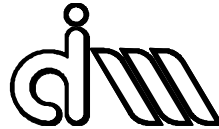


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica

“DISEÑO DE UN SISTEMA PARA CALIBRAR UN BANCO DE ENSAYOS DE
PANTÓGRAFOS”

Presentado por: D. Joaquin García Parreño

Dirigido por: Dr. D. Manuel Tur Valiente

Co-Dirigido por: Dr. D. Santiago Gregori Verdú

Valencia, Septiembre de 2019

RESUMEN

Uno de los grandes problemas en el diseño ferroviario se encuentra en el contacto pantógrafo-catenaria. Este factor limita la velocidad de circulación del vehículo además de suponer un aspecto importante tanto para la economía y la seguridad de la circulación.

Con el ánimo de realizar simulaciones y análisis que eviten ensayos *in situ*, y reducir así el coste asociado a los mismos, se deben crear sistemas con los que facilitar la comprensión de esta interacción pantógrafo-catenaria.

Es por ello que en este proyecto se define el diseño de un sistema con un comportamiento dinámico similar al de un pantógrafo real, para poder así calibrar un banco de ensayos.

Para realizar este diseño, se lleva a cabo una simulación por elementos finitos en la que se busca una similitud aceptable entre los modos de vibración teóricos del pantógrafo y los obtenidos en el sistema diseñado.

Con este proyecto se contribuye a la puesta en marcha de ensayos en laboratorio con los que simular el contacto pantógrafo-catenaria.

Palabras clave: pantógrafo, diseño, análisis modal, elementos finitos, ensayos.

RESUM

Un dels grans problemes en el disseny ferroviari es troba en el contacte pantògraf-catenària. Aquest factor limita la velocitat de circulació del vehicle a més de suposar un aspecte important punt per a l'economia i la seguretat de la circulació.

Amb l'ànim de realitzar simulacions i anàlisis que eviten assajos in situ, i el cost associat a aquests, s'han de crear sistemes tant mecànics com informàtics amb els quals facilitar la comprensió d'aquesta interacció pantògraf-catenària.

És per això que en aquest projecte es defineix el disseny d'un sistema que imita el comportament mecànic a oscil·lacions d'un pantògraf real, per a poder així calibrar un banc d'assajos.

Per a realitzar aquest disseny, es duu a terme una simulació per elements finits en la qual es busca una similitud acceptable entre el model teòric d'oscil·lació del pantògraf i les maneres de vibració obtinguts en el sistema dissenyat.

Amb aquest projecte es contribueix a la posada en marxa d'assajos en laboratori amb els quals perfeccionar el contacte pantògraf-catenària.

Paraules clau: pantògraf, disseny, anàlisi modal, elements finits, assajos.

ABSTRACT

One of the greatest issues with railway design is the pantograph-catenary interaction. This is an element which limits the speed of movement in vehicles and also entails a relevant aspect in security and economy of circulation.

In order to conduct simulations so that tests *in situ* (and its associated costs) can be avoided, it is necessary to create both computer and mechanical devices. This way, interaction between pantograph and catenary would be easier to understand.

This is why this project addresses the design of a device that imitates the dynamic behaviour of a real pantograph so that a test bench can be calibrated.

To achieve this design, simulations with Finite Element Method are implemented, where acceptable similarities between theoretical vibrating model and the vibrating modes of this design are searched.

With this project, there is a contribution to setting up test benches in laboratories to simulate the pantograph-catenary contact.

Key words: pantograph, design, modal analysis , finite element method, tests.

ÍNDICE

RESUMEN	1
RESUM	2
ABSTRACT	3
INTRODUCCIÓN	6
Contexto tecnológico	6
Antecedentes	8
Motivación.....	9
Objetivos	10
ANÁLISIS MODAL DEL SISTEMA	11
Comprobación con ANSYS	14
PREDISEÑO	15
Planteamiento inicial	15
PRIMER DISEÑO	16
Medidas generales	16
Análisis de Elementos Finitos	18
SEGUNDO DISEÑO	23
Medidas generales	23
Análisis de Elementos Finitos	24
Empleo de guías	28
TERCER DISEÑO (modificación del primero diseño).....	30
Medidas generales	30
Análisis de Elementos Finitos	31
Frecuencias de sólido deformable.....	32
DISEÑO FINAL.....	33
Cálculo de desplazamientos	33
Posición de equilibrio	34
Oscilación	35
Elongación máxima.....	36
RESUMEN DE RESULTADOS	37
CONCLUSIONES.....	38
BIBLIOGRAFÍA	39
PRESUPUESTO	40
Diseño y cálculo.....	40
Materiales y mano de obra	40
Presupuesto total	41
PLANOS.....	42

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Componentes de una catenaria.....	6
Figura 2 Disposición en zig-zag de una catenaria	7
Figura 3 pantógrafo y componentes	8
Figura 4 Banco de ensayos, antecedente de proyecto	9
Figura 5 Modelo simplificado del pantógrafo	11
Figura 6 Diagrama de equilibrio dinámico.....	12
Figura 7 representación de los modos de vibración.....	14
Figura 8 Esquema del modelo 1	15
Figura 9 Medidas del soporte	16
Figura 10 medidas primer diseño	17
Figura 11 Representación 3D del primer modelo.....	17
Figura 12 Representación alámbrica del primer modelo	18
Figura 13 Unión de la pletina con el bloque de aluminio.	18
Figura 14 Unión del bloque de aluminio con el resorte 3.	19
Figura 15 Representación mallada del primer modelo	20
Figura 16 Resultados análisis modal del primer diseño	20
Figura 17 Representación del primer modo de vibración. Primer diseño	20
Figura 18 Representación del segundo modo de vibración. Primer diseño	21
Figura 19 Representación del tercer modo de vibración. Primer diseño	21
Figura 20 Modos de vibración lateral perpendicular al plano.....	22
Figura 21 Modos de vibración lateral. Giros contenidos en el plano	22
Figura 22 Medidas del segundo modelo	24
Figura 23 Representación 3D del segundo modelo.....	24
Figura 24 Representación alámbrica del segundo diseño	25
Figura 25 Representación 3D del segundo diseño	25
Figura 26 Representación mallada del segundo diseño	26
Figura 27 Resultados del segundo diseño	26
Figura 28 Representación del primer modo de vibración. Segundo diseño.....	26
Figura 29 Representación del segundo modo de vibración. Tercer diseño	27
Figura 30 Representación del tercer modo de vibración. Segundo diseño	27
Figura 31 Modos de vibración lateral. Oscilación perpendicular al plano	27
Figura 32 Modos de vibración lateral. Giros contenidos en el plano	28
Figura 33 Restricción de líneas verticales para simular las guías	29
Figura 34 Resultados del análisis modal del segundo diseño con guías en los bloques 1 y 2	29
Figura 35 Modos de vibración laterales	29
Figura 36 Resultados análisis modal del segundo diseño con guías en todos los bloques	29
Figura 37 Medidas del tercer diseño	30
Figura 38 Representación mallada del tercer diseño	31
Figura 39 Restricción de las líneas verticales para simular las guías	31
Figura 40 Resultados análisis modal del tercer diseño.....	31
Figura 41 Frecuencias de sólido deformable a partir de 174 Hz	32
Figura 42 Modos de vibración de sólido deformable	32
Figura 43 Desplazamientos por gravedad	34
Figura 44 Diagrama de equilibrio estático.....	34
Figura 45 Evolución de los tres grados de libertad en once segundos de simulación	35
Figura 46 Representación de la interferencia.	36
Figura 47 Conjunto completo	37

INTRODUCCIÓN

Contexto tecnológico

El suministro de potencia al vehículo ferroviario se realiza a través de las catenarias suspendidas a lo largo del raíl. Para ello se requiere de un contacto continuo de esta catenaria con el tren, empleando para ello un pantógrafo. [1]

Se conoce como catenaria, o línea aérea de contacto, a todo el conjunto encargado de transportar la energía eléctrica. Los principales elementos de esta estructura son el cable sustentador, situado en la parte superior, que con la curvatura característica de catenaria soporta el peso del resto de cables; el hilo de contacto y las péndolas verticales que unen ambos hilos y aseguran que el hilo de contacto permanezca paralelo horizontalmente a la vía.

El cable sustentador se encuentra soportado por medio de una estructura articulada que comprende la ménsula, los tirantes y los postes verticales. [1]

En la figura 1 pueden observarse todos estos componentes

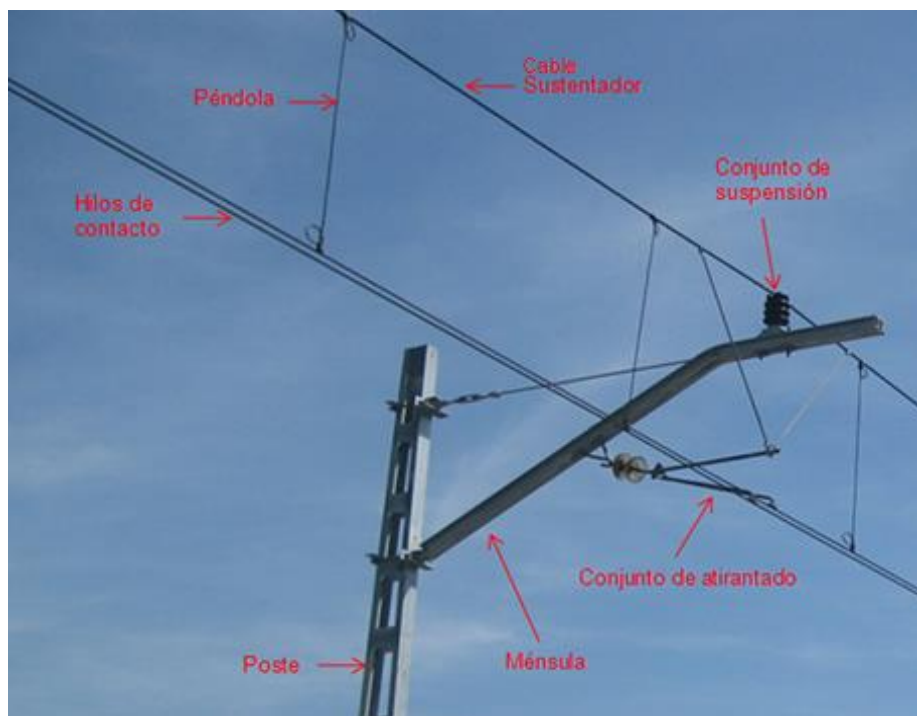


FIGURA 1 COMPONENTES DE UNA CATENARIA

Para mantener la tensión en los cables tanto de sustentación como de contacto, suelen emplearse contrapesos que contrarrestan el efecto de dilataciones térmicas indeseadas.

Si el hilo conductor se dispusiera de forma totalmente paralela al sentido de circulación, el pantógrafo siempre rozaría en el mismo punto, produciéndose así un desgaste mucho más rápido. Para evitar este efecto, las catenarias presentan una disposición en zig-zag que reparta la zona de fricción a lo largo del frotador (Figura 2). [1]



FIGURA 2 DISPOSICIÓN EN ZIG-ZAG DE UNA CATENARIA

Por otra parte, el pantógrafo consiste en un mecanismo encargado de empujar los frotadores contra el cable de contacto de forma permanente para poder así permitir la circulación de corriente hasta los motores (Figura 3). La presión necesaria para empujar el frotador contra la catenaria se obtiene mediante elementos neumáticos o mecánicos. En trenes de alta velocidad pueden encontrarse incluso alerones para controlar el empuje en los frotadores. [2]

Las pletinas que forman los frotadores están en constante rozamiento con los hilos conductores, con lo que debe presentar una gran resistencia al desgaste.

Para asegurar el correcto suministro de energía al vehículo es necesario que los frotadores estén en permanente contacto con los cables, pero sin que sufran una excesiva presión para evitar un desgaste excesivo.

Si el cable se separara en algún momento del pantógrafo, se daría lugar a breves pérdidas de suministro o incluso arcos eléctricos que comprometen la durabilidad del sistema. Por otro lado, un elevado desgaste de hilo y frotadores producido por un elevado empuje entre ambos tampoco es deseable, pues obligaría a sustituir los elementos de forma prematura. [3]

Debido a la complejidad de conseguir un sistema que obedezca estas premisas en cada momento, es necesaria la realización de ensayos de interacción entre ambos componentes. Esta simulación no es para nada sencilla, ya que el contacto entre un elemento que se mueve a alta velocidad y un cable suspendido genera oscilaciones que se propagan a lo largo de toda la línea en forma de ondas que interactúan entre sí, dando lugar a complejos movimientos y fuertes no-linealidades. [2]

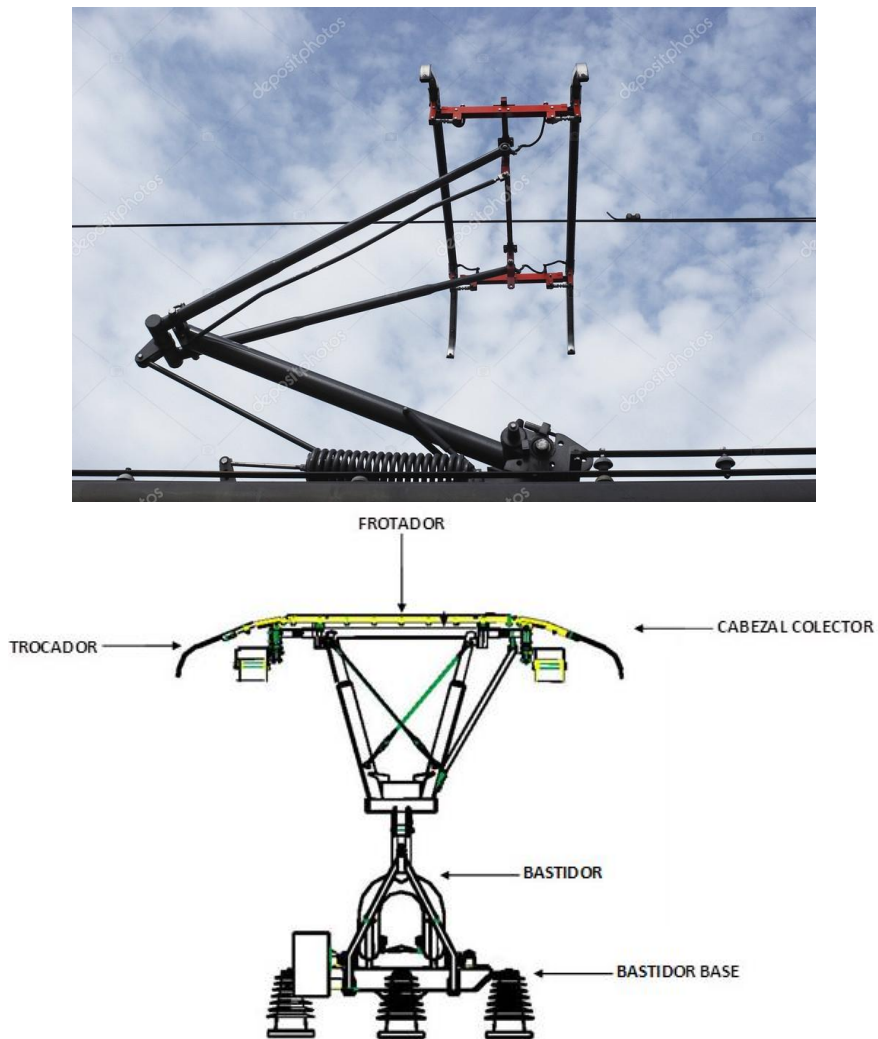


FIGURA 3 PANTÓGRAFO Y COMPONENTES

Antecedentes

A partir del año 2013, se ha llevado a cabo una colaboración entre el Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica y empresas ferroviarias como Talgo con el que mejorar el contacto entre pantógrafo y catenaria. Esta colaboración consta de dos proyectos, el primero consiste en la creación de un código para poder realizar simulaciones de contacto por medio del método de los elementos finitos. El segundo proyecto, denominado VirtualCAT consiste en fabricar un banco de ensayos con el que poder calibrar pantógrafos reales y la instrumentación de un pantógrafo con el cual realizar ensayos en vía.

