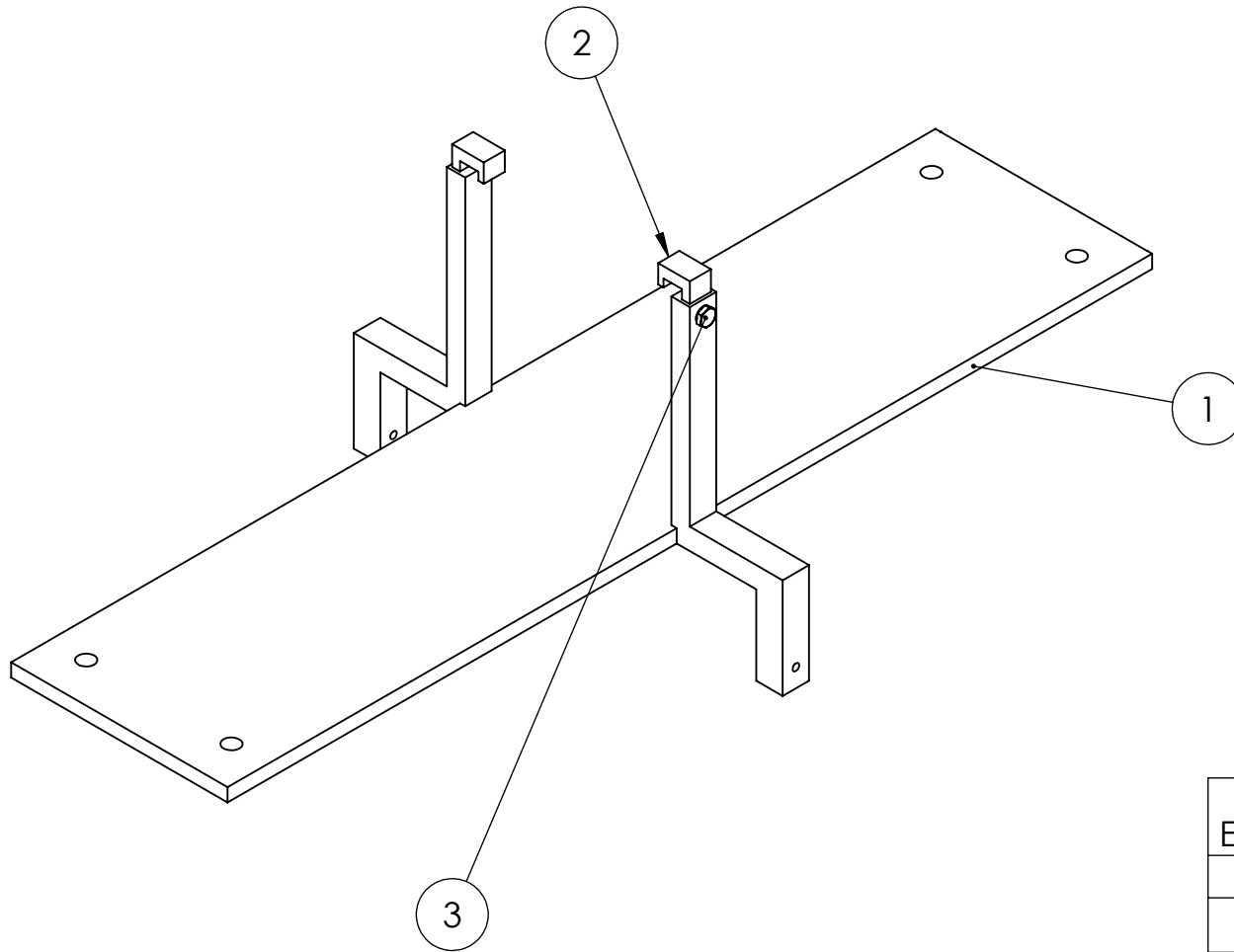
CRISTINA BELDAD

11/07/2019

Acople

A4

ESCALA:2:1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Placa	1
2	Gancho	2
3	Tornillo DIN 24017 M3x10N	2



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
13

MATERIAL:

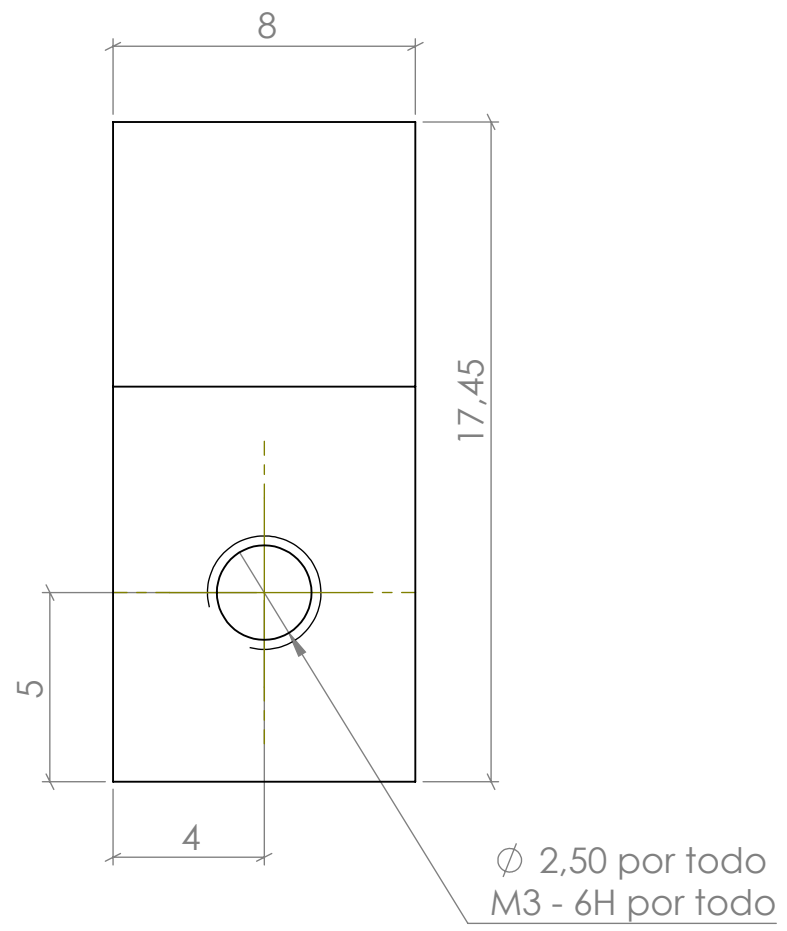
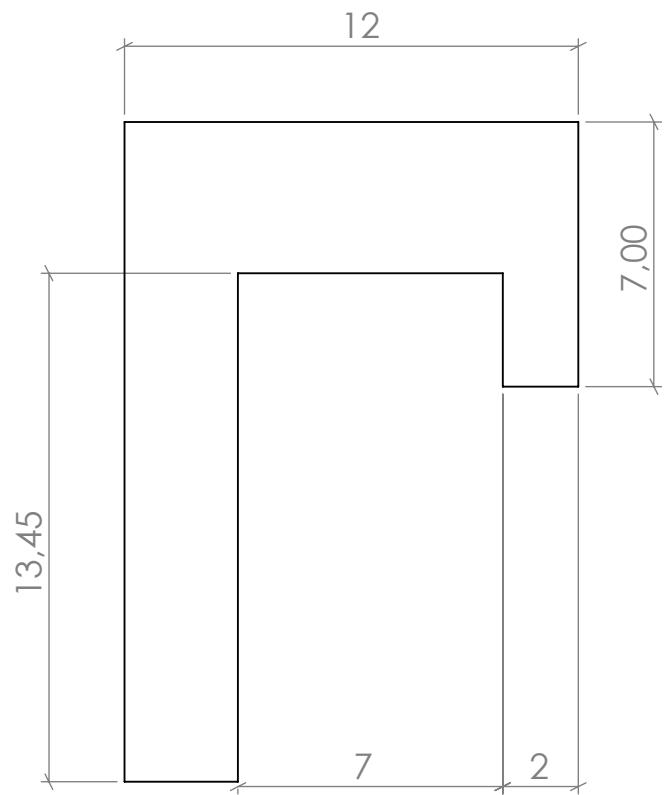