El diseño que aquí se ha creado se enmarca dentro de este segundo proyecto y viene precedido por otro Trabajo Fin de Máster en el cual se diseñó y fabricó una estructura en forma de pórtico que contiene un actuador lineal con el que excitar el pantógrafo, mostrado en la figura 4. [1]

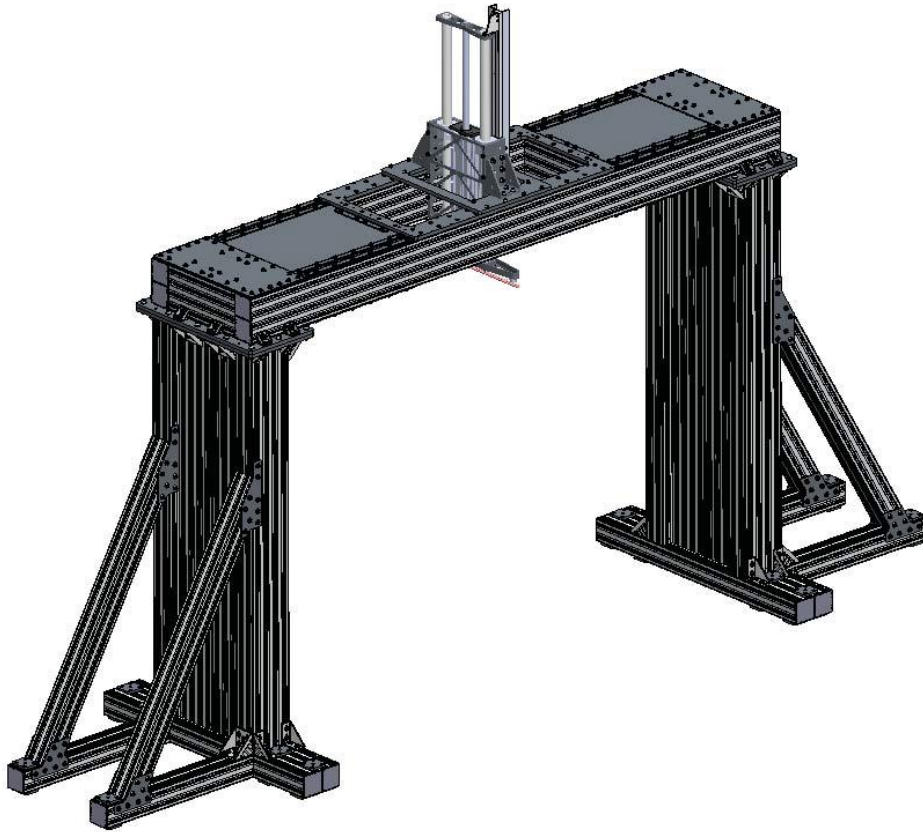


FIGURA 4 BANCO DE ENSAYOS, ANTECEDENTE DE ESTE PROYECTO

De este modo, el modelo que aquí se detalla servirá para calibrar el banco de ensayos ya fabricado.

Motivación

El desarrollo de este Trabajo de Fin de Máster está motivado por diversos aspectos, tanto de carácter académico como personal, siendo los más importantes los siguientes:

- La obtención del título de Máster en Ingeniería Industrial con especialización en Ingeniería Mecánica.
- La ampliación del conocimiento obtenido durante los estudios de ingeniería mecánica, tales como análisis modal, diseño asistido por ordenador, mecánica de sólidos deformables, método de los elementos finitos o simulaciones por ordenador.
- La contribución a la fabricación de un banco de ensayos con el que calibrar pantógrafos ferroviarios y así facilitar la investigación en el problema del contacto catenaria-pantógrafo.

Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es el de diseñar una estructura metálica que, de una forma sencilla y económica, consiga emular con la mayor similitud posible el comportamiento dinámico de un pantógrafo real. Para ello, el fabricante de este pantógrafo ha proporcionado el modelo teórico que rige dicho comportamiento.

Durante el proceso de diseño de este modelo se deberán alcanzar los siguientes objetivos parciales:

- Realizar un análisis modal del modelo teórico para conocer sus modos de vibración.
- Realizar un prediseño del sistema que cumpla las condiciones de masas y rigideces proporcionados por el fabricante que además sea sencillo y que no sea costoso de fabricar.
- Llevar a cabo un análisis de elementos finitos con el que validar el comportamiento de este diseño en relación al modelo teórico previamente obtenido.
- Completar el diseño del conjunto determinando cada detalle de fabricación.

ANÁLISIS MODAL DEL SISTEMA

El primer paso para poder determinar las características de nuestro pantógrafo es obtener los modos de vibración y las frecuencias naturales del pantógrafo real. Para ello el fabricante nos proporciona las características del sistema que rige el comportamiento del mecanismo.

El pantógrafo se aproxima a un modelo lineal de masas concentradas de tres grados de libertad con tres masas y tres resortes más una rigidez de contacto con la catenaria. De este modo, el modelo dinámico del pantógrafo puede simplificarse mediante el siguiente esquema (Figura 5):

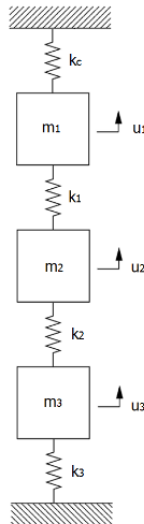


FIGURA 5 MODELO SIMPLIFICADO DEL PANTÓGRAFO

Siendo u_1 , u_2 y u_3 el desplazamiento de cada masa

Los valores de masas y rigideces son los siguientes:

$$m_1 = 6.6 \text{ kg} \quad m_2 = 5.8 \text{ kg} \quad m_3 = 5.8 \text{ kg}$$

$$k_1 = 7000 \text{ N/m} \quad k_2 = 14000 \text{ N/m} \quad k_3 = 80 \text{ N/m} \quad k_c = 50000 \text{ N/m}$$

En primer lugar se realiza un diagrama de equilibrio dinámico (Figura 6) con el que poder determinar las ecuaciones de movimiento del sistema.

Las únicas fuerzas externas que actúan sobre el sistema son una fuerza vertical constante F que actúa hacia arriba sobre la masa 3 que simula la fuerza de empuje del sistema neumático y la propia gravedad de los cuerpos. Durante un ensayo del pantógrafo también existen desplazamientos verticales de la catenaria, representada en este esquema por el apoyo superior de k_c , no obstante, como desconocemos su carácter oscilatorio se pueden ignorar en estas ecuaciones, pues no afectan a los resultados del análisis modal.

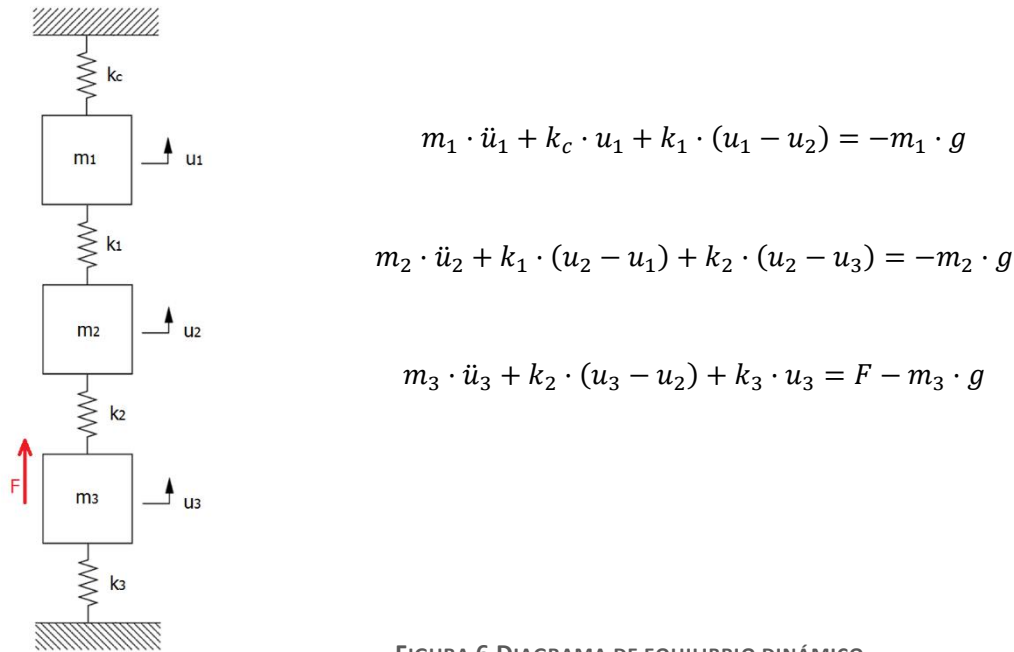


FIGURA 6 DIAGRAMA DE EQUILIBRIO DINÁMICO

De las ecuaciones anteriores pueden determinarse las matrices de masa y rigidez. Los términos que componen la matriz de masa acompañan a los valores de aceleración de cada grado de libertad \ddot{u}_i , mientras que los valores de rigidez están multiplicados por los valores de desplazamiento u_i .

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} k_c + k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix}$$

Por lo que las ecuaciones de equilibrio anteriores pueden expresarse de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_c + k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -m_1 \cdot g \\ -m_2 \cdot g \\ F - m_3 \cdot g \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\}$$

Para calcular los modos de vibración y las frecuencias naturales basta con obtener la solución homogénea de la ecuación diferencial anterior. Esta solución homogénea buscada tiene la siguiente forma:

$$\{U\} = \{\bar{U}\} \cdot e^{-i\lambda t} \quad (2)$$

Siendo $\{\bar{U}\}$ un vector de constantes que se puede definir como la amplitud de movimiento.

El vector de velocidades del sistema se obtiene derivando el vector anterior respecto del tiempo:

$$\{\dot{U}\} = \{\bar{U}\} \cdot \lambda \cdot e^{-i\lambda t} \quad (3)$$

Y a su vez se obtiene el vector de aceleraciones derivando la velocidad:

$$\{\ddot{U}\} = \{\bar{U}\} \cdot \lambda^2 \cdot e^{-i\lambda t} = \lambda^2 \cdot \{U\} \quad (4)$$

Sustituyendo las expresiones (2) y (4) en la ecuación homogénea de movimiento se obtiene el siguiente problema de autovalores y autovectores:

$$([M] \cdot \lambda^2 + [K]) \cdot \{U\} = \{0\} \quad (5)$$

De esta forma podemos obtener las raíces λ de la expresión (5) para las que se cumple la ecuación de movimiento:

$$\lambda_1 = \pm 21.839 i \quad \lambda_2 = \pm 72.671 i \quad \lambda_3 = \pm 94.481 i$$

Estas raíces se pueden expresar en función del parámetro ω_r , que representa la frecuencia natural del sistema para cada modo de vibración del sistema. De este modo:

$$\lambda_r = \pm i \cdot \omega \quad (6)$$

Por lo que las frecuencias naturales del sistema son las siguientes:

$$\omega_1 = 21.839 \text{ rad/s} = 3.476 \text{ Hz}$$

$$\omega_2 = 72.671 \text{ rad/s} = 11.566 \text{ Hz}$$

$$\omega_3 = 94.481 \text{ rad/s} = 15.037 \text{ Hz}$$

Una vez calculadas las frecuencias naturales del sistema podemos obtener los modos de vibración $\{\psi_r\}$ para cada una de estas frecuencias.

$$([K] - [M] \cdot \omega_r^2) \cdot \{\psi_r\} = \{0\} \quad (7)$$

Para poder resolver el sistema de ecuaciones será necesario aplicar un factor de escalado a los modos de vibración, de modo que se establece valor unitario para una de las coordenadas de cada vector y se calcula el valor de las otras dos. Los modos resultantes son los siguientes:

$$\{\psi_1\} = \begin{pmatrix} 1 \\ 7.69 \\ 9.52 \end{pmatrix}$$

$$\{\psi_2\} = \begin{pmatrix} 0.32 \\ 1 \\ -0.85 \end{pmatrix}$$

$$\{\psi_3\} = \begin{pmatrix} 1 \\ -0.27 \\ 0.10 \end{pmatrix}$$

Una vez calculados los modos de vibración y las frecuencias naturales del sistema, se da por concluido el análisis modal.

Comprobación con ANSYS

Antes de continuar con el diseño del mecanismo, se comprueba que estos resultados no presentan ningún error. Para ello se crea un modelo esquemático de elementos finitos en ANSYS que consiste en tres elementos de masa puntual y cuatro barras tipo Beam.

Para simular la rigidez necesaria se emplearán barras de 1 m de longitud (L) con una sección cuadrada de 0.1 m de lado (b). Con estas dimensiones podemos obtener el módulo de Young que es necesario dar al material de cada barra de tal forma que se comporte como las rigideces de nuestro sistema:

$$E_i = \frac{k_i \cdot L}{b^2} \quad (7)$$

$$E_1 = 7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \quad E_2 = 1.4 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad E_3 = 8 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 \quad E_c = 5 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Tras comprobar el análisis modal, se obtienen tres soluciones, correspondientes a los tres modos de vibración:

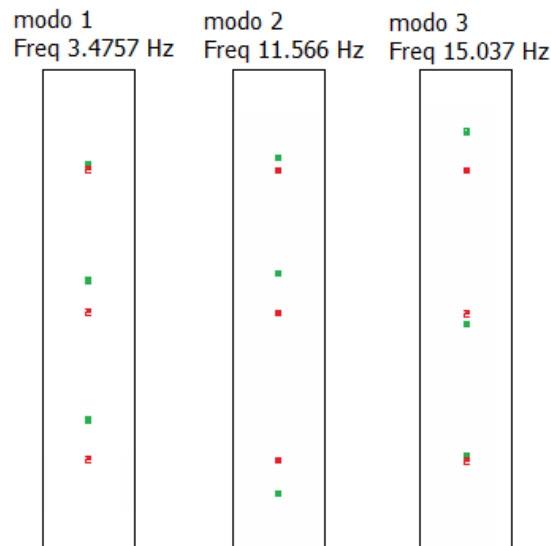


FIGURA 7 REPRESENTACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN

Como se puede observar, las frecuencias naturales que se obtienen en ANSYS coinciden exactamente con las calculadas en el análisis modal. Además, esta representación gráfica (figura 7) nos permite visualizar los diferentes modos de vibración. Los puntos rojos se corresponden con la posición inicial de las masas, mientras que los puntos azules muestran el desplazamiento de cada masa según la frecuencia de vibración.