	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO
Enganche Sop. Células

A4

ESCALA:1:5



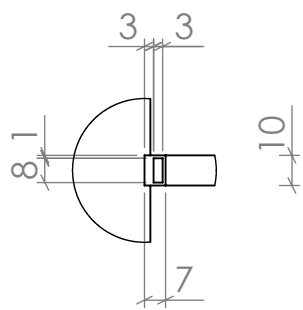
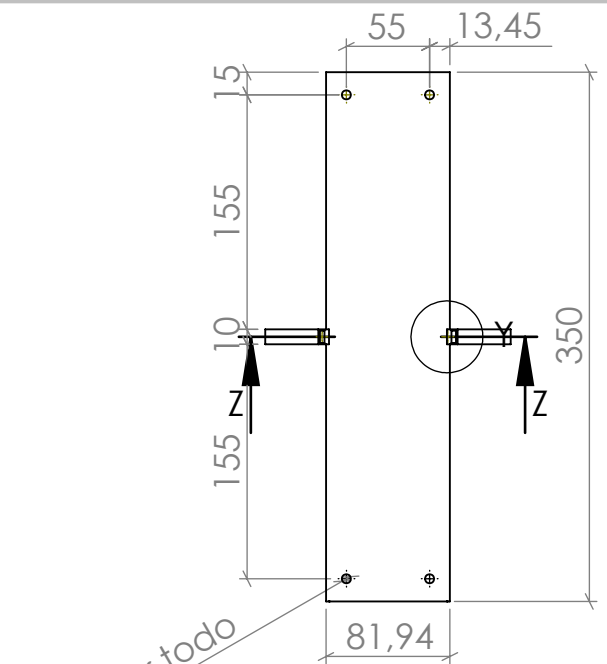
PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
14

MATERIAL:
Acero SAE 1020

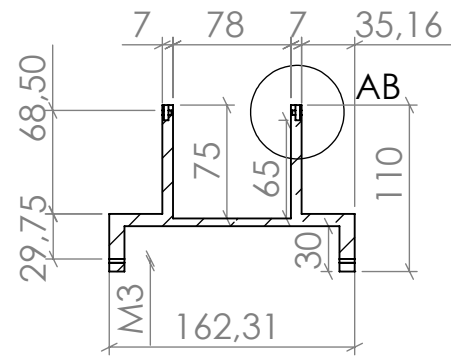
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO	ESCALA
Gancho	A4 ESCALA:2:1

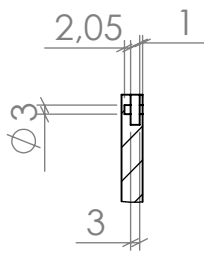


DETALLE Y
ESCALA 2 : 5

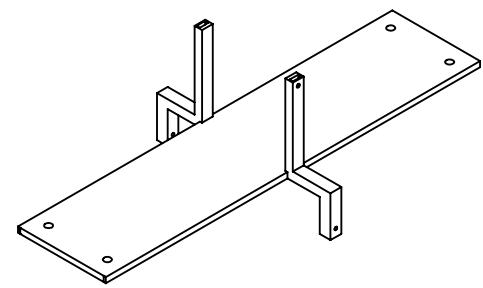
4x Ø 6 por todo



SECCIÓN Z-Z



DETALLE AB
ESCALA 2 : 5



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
15

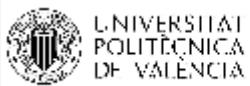
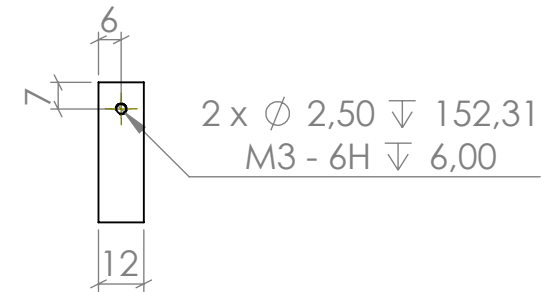
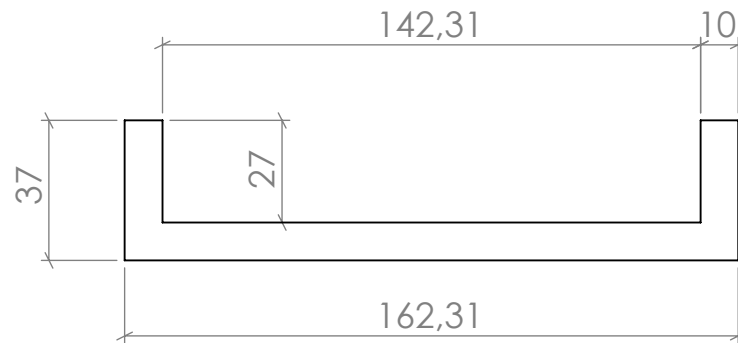
MATERIAL:
Acero SAE 1020

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019	

Placa

A4

ESCALA:1:5



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
16

MATERIAL:

Acero SAE 1020



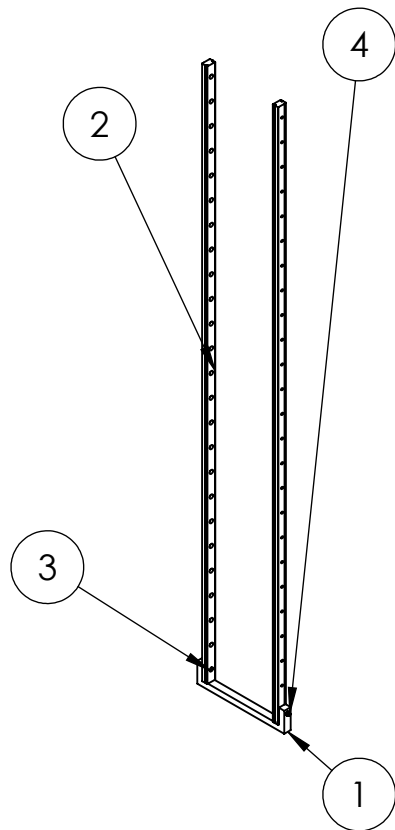
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

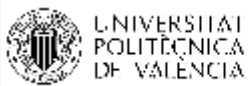
Sujeción Guia Inferior

A4

ESCALA:1:2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Sujeción Guía Inferior	1
2	Guía KWEM15 1000mm Schaeffler	2
3	DIN EN 24017 - M3 x 20-N	2
4	Hexagon Thin Nut ISO 4035 - M3 - N	2



PROYECTO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO
DINÁMICO DE PANTÓGRAFO

PLANO NÚMERO:
17

MATERIAL:



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CRISTINA BELDAD		11/07/2019

N.º DE DIBUJO

Unión Raíl inferior

A4

ESCALA:1:10

PRESUPUESTO

12 PRESUPUESTO

El presupuesto para la realización de este proyecto se va a dividir en los siguientes capítulos:

- Costes de diseño, cálculo y licencias de software
- Costes de fabricación del modelo
- Presupuesto total

12.1 PRESUPUESTO DE DISEÑO Y CÁLCULO.

Como herramienta de diseño de todo el modelo para el TFG se ha utilizado SolidWorks versión estudiantes con la Licencia de la Universitat Politècnica de Valencia, con lo cual teniendo en cuenta el coste de la licencia y el número de alumnos que la utilizan el coste para este proyecto podría considerarse nulo. Con esta licencia también tendremos acceso al módulo Simulation de Solidworks por el cual consideraremos que su gasto en el modelo del pantógrafo es nulo.

Se estima que el equipo informático con el que se ha realizado el estudio se amortizará en 8 años, con lo cual los costes serán:

Concepto	Horas	Precio unitario (€/h) o €	Amortización (%)	Coste (€)
Diseño Modelo	75	50	-	3750
Modelizado Diseño	10	50	-	500
Dibujo de Planos	10	50	-	500
Cálculo Esfuerzos	20	50	-	1000
Equipo Informático	-	700	12,5	87,5
TOTAL DISEÑO Y CÁLCULO				5837,5

Tabla 11. Precio diseño y cálculo.

12.2 PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL MODELO

Concepto	Coste (€)
Materia prima acero	8.58
Materia prima aluminio	91.93
Materia prima casquillos y resto de soportes	50
Fabricación de las masas de aluminio	40
Fabricación de las placas de acero	30
Fabricación casquillos y resto de soportes	50
Guía Vertical y Carril	130,40
Tornillería	5
Montaje del modelo	80
TOTAL FABRICACIÓN Y MONTAJE	477,33

Tabla 12. Precio materias primas.

12.3 PRESUPUESTO TOTAL

Para obtener el presupuesto final, se han de sumar los totales de todas las partidas anteriores y aplicar los costes tanto de IVA y de beneficio industrial.

Partida	Coste (€)
Diseño y Cálculo	5837,50
Fabricación y Montaje	477,33
Subtotal	6314,83
Costes Indirectos (6%)	378,89
Beneficio Industrial (13%)	820,92
IVA (21%)	1326,11
TOTAL PROYECTO	8840,75

Tabla 13. Precio materias primas.