PREDISEÑO

Planteamiento inicial

Para empezar a componer lo que será el sistema de masas, se comienza proponiendo un modelo de funcionamiento que intente presentar las condiciones dadas por el fabricante y así tener unas frecuencias naturales iguales a las deseadas.

Las premisas generales para el modelo de diseño son las siguientes:

- Las masas se conformarán por bloques macizos de aluminio.
- Debido a la alta rigidez de los resortes se emplearán pletinas de acero, a excepción del resorte k_3 , el cual presenta una rigidez menor y se conseguirá mediante gomas elásticas.

El modelo propuesto consiste en tres masas formadas por bloques de aluminio que cuelgan de un soporte superior, unidas entre sí por una pletina horizontal a cada lado (Figura 8). De este modo, las pletinas aportan la rigidez a flexión necesaria para emular los resortes del modelo..

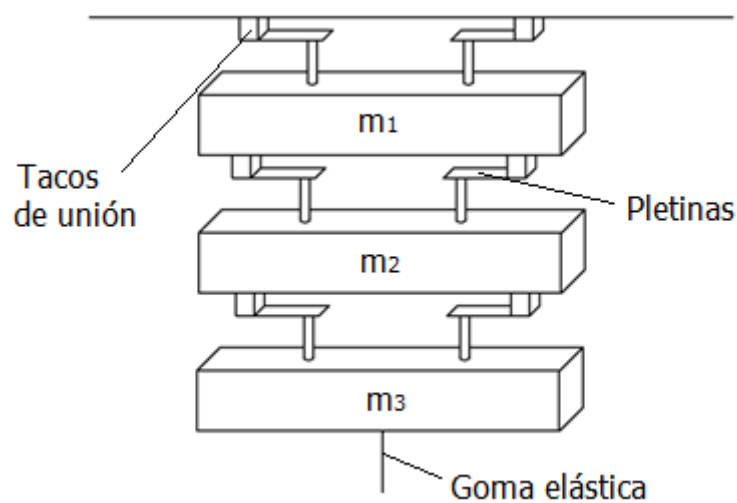


FIGURA 8 ESQUEMA DEL MODELO 1

Las pletinas deberán calcularse como barras a flexión, las cuales pueden considerarse como vigas biapoyadas, vigas biempotradas o vigas en voladizo.

PRIMER DISEÑO

Medidas generales

En primer lugar, se debe acoplar el modelo anteriormente planteado al soporte para las células de carga, cuyas dimensiones se presentan en la figura 9:

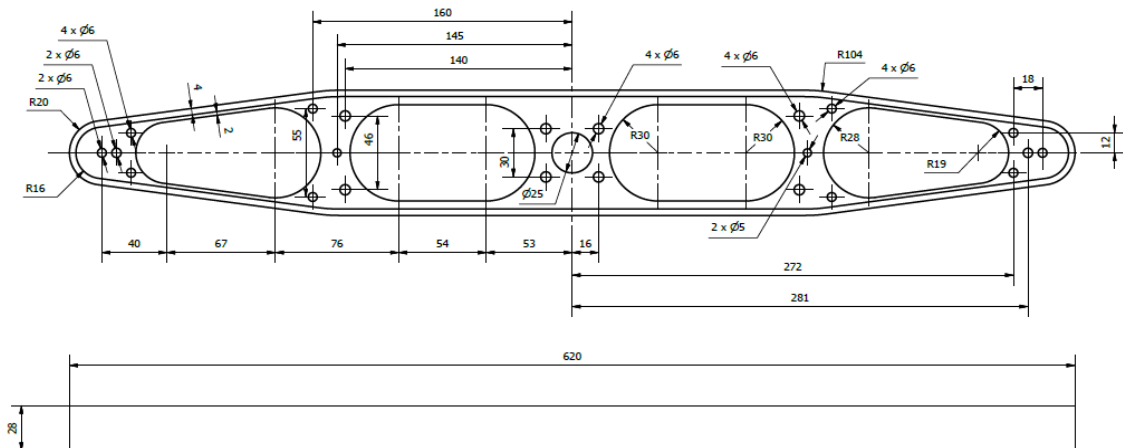


FIGURA 9 MEDIDAS DEL SOPORTE

Se decide emplear dos pletinas en voladizo para conseguir el efecto de las rigideces k_c , k_1 y k_2 . Con esto se permite instalar las células de carga en cualquiera de los agujeros del soporte.

Éstas son las dimensiones de las pletinas necesarias:

- k_c . Dos pletinas de 69.52x40x1 mm.
- k_1 . Dos pletinas de 84.34x10x1 mm
- k_2 . Dos pletinas de 66.94x10x1 mm

Se decide emplear los agujeros del soporte colocados a 281 mm del centro. Si restamos las longitudes de las dos pletinas obtenemos que la primera masa debe tener una longitud mayor que 423 mm. Asimismo, se le dará a cada bloque una longitud menor que el anterior para facilitar el montaje del conjunto.

Para dimensionar los bloques de aluminio se emplea una densidad del material de 2698.4 kg/m³

Las dimensiones de cálculo de los tres bloques serán las siguientes:

- m_1 . 45x8x6.79 cm
- m_2 . 40x8x6.72 cm
- m_3 . 35x8x7.68 cm

Cabe decir que estas medidas podrán sufrir modificaciones al tener en cuenta las masas de todos los elementos que se empleen en el montaje, como tornillos, tuercas o elementos de separación.

Para conseguir el comportamiento en voladizo de las pletinas se instalarán ambos extremos atornillados entre un taco y una tapa de aluminio sujetos mediante tornillos. De esta forma, el esquema de fabricación del sistema es el siguiente (Figura 10):

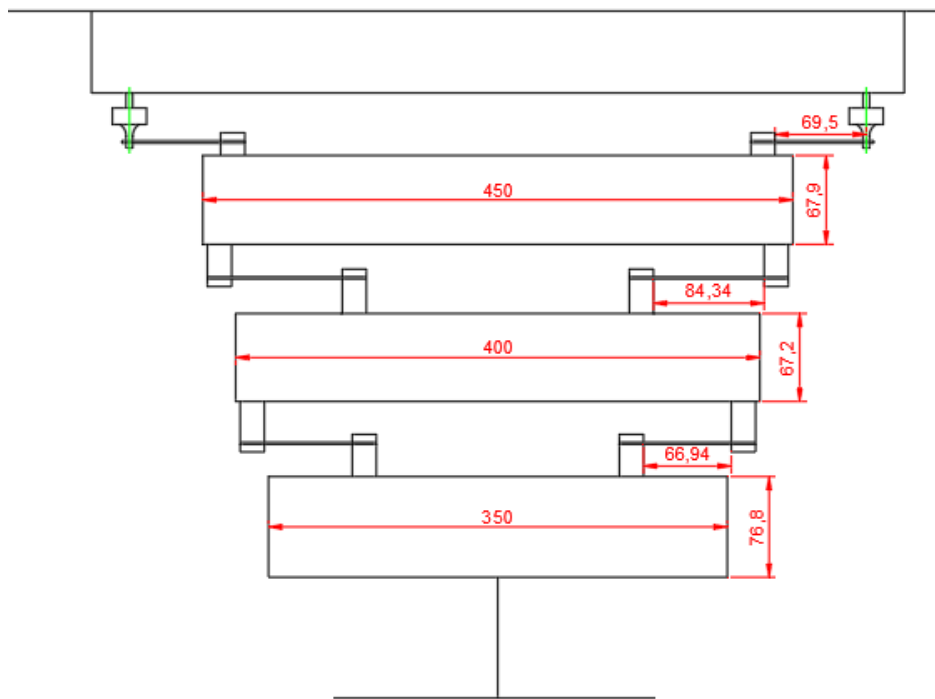


FIGURA 10 MEDIDAS PRIMER DISEÑO

Se ha creado el modelo 3D del conjunto empleando el software de diseño 3D Inventor (Figura 11). Para ello se ha utilizado extrusiones planas para crear los bloques de aluminio y los elementos de unión con las pletinas, mientras que las pletinas de acero han sido creadas como superficies planas.

Este modelo sólido se empleará para posteriormente para crear el modelo de elementos finitos.

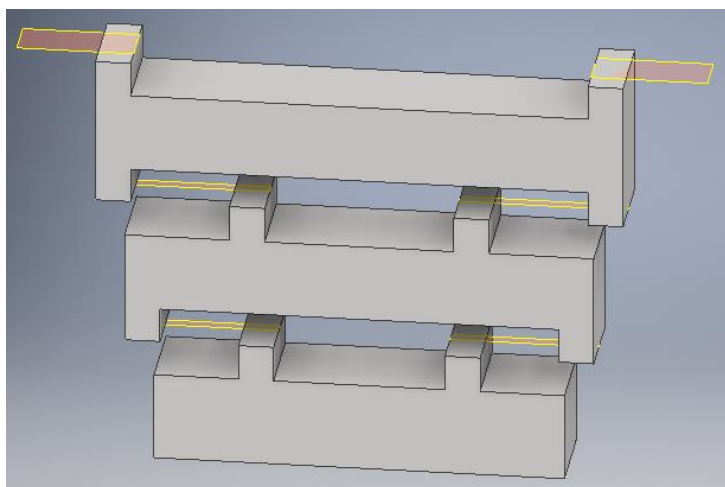


FIGURA 11 REPRESENTACIÓN 3D DEL PRIMER MODELO

Análisis de Elementos Finitos

Como se ha explicado en los objetivos de este proyecto, la finalidad de este análisis es comprobar que las frecuencias naturales de los diseños anteriormente explicados son similares a las frecuencias teóricas calculadas.

En primer lugar se importa el modelo sólido desde Inventor en formato IGES. Se puede observar que al realizar esta importación el modelo queda como una estructura alámbrica (Figura 12), con lo que es necesario crear los volúmenes y las áreas asegurando la interconexión de los diferentes elementos.

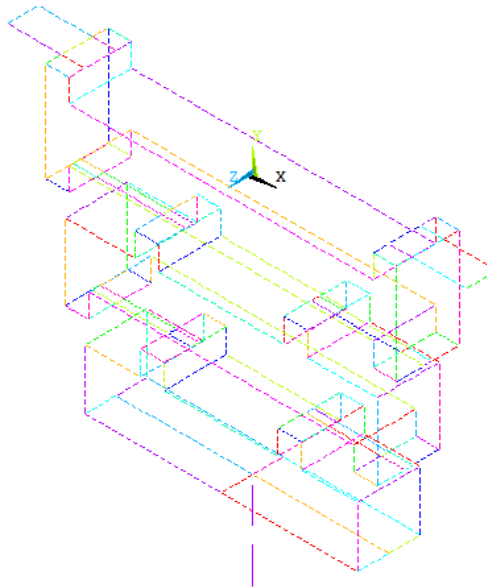


FIGURA 12 REPRESENTACIÓN ALÁMBRICA DEL PRIMER MODELO

Para simular el efecto del tercer resorte k_3 se añadirá una barra con elementos Beam similar a la que se empleó con la comprobación del análisis modal.

Para conectar todas las pletinas a los bloques de aluminio creamos diferentes áreas integradas dentro de los volúmenes, que a su vez comparten líneas con las áreas de las pletinas (Figura 13). De esta forma las pletinas y los bloques compartirán los nodos creados.

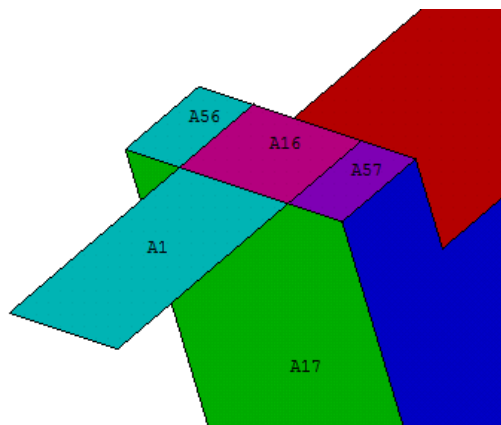


FIGURA 13 UNIÓN DE LA PLETINA CON EL BLOQUE DE ALUMINIO. EL ÁREA 55 ES COMÚN A AMBOS ELEMENTOS

El mismo procedimiento se realiza para unir el resorte inferior con el tercer bloque de aluminio, haciendo que compartan el Keypoint de unión (Figura 14).

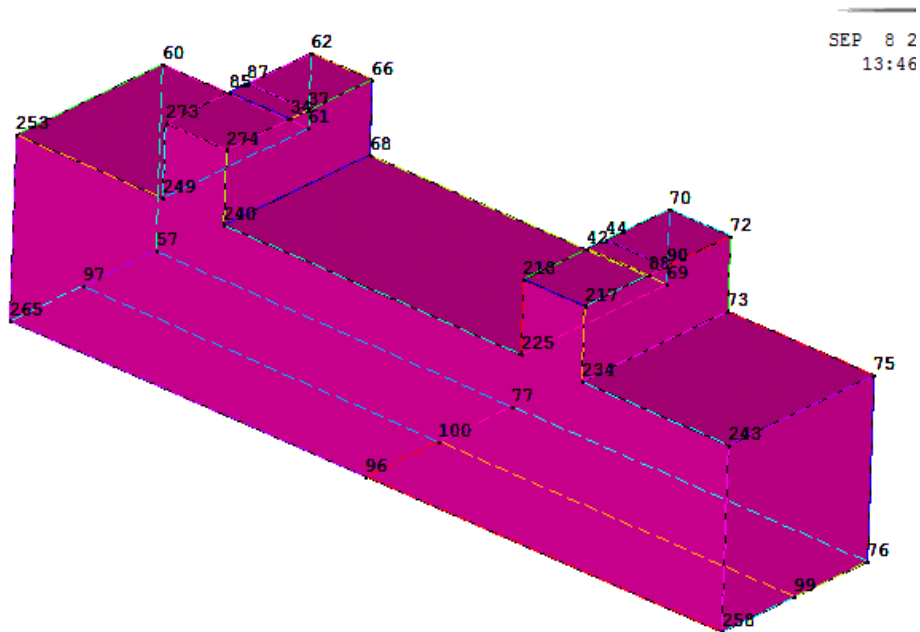


FIGURA 14 UNIÓN DEL BLOQUE DE ALUMINIO CON EL RESORTE 3. EL KEYPOINT 100 ES COMÚN A AMBOS ELEMENTOS

A continuación se definen todas las constantes necesarias para terminar de modelar y mallar el modelo.

Se emplearán los elementos BEAM 188 para el resorte inferior, el cual actuará como un resorte lineal. Las pletinas se mallarán con elementos SHELL 181 para facilitar un mallado más fino y preciso. Finalmente se mallarán los bloques de aluminio con elementos tipo SOLID 185.

Se crean los diferentes materiales que formarán el conjunto.

- Material 1. Pletinas de acero. $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa. $\rho=7850$ kg/m³
- Material 2. 1^{er} bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=2412.8$ kg/m³
- Material 3. Resorte 3. $E=0.8$ MPa
- Material 4. 2^o bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=2373.9$ kg/m³
- Material 5. 3^{er} bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=2522.6$ kg/m³

La geometría total de los bloques no es perfectamente prismática, ya que se han añadido zonas en las que anclar las pletinas. Por ello es necesario ajustar la densidad del aluminio e intentar así que los resultados se ajusten a las frecuencias naturales del análisis modal. Es por ello que las densidades anteriores no son idénticas para los tres materiales de aluminio.

En siguiente lugar se crean las diferentes secciones. Para las pletinas se usa una sección SHELL de 1 mm de espesor, mientras que para el resorte 3 se crea una sección BEAM cuadrada de 10 mm de lado.

Se define un tamaño de elementos general de 10 mm, aunque a las pletinas se le da un tamaño de 5 mm ya que tienen una anchura muy pequeña (10 mm).

Un vez mallado todo el conjunto este es el resultado (Figura 15):

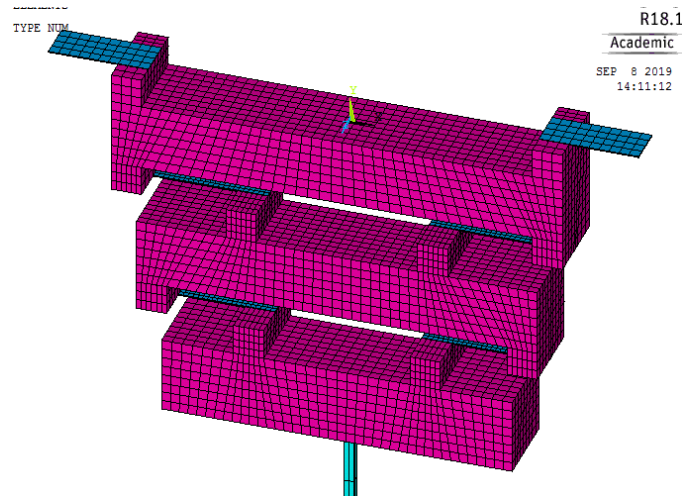


FIGURA 15 REPRESENTACIÓN MALLADA DEL PRIMER MODELO

Una vez establecidas todas las condiciones de simulación se lanza un análisis modal y éstas son las primeras nueve frecuencias que se obtienen (Figura 16):

```

***** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE *****
SET   TIME/FREQ   LOAD STEP   SUBSTEP   CUMULATIVE
1     0.63025     1           1         1
2     2.8680      1           2         2
3     3.2739      1           3         3
4     3.6416      1           4         4
5     8.0288      1           5         5
6     10.868      1           6         6
7     12.238     1           7         7
8     14.524     1           8         8
9     19.458     1           9         9
    
```

FIGURA 16 RESULTADOS ANÁLISIS MODAL DEL PRIMER DISEÑO

Entre todas ellas podemos distinguir la 3, 6 y 8, las cuales están muy cerca de los valores teóricos calculados. Al observar el desplazamiento de estos tres modos observamos que se corresponden con los obtenidos de forma teórica:

- **Modo 3.** Frecuencia obtenida 3.2739 Hz. Frecuencia teórica 3.4757 Hz

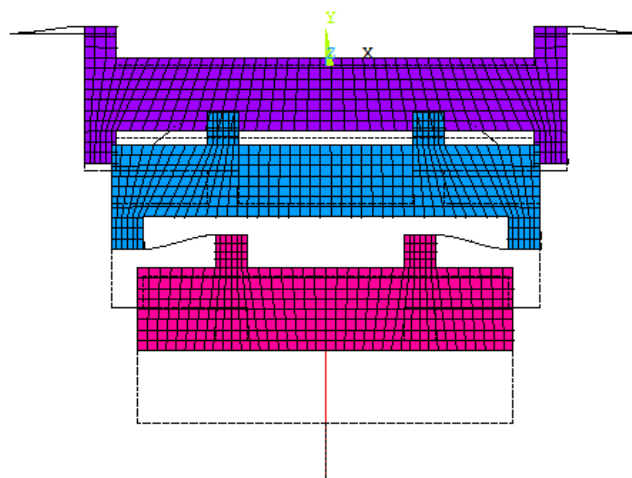


FIGURA 17 REPRESENTACIÓN DEL PRIMER MODO DE VIBRACIÓN. PRIMER DISEÑO

- **Modo 6.** Frecuencia obtenida 10.868 Hz. Frecuencia teórica 11.566 Hz

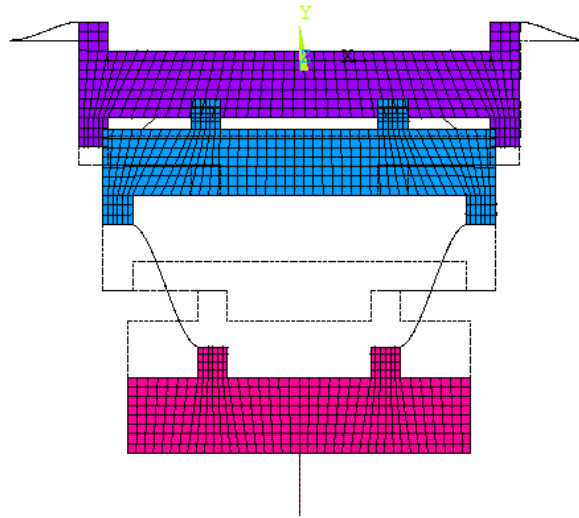


FIGURA 18 REPRESENTACIÓN DEL SEGUNDO MODO DE VIBRACIÓN. PRIMER DISEÑO

- **Modo 8.** Frecuencia obtenida 14.524 Hz. Frecuencia teórica 15.037 Hz

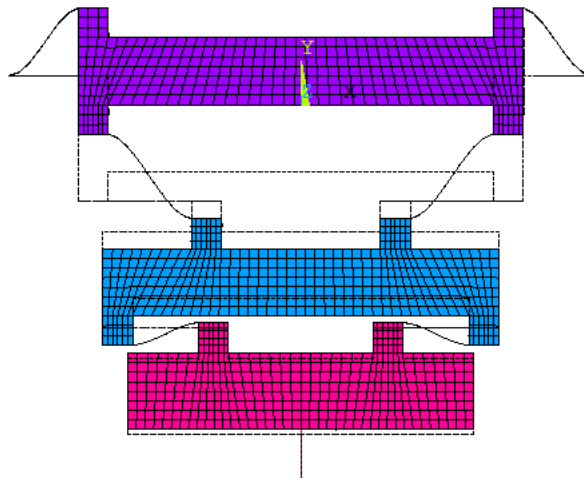


FIGURA 19 REPRESENTACIÓN DEL TERCER MODO DE VIBRACIÓN. PRIMER DISEÑO

A parte de los modos teóricos calculados también aparecen otros modos laterales, los cuales afectan a grados de libertad del sistema que no son útiles en el estudio de un pantógrafo real. Entre todos estos modos indeseados se aprecian dos grupos, movimientos laterales en un dirección perpendicular al plano de diseño y giros de los bloques en torno al eje Z contenidos en el plano de diseño.

Oscilaciones perpendiculares. Modos 1, 4 y 5

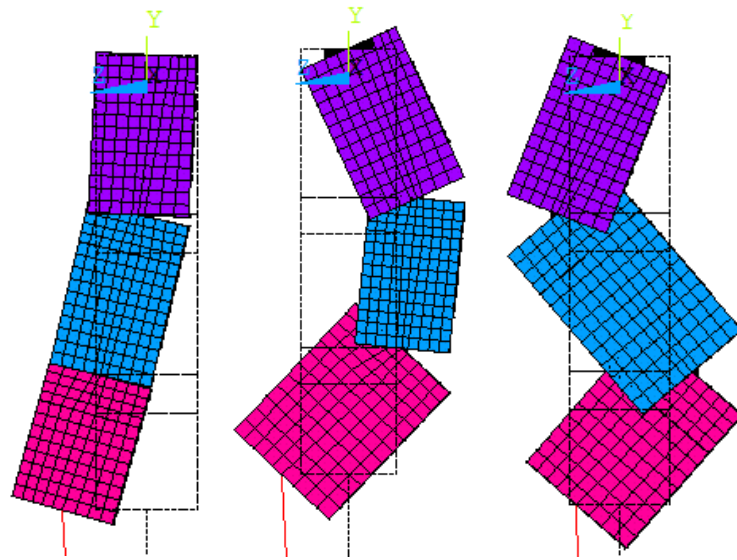


FIGURA 20 MODOS DE VIBRACIÓN LATERAL PERPENDICULAR AL PLANO

Giros contenidos en el plano. Modos 2,7 y 9

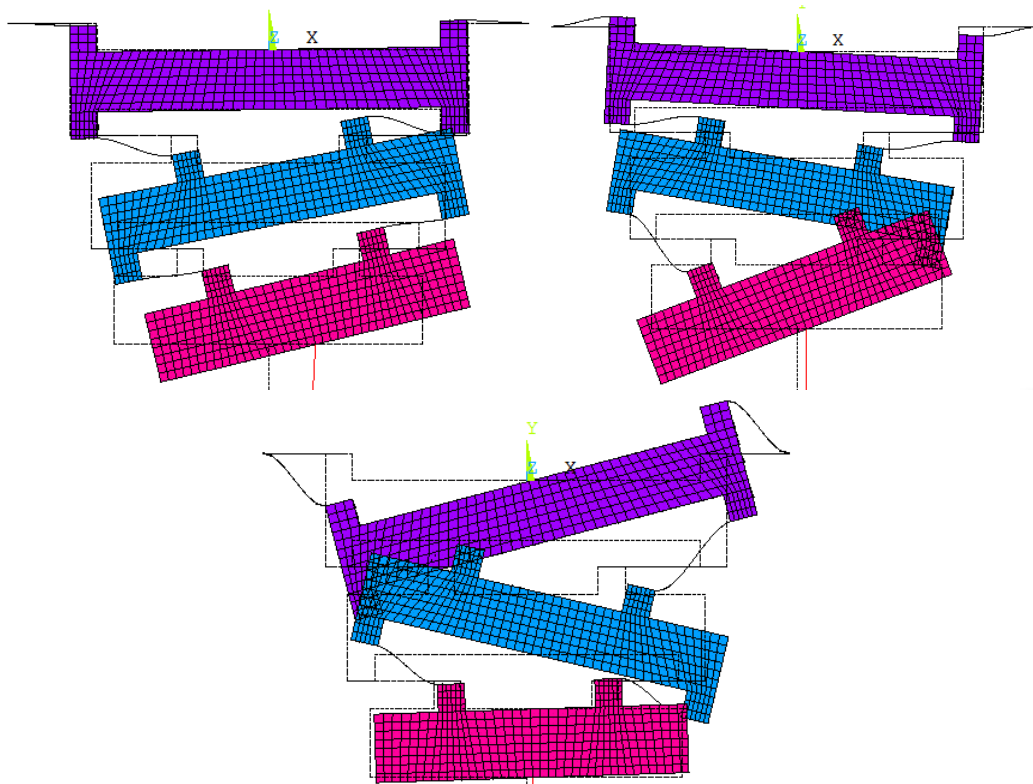


FIGURA 21 MODOS DE VIBRACIÓN LATERAL. GIROS CONTENIDOS EN EL PLANO

Para reducir la presencia de estos modos laterales se repite todo este procedimiento con un nuevo diseño cuyas medidas colaboren a ello.

SEGUNDO DISEÑO

Medidas generales

Con este segundo modelo se pretenden crear adaptaciones con las que reducir al mínimo las vibraciones laterales indeseadas.

Además, puesto que durante los ensayos se presentan aceleraciones relevantes en el sistema, en este diseño también se debe tener en cuenta la resistencia de las pletinas frente a cargas dinámicas.

Para las pletinas se emplea un acero para muelles UNE F-143, el cual tiene un límite elástico que varía según el tratamiento térmico, estableciéndose para este proyecto un límite elástico de 100 MPa y un módulo de Young de 210 GPa. [5]

La carga que se estima para el cálculo de la resistencia de las pletinas es de tres veces la aceleración de la gravedad.

Los cambios propuestos en el diseño son los siguientes:

Se aumenta la longitud y anchura de los bloques reduciendo su espesor para, al alejar las pletinas del centro, incrementar la rigidez rotacional de cada bloque y aumentar la frecuencia de los modos de vibración laterales.

Las células de carga irán unidas al primer bloque mediante dos pletinas biempotradas, situándose las células simplemente apoyadas en el centro (Figura 12).

El resorte 3, se dividirá en dos, situados uno a cada lado del tercer bloque, dificultando así el giro del mismo.

Variando la geometría del modelo en base a las anteriores premisas se ha concluido en el siguiente modelo. Se ha observado que para reducir el giro de los bloques es conveniente reducir el espesor de las pletinas y su longitud, aumentando con ello su anchura.

Las dimensiones de los tres bloques serán las siguientes:

- m_1 . 90x26x1.045 cm
- m_2 . 80x26x1.033 cm
- m_3 . 70x9x3.412 cm

Las dimensiones de las pletinas serán las siguientes:

- k_c . Dos pletinas de 220.71x80x1 mm apoyadas por el centro
- k_1 . Dos pletinas de 124.93x260x0.5 mm
- k_2 . Dos pletinas de 69.62x90x0.5 mm

El esquema de instalación de este segundo diseño es el siguiente (Figura 22):

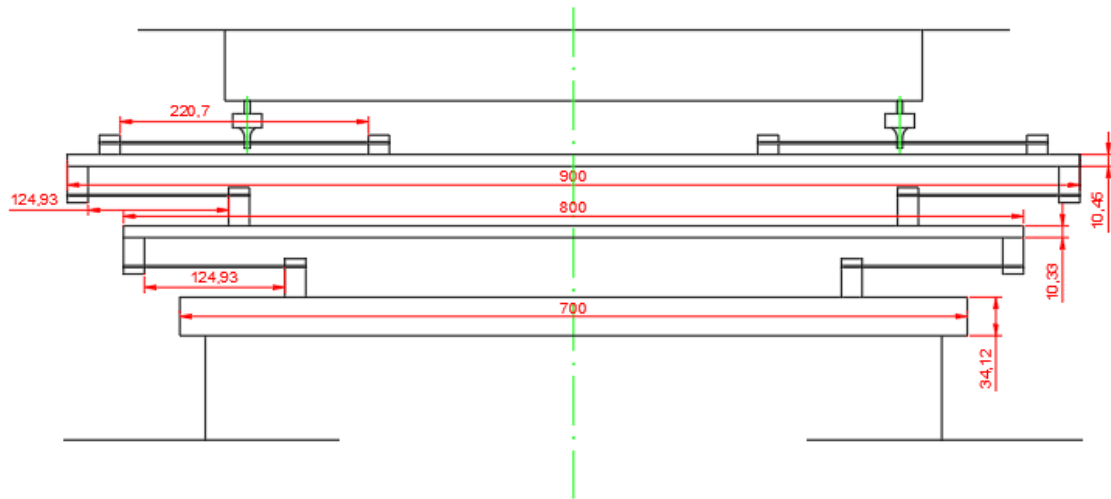


FIGURA 22 MEDIDAS DEL SEGUNDO MODELO

Al igual que con el primer modelo, el procedimiento que se ha seguido ha sido crear un sólido en Inventor (Figura 23) para posteriormente exportarlo a ANSYS como modelo alámbrico. De la misma forma que antes, los bloques y los elementos de unión están hechos con volúmenes sólidos mientras que las placas son áreas planas.