Por lo tanto, la totalidad del presupuesto asciende a la cantidad de:

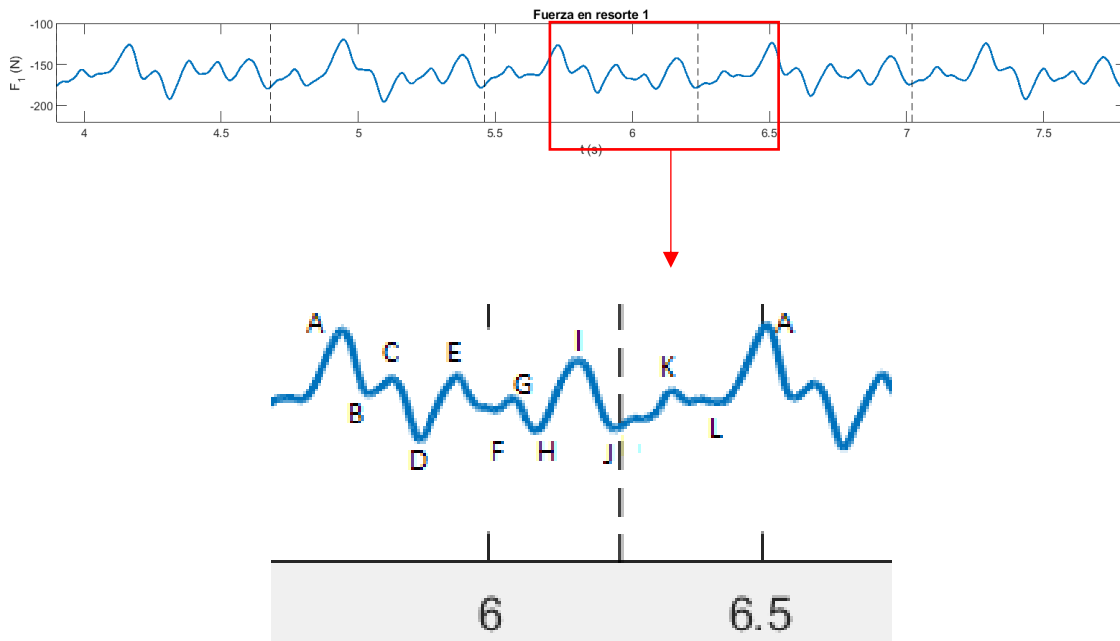
OCHO MIL OCHOCIENTOS CUARENTA EUROS CON SETENTA Y CINCO CÉNTIMOS

13 ANEXO

Cálculo detallado del ensayo a fatiga de la placa K_1 :

En primer lugar y mediante el método Rainflow seleccionamos un ciclo de carga para realizar el estudio.

Para contar ciclos mediante este método se identifica una secuencia de pico-valle-pico o valle-pico-valle si el primer rango $\Delta\sigma_{YZ}$ es mayor o igual que el primer $\Delta\sigma_{XY}$. El primer ciclo está definido por el rango $\Delta\sigma_{XY}$ y su valor medio y alternante se define a partir de σ_X y σ_Y . Cada vez que se identifica un ciclo, se elimina de la secuencia y se repite el proceso empezando desde el principio de la secuencia.



Gráfica 8. Ciclo asociado a la Gráfica 2.

CICLOS	F_m (N)	F_{alt} (N)	σ_m (Mpa)	σ_{alt} (MPa)
B-C	-201,75	2,96	-184,30	2,70
F-G	-50,91	168,25	-46,51	153,69
E-H	-217,12	9,74	-198,34	8,90
K-L	-209,31	2,50	-191,21	2,28
I-J	-205,25	20,08	-187,50	18,34
A-D	-202,53	28,90	-185,02	26,40

Tabla 14. Valores método Rainbow.

Una vez obtenidos estos valores y mediante la regla de Palmgren -Miler calcularemos el número de ciclos hasta rotura.

La regla de Palmgren-Miler defiende que sumando el número de veces que aparece un ciclo partido el número de ciclos que hay menos uno, obtenemos el número de veces que se dará cada ciclo de carga antes del fallo.

$$B = 1 \div \sum \frac{ni}{Ni} = 122535 \text{ ciclos}$$

S_N	Ni	ni
2,26	980953,37	1
146,52	256061,99	1
7,36	935464,09	1
1,90	984243,97	1
15,32	868652,52	1
22,10	815534,93	1

Tabla 15. Valores N.