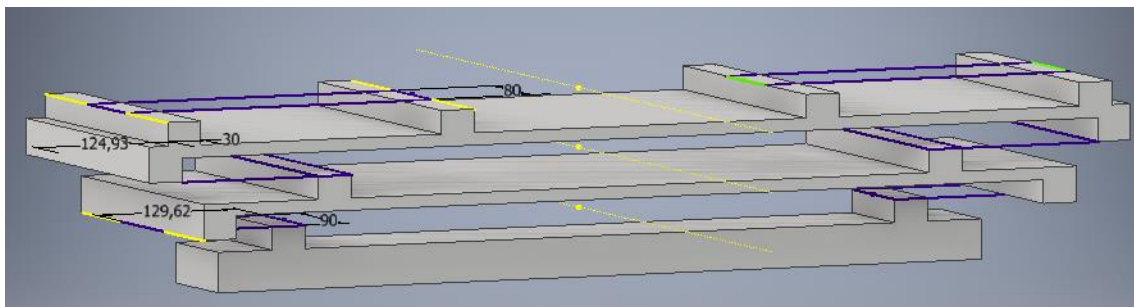


FIGURA 23 REPRESENTACIÓN 3D DEL SEGUNDO MODELO

Análisis de Elementos Finitos

Al igual que en el primer diseño se parte de volumen sólido que al exportarse a ANSYS en formato IGES queda reducido a un modelo alámbrico (Figura 24), con lo que nuevamente debemos reconstruir el modelo (Figura 25).

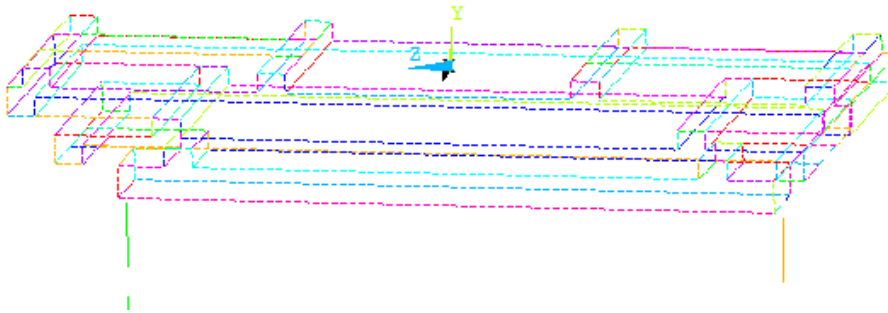


FIGURA 24 REPRESENTACIÓN ALÁMBRICA DEL SEGUNDO DISEÑO

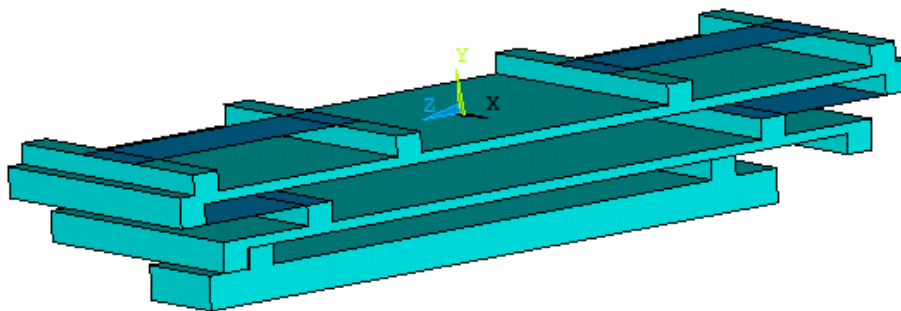


FIGURA 25 REPRESENTACIÓN 3D DEL SEGUNDO DISEÑO

A continuación se definen todas las condiciones necesarias para terminar de modelar y mallar el modelo.

Se emplearán elementos BEAM 188 para los resortes inferiores, elementos SHELL181 para las pletinas y SOLID 185 para los bloques de aluminio.

Se crean los diferentes materiales que formarán el conjunto.

- Material 1. Pletinas de acero. $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa. $\rho=7850$ kg/m³
- Material 2. Resorte 3. $E=0.4$ MPa
- Material 3. 1^{er} bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=1951.9$ kg/m³
- Material 4. 2^o bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=2091.9$ kg/m³
- Material 5. 3^{er} bloque de aluminio. $E=7.1 \cdot 10^4$ MPa. $\rho=2569.1$ kg/m³

Otra vez más, los tres bloques de aluminio tienen densidades diferentes para compensar la masa de las zonas de unión.

Para las pletinas que forman el resorte k_c se usa una sección SHELL de 1 mm de espesor, mientras que las pletinas k_1 y k_2 tendrán 0.5 mm. Para el resorte 3 se crean una secciones BEAM cuadrada de 10 mm de lado.

Se define un tamaño de elementos general de 10 mm.

Un vez mallado todo el conjunto este es el resultado (Figura 26):

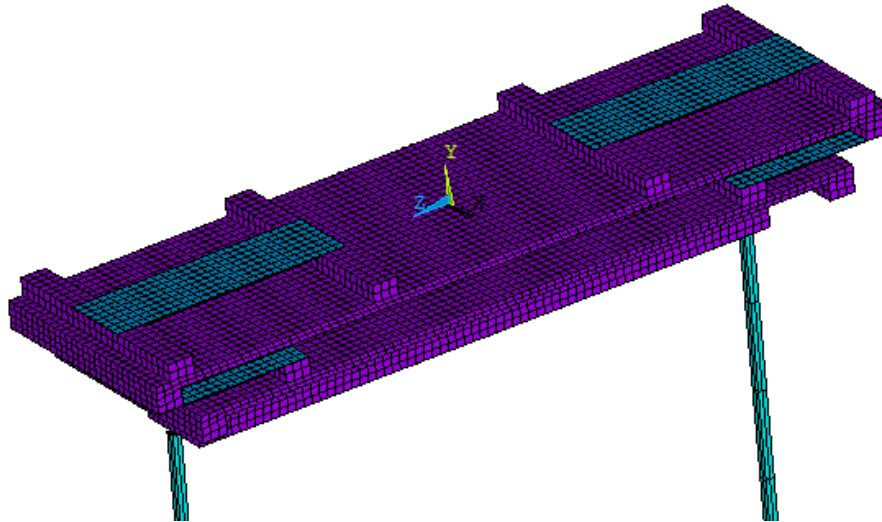


FIGURA 26 REPRESENTACIÓN MALLADA DEL SEGUNDO DISEÑO

Se realiza un análisis modal y éstas son las primeras nueve frecuencias que se obtienen (Figura 27):

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****
SET  TIME/FREQ  LOAD STEP  SUBSTEP  CUMULATIVE
  1   2.4047      1          1         1
  2   3.5030      1          2         2
  3   5.0279      1          3         3
  4   8.2417      1          4         4
  5  10.794       1          5         5
  6  11.608       1          6         6
  7  14.795       1          7         7
  8  15.224       1          8         8
  9  17.598       1          9         9
    
```

FIGURA 27 RESULTADOS DEL SEGUNDO DISEÑO

Entre todas ellas podemos distinguir la 2, 6 y 8, las cuales están muy cerca de los valores teóricos calculados. Al observar el desplazamiento de estos tres modos observamos que se corresponden con los obtenidos de forma teórica:

- **Modo 2.** Frecuencia obtenida 3.503 Hz. Frecuencia teórica 3.4757 Hz

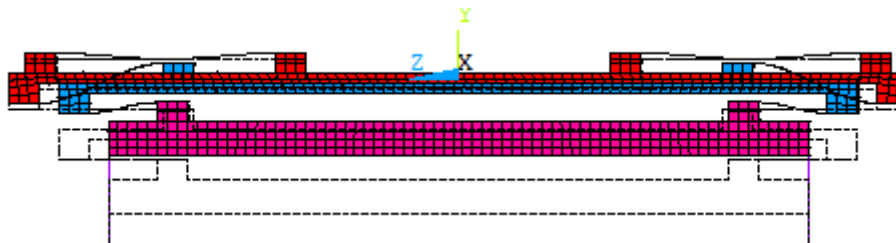


FIGURA 28 REPRESENTACIÓN DEL PRIMER MODO DE VIBRACIÓN. SEGUNDO DISEÑO

- **Modo 6.** Frecuencia obtenida 11.608 Hz. Frecuencia teórica 11.566

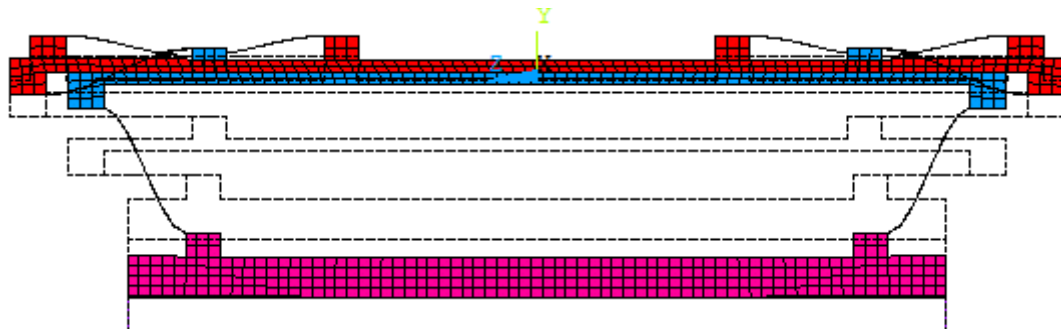


FIGURA 29 REPRESENTACIÓN DEL SEGUNDO MODO DE VIBRACIÓN. TERCER DISEÑO

- **Modo 2.** Frecuencia obtenida 15.224 Hz. Frecuencia teórica 15.037 Hz

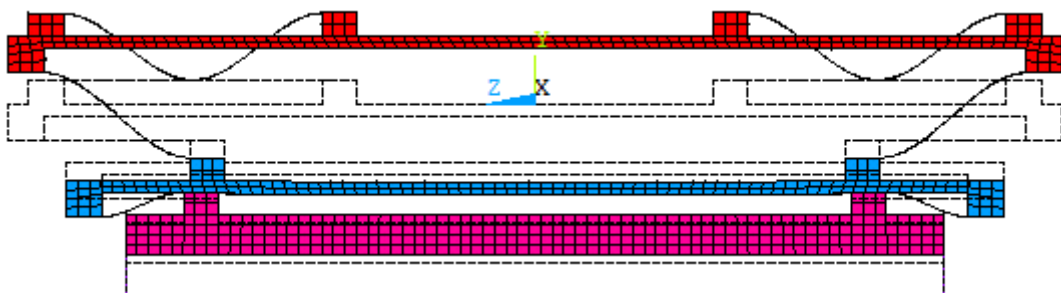


FIGURA 30 REPRESENTACIÓN DEL TERCER MODO DE VIBRACIÓN. SEGUNDO DISEÑO

En este nuevo modelo tampoco se han podido eliminar los modos residuales de rotación y vibración lateral, sin embargo su frecuencia natural ha subido ligeramente con respecto al modelo 1. De nuevo, estos modos se dividen en dos grupos según la dirección de desplazamiento o giro de los bloques. Estos son los modos residuales resultantes:

Oscilaciones perpendiculares. Modos 1, 4 y 5

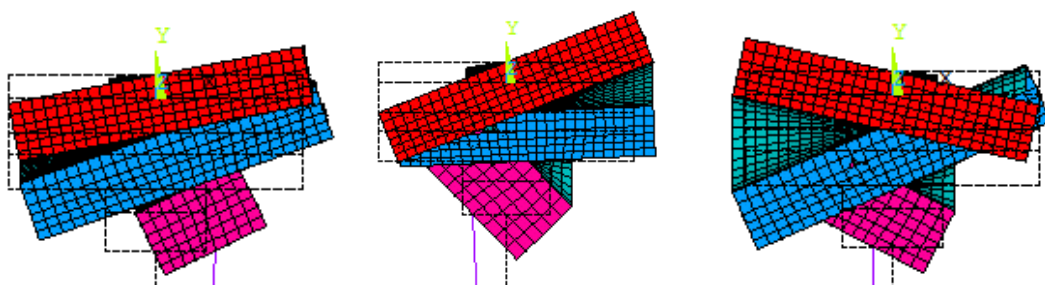


FIGURA 31 MODOS DE VIBRACIÓN LATERAL. OSCILACIÓN PERPENDICULAR AL PLANO

Giros contenidos en el plano. Modos 3,7 y 9

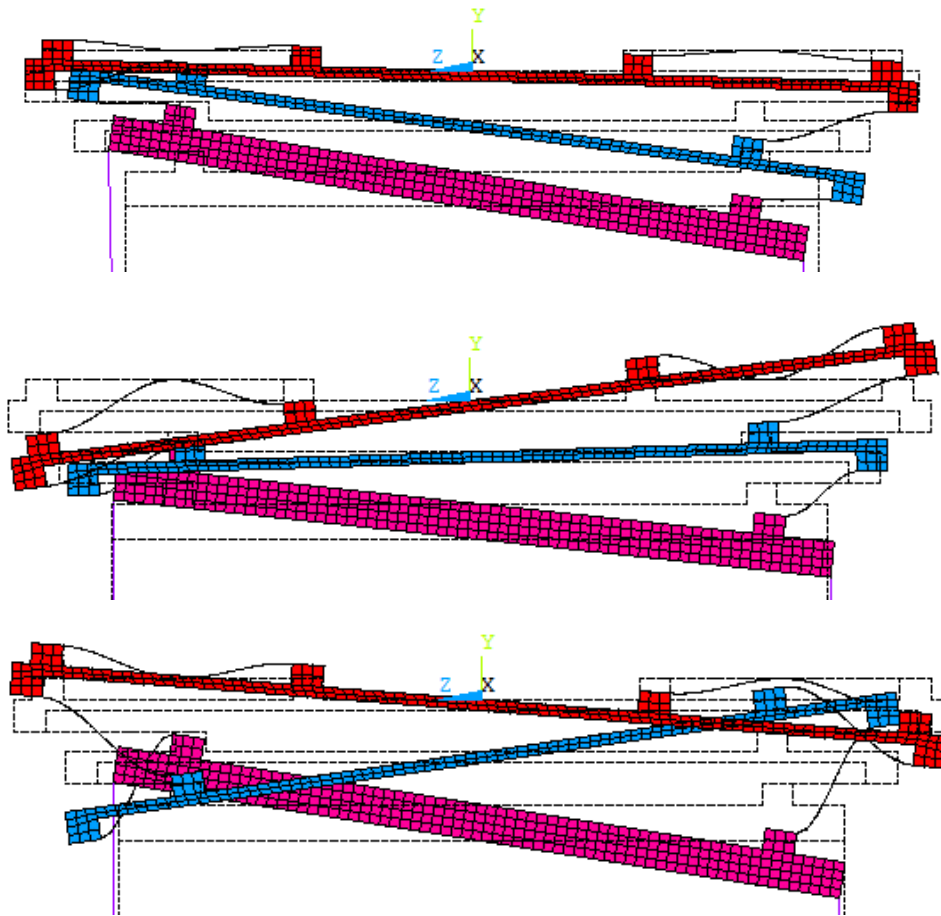


FIGURA 32 MODOS DE VIBRACIÓN LATERAL. GIROS CONTENIDOS EN EL PLANO

Empleo de guías

Como ha podido comprobarse en las simulaciones de elementos finitos, es muy complicado eliminar completamente los modos de vibración indeseados. Por ello se determina que es necesario el empleo de guías verticales que restrinjan los movimientos laterales y giros.

Por ello se van a realizar de nuevo los análisis modales restringiendo en los bloques de aluminio todos los grados de libertad excepto el desplazamiento vertical.

Para conseguir simular el efecto de las guías se ha restringido el movimiento en los ejes X y Z de las líneas verticales en cada bloque (Figura 33).

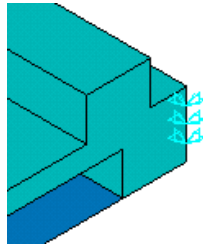


FIGURA 33 RESTRICCIÓN DE LÍNEAS VERTICALES PARA SIMULAR LAS GUÍAS

En este caso pueden plantearse dos soluciones distintas. La primera de ellas supone que solo se guiará el movimiento de los dos bloques superiores, ya que tienen la misma anchura y pueden compartir guía vertical mientras que el tercero quedaría libre.

Al lanzar este análisis modal, si bien las frecuencias naturales coinciden con las buscadas, también obtenemos de nuevo modos laterales acoplados en el tercer bloque (Figura 34).

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****
SET  TIME/FREQ  LOAD STEP  SUBSTEP  CUMULATIVE
  1   3.5327    1         1         1
  2   6.4202    1         2         2
  3  11.625     1         3         3
  4  12.448     1         4         4
  5  15.226     1         5         5
    
```

FIGURA 34 RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL DEL SEGUNDO DISEÑO CON GUÍAS EN LOS BLOQUES 1 Y 2

Éstos son los modos acoplados, modos 2 y 4 (Figura 35).

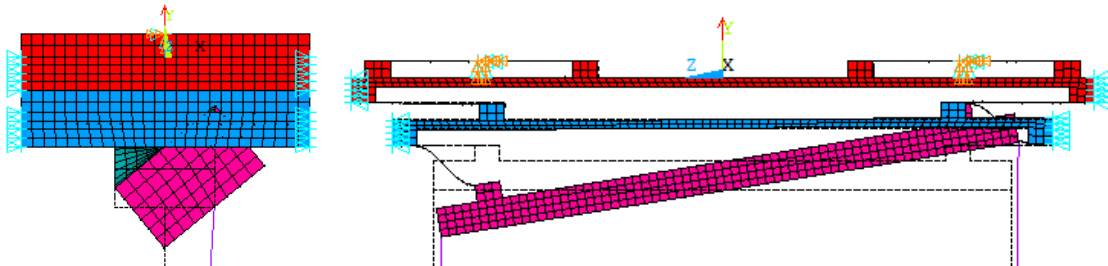


FIGURA 35 MODOS DE VIBRACIÓN LATERALES

Para eliminar completamente los modos laterales, se inmovilizan lateralmente los tres bloques. De este modo, el resultado final expresará únicamente los modos teóricos buscados (Figura 36):

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****
SET  TIME/FREQ  LOAD STEP  SUBSTEP  CUMULATIVE
  1   3.5328    1         1         1
  2  11.626     1         2         2
  3  15.226     1         3         3
    
```

FIGURA 36 RESULTADOS ANÁLISIS MODAL DEL SEGUNDO DISEÑO CON GUÍAS EN TODOS LOS BLOQUES

No obstante, este último planteamiento sería complicado de realizar, pues el tercer bloque debería estar sujeto a una guía independiente, por ello se plantea un nuevo diseño.

TERCER DISEÑO (modificación del primero diseño)

Medidas generales

Tras hacerse pruebas con los dos diseño anteriores, se decide plantear un tercer diseño el cual es realmente una modificación del primer diseño situando la célula de carga en el centro de las pletinas k_c (igual que en el segundo diseño). De nuevo, aplicando las restricciones laterales de guías verticales no se obtendrán modos laterales.

Las dimensiones de los tres bloque serán las siguientes:

- m_1 . 60x9x4.529 cm
- m_2 . 50x9x4.776 cm
- m_3 . 40x9x5.970 cm

Las dimensiones de las pletinas serán las siguientes:

- k_c . Dos pletinas de 229.55x90x1 mm apoyadas por el centro
- k_1 . Dos pletinas de 175.44x90x1 mm
- k_2 . Dos pletinas de 69.62x90x0.5 mm

El proceso para crear este diseño ha sido diferente en este último diseño. En esta ocasión no se ha creado el modelo sólido en Inventor, sino que se crearon los bocetos planos en dos dimensiones (Figura 37) para posteriormente extruir los volúmenes y las áreas en ANSYS, creando así todo el modelo.

El motivo por el que en este caso se ha decidido cambiar el proceso es por la sencillez que supone con respecto a crear un volumen completo.

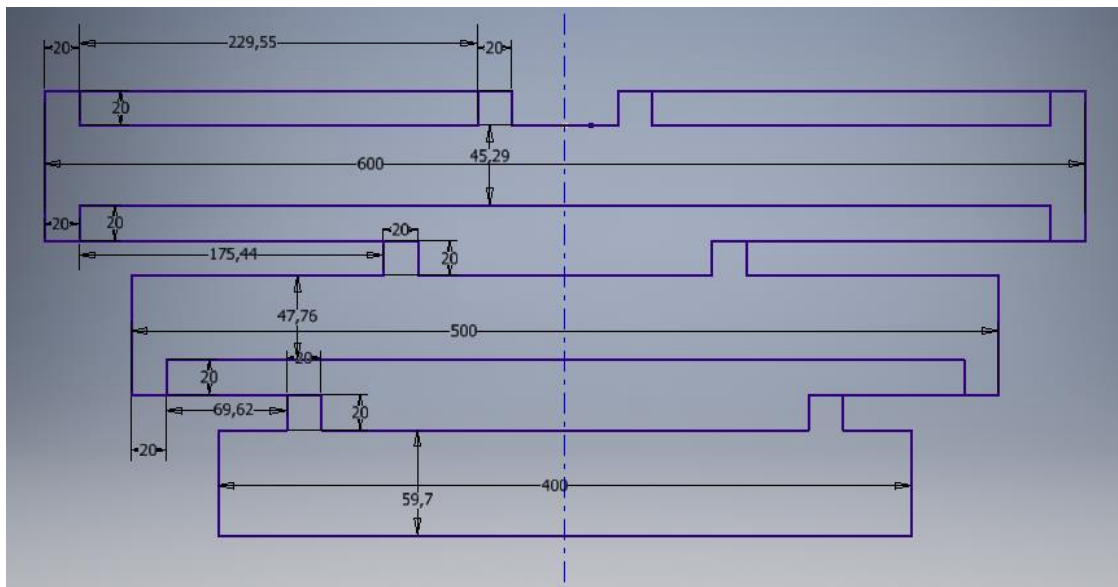


FIGURA 37 MEDIDAS DEL TERCER DISEÑO

Análisis de Elementos Finitos

El aspecto de esta modificación una vez completado y mallado el modelo es el siguiente (Figura 38):

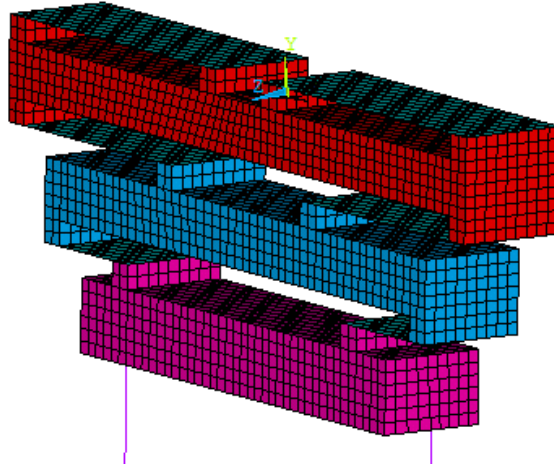


FIGURA 38 REPRESENTACIÓN MALLADA DEL TERCER DISEÑO

Para conseguir simular el efecto de las guías se ha restringido el movimiento en los ejes X y Z de las líneas verticales en cada bloque (Figura 39).

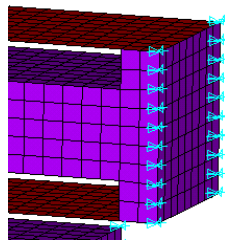


FIGURA 39 RESTRICCIÓN DE LAS LÍNEAS VERTICALES PARA SIMULAR LAS GUÍAS

Tras lanzar el análisis, podemos comprobar que, al igual que en el diseño anterior, todos los modos residuales han sido eliminados, quedando únicamente los tres modos de vibración del análisis teórico (Figura 40):

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****
SET  TIME/FREQ  LOAD STEP  SUBSTEP  CUMULATIVE
  1   3.5355     1         1        1
  2  11.523     1         2        2
  3  15.566     1         3        3
    
```

FIGURA 40 RESULTADOS ANÁLISIS MODAL DEL TERCER DISEÑO

Debido a la mayor sencillez de este último modelo, ya que presenta menores dimensiones y todos los bloques tienen la misma anchura, se opta por fabricar el modelo con el tercer diseño presentado. Como podemos observar, los modos de vibración se asemejan con buena precisión al resultado buscado, por lo que podemos confirmar que este modelo representa fielmente el comportamiento dinámico del pantógrafo real.

Frecuencias de sólido deformable

En último lugar se buscará cual es la frecuencia de sólido deformable más próxima para saber a qué frecuencia podrían empezar a aparecer estas vibraciones indeseadas. Para ello aumentamos el rango de frecuencia de análisis a 300 Hz (Figura 41).

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****

```

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	3.5355	1	1	1
2	11.523	1	2	2
3	15.566	1	3	3
4	174.19	1	4	4
5	175.83	1	5	5
6	281.27	1	6	6
7	281.29	1	7	7

FIGURA 41 FRECUENCIAS DE SÓLIDO DEFORMABLE A PARTIR DE 174 HZ

De esta forma se encuentra que a partir de 170 Hz aproximadamente las pletinas, comenzando por la pletina k_1 , empiezan a vibrar de forma independiente con su propia frecuencia natural (Figura 42). Estas vibraciones naturales propias de cada componente tienen lugar a frecuencias demasiado elevadas para que puedan suponer un problema durante los ensayos con el modelo, los cuales tienen una frecuencia máxima de excitación alrededor de 50 Hz.

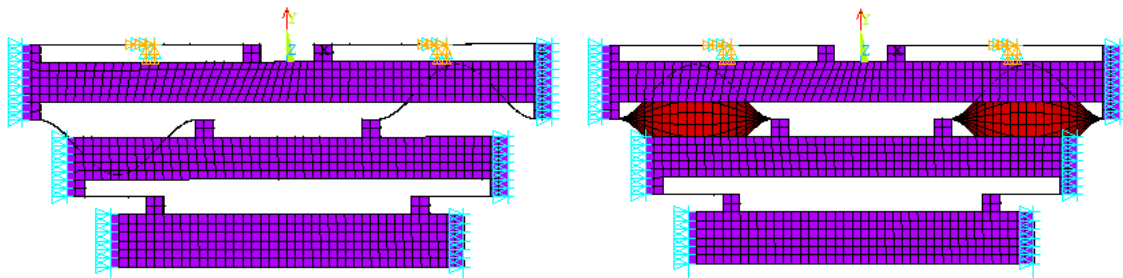


FIGURA 42 MODOS DE VIBRACIÓN DE SÓLIDO DEFORMABLE

DISEÑO FINAL

Como se ha comentado durante el análisis modal de elementos finitos, el diseño elegido para continuar el desarrollo de este pantógrafo es el tercero. También se ha visto la necesidad de incluir guías verticales que restrinjan las oscilaciones laterales indeseadas, por lo que será necesario incluir rodamientos solidarios con los bloques de aluminio.

Con el fin de poder atornillar las células de carga sin la necesidad de ajustar su posición con respecto a los agujeros del soporte, se ha diseñado una pieza intermedia llamada subsoporte en la que hacer los agujeros a la distancia necesaria.

Además, también se ha creado una pieza que une las guías verticales por la parte inferior para aumentar su rigidez y evitar así problemas de vibraciones en las guías.

Compensación de masa

Para compensar la masa de los rodamientos y los tacos para atornillar las pletinas debemos reducir la altura de los bloques de aluminio.

La masa de cada rodamiento es de 52 g según los datos del fabricante, por lo que se debe eliminar 208 g de cada bloque.

Por otro lado, los tacos tienen unas dimensiones de 20x20x90 mm, a lo que se debe añadir las tapas de sujeción, que miden 3x20x90 mm. El primer bloque contiene seis tacos, el segundo bloque contiene cuatro y el tercer bloque solamente dos.

De este modo, las alturas definitivas de los bloques serán de 39.27, 42.37 y 55.265 mm respectivamente.

A pesar de estos cálculos para ajustar la masa de los bloques, es casi imposible predecir la masa final del bloque una vez fabricado, pues las masas de la tornillería y el peso exacto de los rodamientos no se conoce hasta que no se encuentren montados. De modo que una vez fabricado el sistema será necesario recalibrar el peso de los bloques añadiendo o eliminando masa mediante taladros, soldaduras o semejantes.

Cálculo de desplazamientos

Con el fin de dimensionar ciertos elementos del conjunto que no afectan directamente al comportamiento vibratorio del pantógrafo, tales como los tacos de unión o las guías, es necesario realizar ciertos cálculos de desplazamientos en las masas.

De esta forma se conseguirá evitar choques entre las masas y otros elementos

Posición de equilibrio

El conjunto se encontrará colgado en posición vertical, por lo que la acción de la gravedad hará que la posición de equilibrio del sistema se desplace hacia abajo (Figura 43).

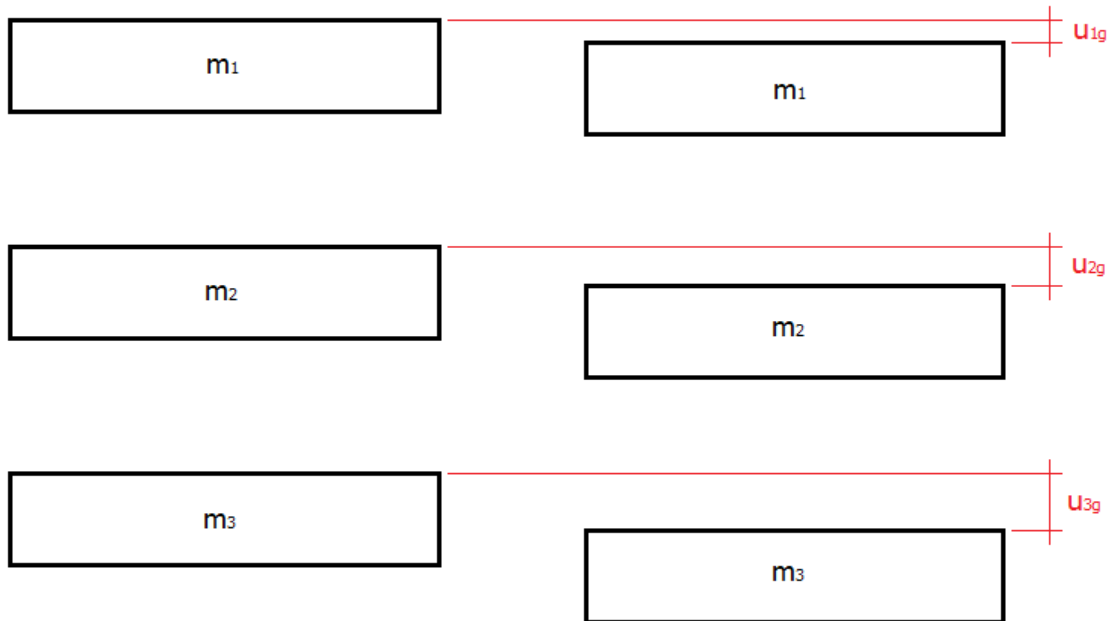


FIGURA 43 DESPLAZAMIENTOS POR GRAVEDAD

Para obtener este desplazamiento es necesario realizar un diagrama de equilibrio estático incluyendo en él la fuerza de la gravedad y las fuerzas de los resortes. A diferencia del diagrama de equilibrio realizado en el análisis modal no se tienen en cuenta las aceleraciones de las masas.

Las pletinas se han dimensionado para estar en un estado de carga nulo cuando el desplazamiento de los bloques es cero, sin embargo, el resorte 3 se basa en cintas elásticas, por lo que estará constantemente bajo tensiones. Como ignoramos el estado inicial de precarga de este resorte y su aportación es relativamente pequeña en comparación a los demás resortes, se optará por despreciarlo en las ecuaciones de equilibrio.

De este modo, éstos son los diagramas de sólido libre ante fuerzas estáticas (Figura 44):

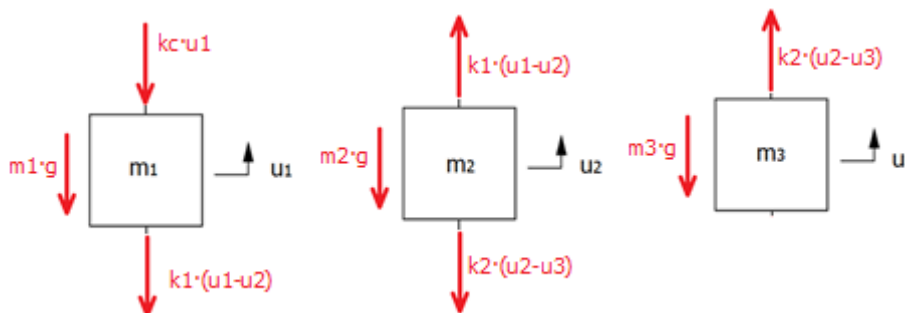


FIGURA 44 DIAGRAMA DE EQUILIBRIO ESTÁTICO

$$m_1 \cdot g + k_c \cdot u_1 + k_1 \cdot (u_1 - u_2) = 0$$

$$m_2 \cdot g - k_1 \cdot (u_1 - u_2) + k_2 \cdot (u_2 - u_3) = 0$$

$$m_3 \cdot g - k_2 \cdot (u_2 - u_3) = 0$$

Los resultados de este sistema de ecuaciones son los siguientes:

$$u_{1g} = -3.57 \text{ mm}$$

$$u_{2g} = 19.8 \text{ mm}$$

$$u_{3g} = -23.9 \text{ mm}$$

Oscilación

Partiendo de la posición de equilibrio anteriormente calculada, los bloques se desplazan verticalmente ante una excitación externa. Es importante tener en cuenta estos desplazamientos u_{1t} , u_{2t} y u_{3t} para evitar que los bloques choquen entre sí durante el transcurso de los ensayos.

Para obtener estos desplazamientos se ha proporcionado, partiendo de estudios precedentes a este proyecto, una simulación numérica del pantógrafo interaccionando con una catenaria a una velocidad de 300 km/h. En la siguiente gráfica pueden observarse estos desplazamientos durante 11 segundos de simulación.

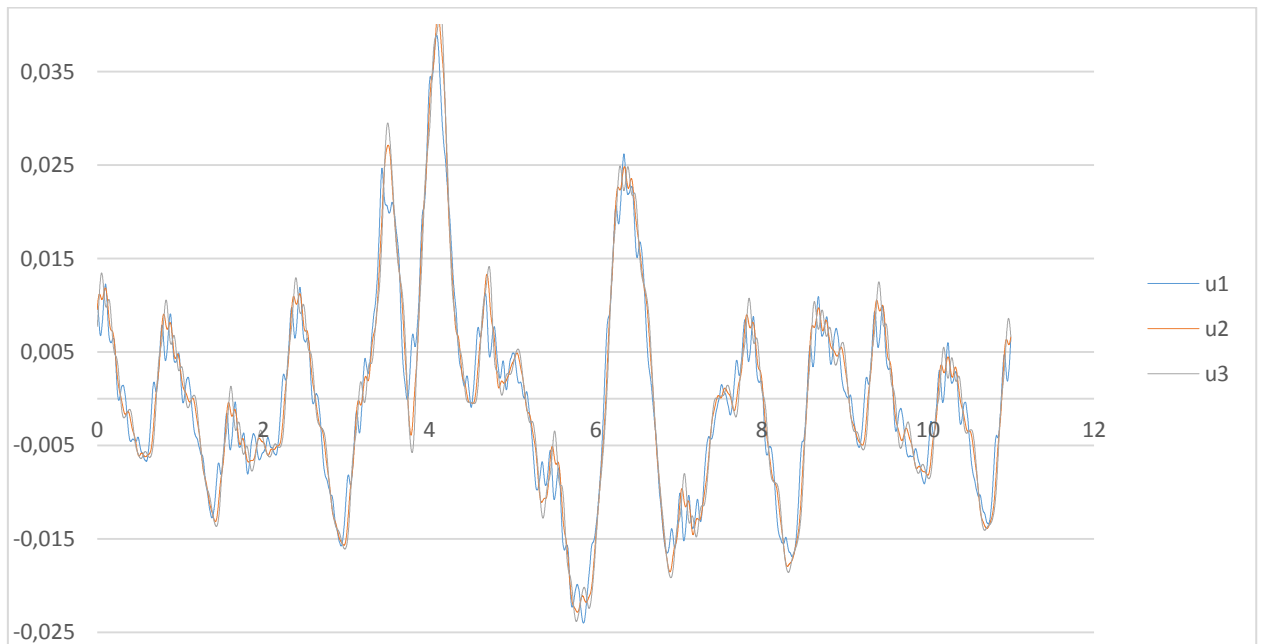


FIGURA 45 EVOLUCIÓN DE LOS TRES GRADOS DE LIBERTAD EN ONCE SEGUNDOS DE SIMULACIÓN

Para cada instante de tiempo debe tenerse controlada la distancia relativa entre bloques. De esta manera podemos calcular la máxima interferencia I_{1-2} y I_{2-3} que se produce entre bloques (Figura 46) y diseñar una separación entre ellos superior a esta interferencia.

$$I_{1-2} = u_{2t} - u_{1t}$$

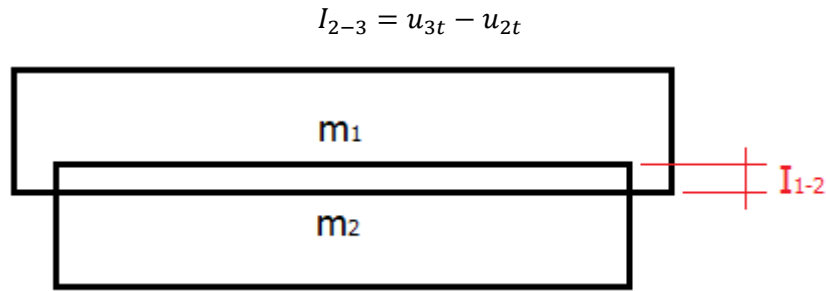


FIGURA 46 REPRESENTACIÓN DE LA INTERFERENCIA.

De este modo, obtenemos que la máxima interferencia entre los bloques 1 y 2 es de 7.2 mm, mientras que la máxima interferencia entre los bloques 2 y 3 es de 3.7 mm.

Para dimensionar la separación entre bloques también se debe tener en cuenta la posición de equilibrio del sistema, ya que la gravedad separa inicialmente los bloques entre sí. De este modo, la separación mínima entre bloques δ_{1-2} y δ_{2-3} debe ser:

$$\delta_{1-2} > I_{1-2} - (u_{1g} - u_{2g}) = -0.009 \text{ m} = -9 \text{ mm}$$

$$\delta_{2-3} > I_{2-3} - (u_{2g} - u_{3g}) = -0.0004 \text{ m} = -0.4 \text{ mm}$$

Estos resultados negativos indican que la separación de los bloques debido a la acción de la gravedad es superior a la deformación que sufren durante el ensayo, por lo que es suficiente para evitar que colisionen entre sí.

Según este resultado, los tacos para atornillar las pletinas pueden tener cualquier espesor sin que haya problemas.

Elongación máxima

Con el fin de evitar que el bloque 3 alcance el fin de las guías, se determina el máximo desplazamiento de dicho bloque en sentido vertical. Para ello se suma el desplazamiento por gravedad con la mínima posición de la simulación dinámica. De este modo obtenemos:

$$D = u_{3g} + \min(u_{3t}) = -0.0239 - 0.0238 = -0.0477 \text{ m}$$

Por lo que las guías deberán tener como mínimo 47.7 mm desde la parte inferior del tercer bloque.

RESUMEN DE RESULTADOS

Tras haber realizado una serie de ensayos y mediciones con diferentes propuestas de diseño, se ha concluido en un modelo final que presenta el siguiente aspecto (Figura 47):

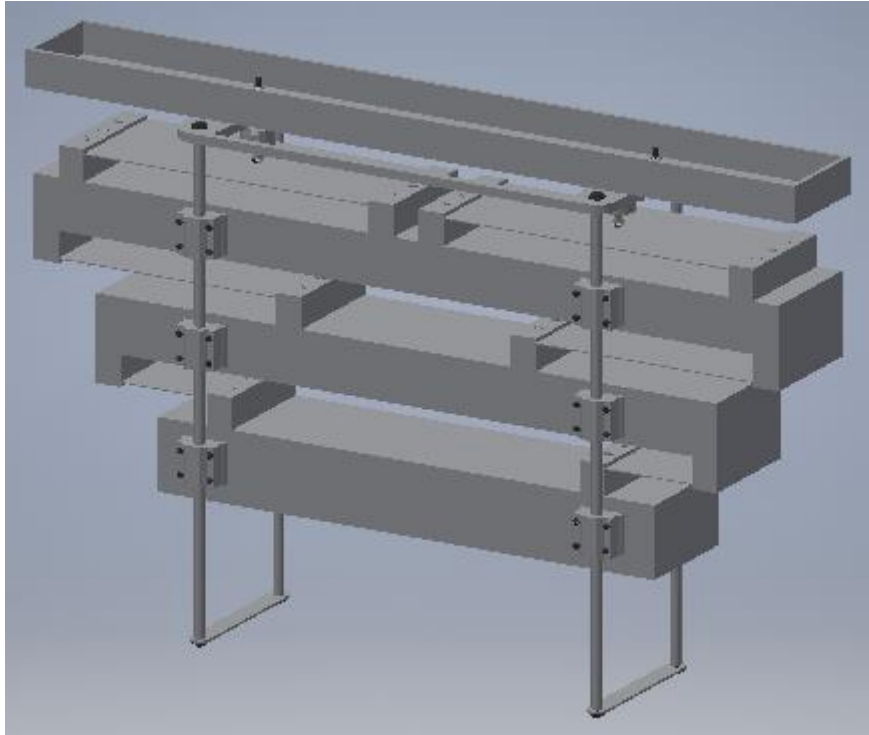


FIGURA 47 CONJUNTO COMPLETO

En cuanto a la similitud en los modos de vibración, los valores finales para las frecuencias naturales presentan un error aceptable con respecto a los valores teóricos.

	Frecuencia teórica	Frecuencia obtenida	Error relativo
Modo 1	3.476 Hz	3.5355 Hz	1.71 %
Modo 2	11.566 Hz	11.523 Hz	0.37 %
Modo 3	15.037 Hz	15.566 Hz	3.52 %

TABLA 1 COMPARATIVA DE FRECUENCIAS NATURALES DEL SISTEMA

En vista a estos resultados se puede dar por concluido el diseño de este sistema.

CONCLUSIONES

A lo largo de lo expuesto en los distintos apartados de la memoria, se han ido alcanzando exitosamente los objetivos de este trabajo.

Dichas metas han sido obtener los modos de vibración y las frecuencias naturales de un pantógrafo según el sistema proporcionado por el fabricante, el planteamiento de un diseño que imita el comportamiento dinámico de este pantógrafo y la comprobación analítica de que dicho diseño cumple las necesidades requeridas siendo a su vez sencillo de fabricar.

La fabricación final y puesta en marcha de este sistema se realizará por el grupo de trabajo del proyecto una vez los presupuestos queden aprobados y se reciba el material.

Una vez terminado este proyecto, será posible la realización de ensayos Hardware In the Loop que permitan a la Universidad, en colaboración con la empresa asociada al proyecto, mejorar las condiciones en el contacto pantógrafo-catenaria, intentando así optimizar las velocidades de circulación y el desgaste de los materiales.

Adicionalmente, en el futuro puede el uso de este banco de ensayos para llevar a cabo ensayos con diferentes pantógrafos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Fernando peinado. TFM 'Diseño de un banco para ensayos dinámicos de pantógrafos'. Universidad Politécnica de Valencia
- [2] Luis Izquierdo. TFM 'Desarrollo de una herramienta de verificación de la interacción pantógrafo-catenaria'. Universidad Carlos III
- [3] César Clemente. TFM 'Simulación por el Método de los Elementos Finitos de la interacción dinámica pantógrafo – catenaria'. Universidad Politécnica de Madrid
- [4] Createc Shop 3D, catálogo de elementos rodantes
<https://createc3d.com/shop/es/56-rodamientos-y-acoples>
- [5] Aceros Llobregat. Catálogo de aceros especiales
<https://www.acerosllobregat.com/productos/aceros-para-muelles/f-143/>

PRESUPUESTO

Diseño y cálculo

El software empleado para la realización de este proyecto ha sido Autodesk Inventor Professional (2017) y ANSYS Mechanical APDL 18.1, ambos con licencia de educación gratuita. Sin embargo, se va a simular el coste de estas licencias para conocer el precio virtual de este proyecto como si se tratara de un proyecto financiado completamente por una empresa.

Para ello se va a utilizar una licencia de 12 meses. Se estima que el equipo informático utilizado se amortizará en 4 años, siendo utilizado simultáneamente para 4 proyectos diferentes.

Concepto	Horas	Precio	Amortización	Total
Diseño del sistema	75	25 €/h	-	1875 €
Análisis modal	25	25 €/h	-	625 €
Creación de planos	50	25 €/h	-	1250 €
Licencia Inventor Professional	-	2160 €	-	2160 €
Licencia ANSYS Mechanical	-	22.218,7 €	-	22.218,7 €
Equipo informático	-	1000 €	6.25 %	62,5 €
Total				28.191,2 €

TABLA 2 COSTES DE DISEÑO Y CÁLCULO

Este precio es el que compone este proyecto fin de máster. Los precios que a continuación se muestran están relacionados con la fabricación de este sistema.

Materiales y mano de obra

El precio del aluminio y el acero se obtiene de una base de datos según el peso necesario aproximado.

Para la tornillería se tendrá en cuenta el precio de cada paquete, comprando un paquete por cada tipo de tornillo o tuerca.

Concepto	Cantidad	Coste	Precio
Aluminio	20 kg	1,5 €/kg	30 €
Acero	0.5 kg	1 €/kg	0,5 €
Tornillería	6 Uds	8 €	48
Rodamientos	12 Uds	2,15 €	25,8 €
Fabricación	50 h	20 €/h	1000 €
Montaje	25 h	20 €/h	500 €
Total			1.604,3 €

TABLA 3 COSTES DE MATERIALES Y DISEÑO

Presupuesto total

Para obtener el coste final de la construcción de este sistema se deben sumar los costes anteriormente mencionados y añadir el IVA y los costes indirectos asociados a todo el proceso.

Concepto	Coste
Diseño y cálculo	28.191,2 €
Materiales y fabricación	1.604,3 €
Costes indirectos (15%)	4.131,82 €
IVA (21%)	5.784,55 €
Total	39.711,87 €

TABLA 4 COSTES TOTALES

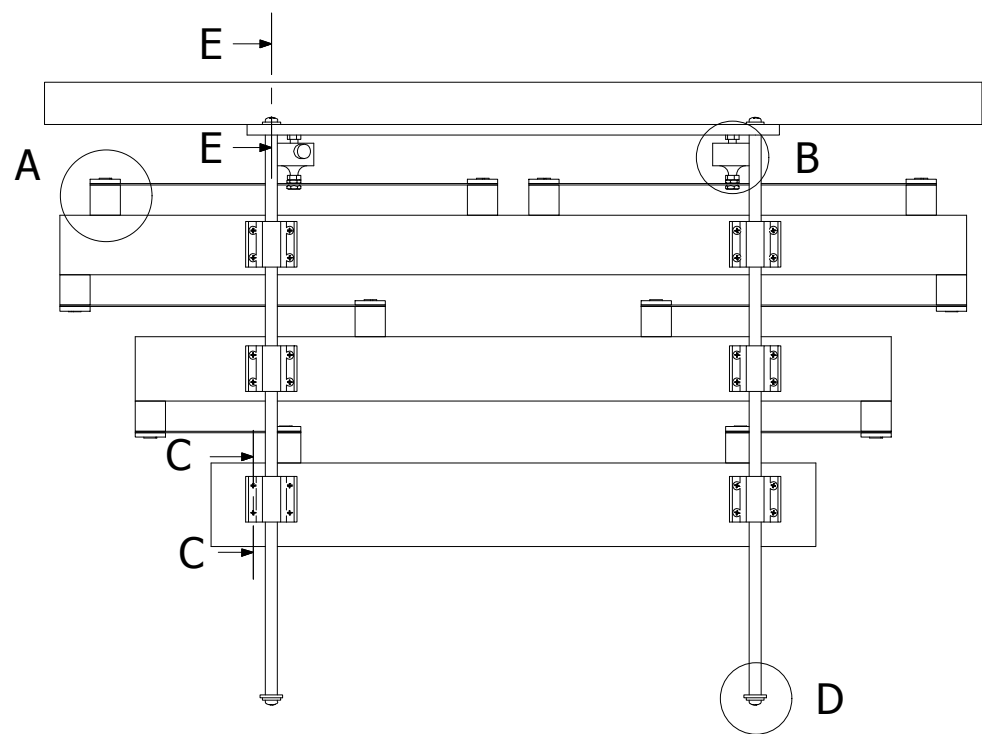
Con lo que se estima que la totalidad del presupuesto asciende a la cantidad de:

Treinta y nueve mil setecientos once euros con ochenta y siete céntimos

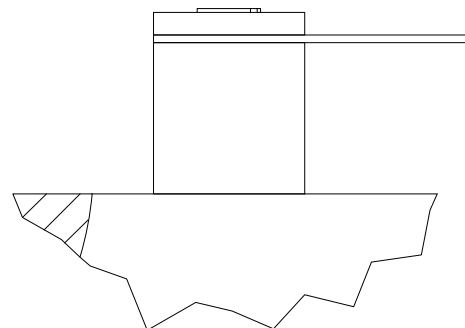
PLANOS

NÚMERO DE PLANO	DESCRIPCIÓN	Página
1	CONJUNTO	43
2	SUBSOPORTE	44
3	BLOQUE 1	45
4	BLOQUE 2	46
5	BLOQUE 3	47
6	PLETINA KC	48
7	PLETINA K1	49
8	PLETINA K2	50
9	TACOS DE UNIÓN	51
10	TAPAS	52
11	GUÍA	53
12	UNIÓN GUÍAS	54

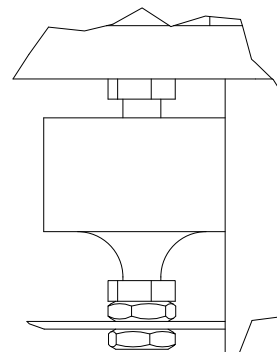
TABLA 5 DESGLOSE DE PLANOS



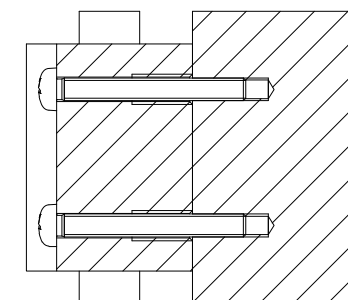
A (1:1)



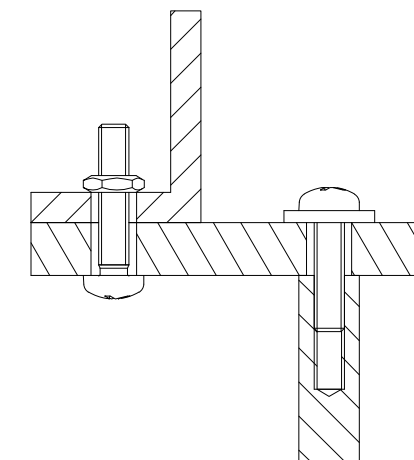
B (1:1)



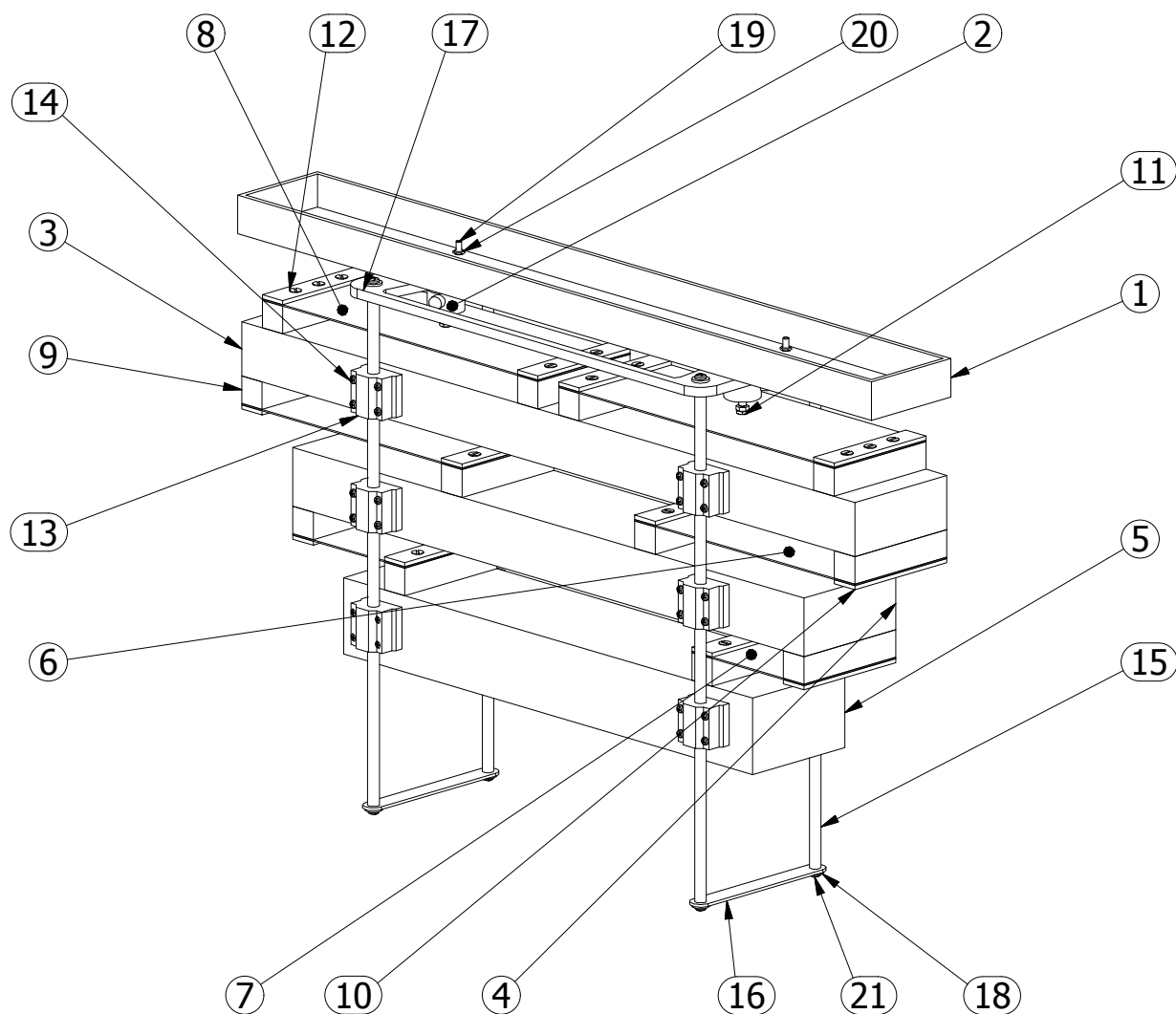
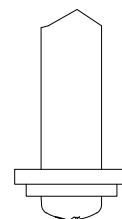
C-C (1:1)



E-E (1:1)



D (1:1)



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Soporte	Aluminio
2	2	Celda de carga	
3	1	Bloque 1	Aluminio
4	1	Bloque 2	Aluminio
5	1	Bloque 3	Aluminio
6	2	Pletina k1	Acero UNE - F143
7	2	Pletina k2	Acero UNE - F143
8	2	Pletina Kc	Acero UNE - F143
9	12	Tacos	Aluminio
10	12	Tapa	Aluminio
11	4	ISO 4035 - M5	Acero inoxidable, 440C
12	36	ISO 2009 - M4 x 30	Acero inoxidable, 440C
13	12	Rodamiento lineal	
14	48	ISO 7045 - M3 x 25 - 4.8 - H	Acero
15	4	Guías	Aluminio
16	2	Unión guías	Aluminio
17	1	Subsoporte	Aluminio
18	8	DIN 7349 - 4,3	Acero
19	4	ISO 7045 - M4 x 20 - 4.8 - H	Acero
20	4	ISO 4035 - M4	Acero inoxidable, 440C
21	8	ISO 7045 - M4 x 16 - 4.8 - H	Acero

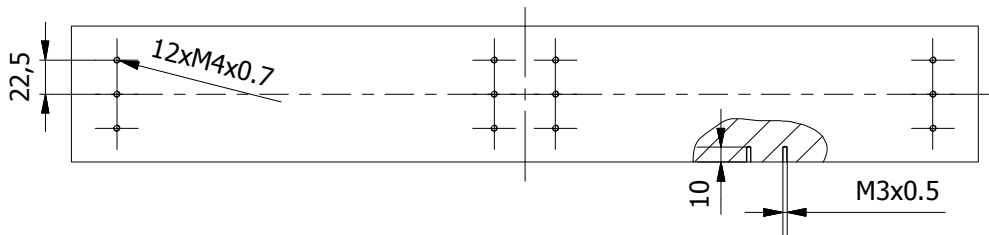
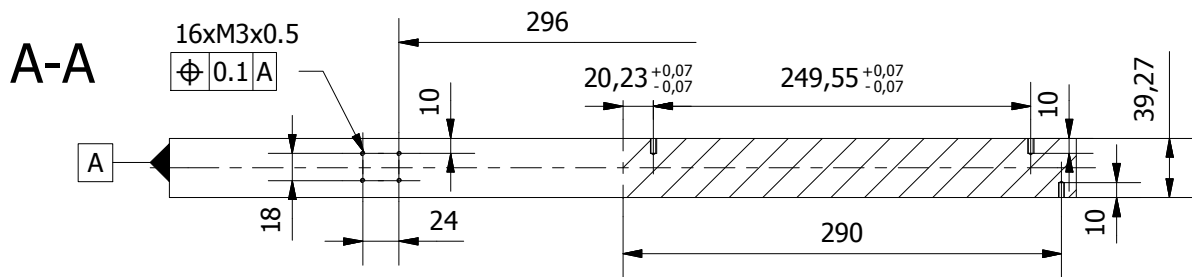
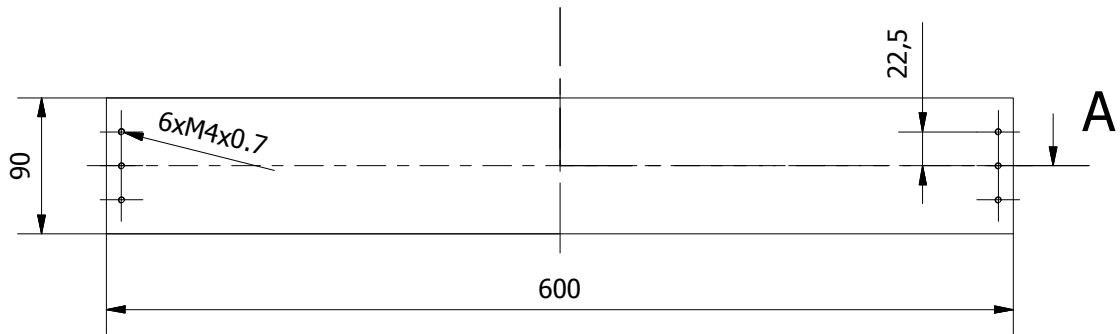
Joaquin García Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori Fecha 04/08/2019

Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos

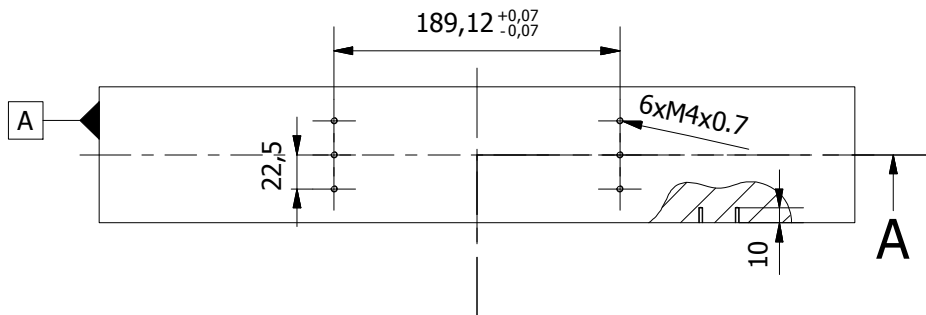
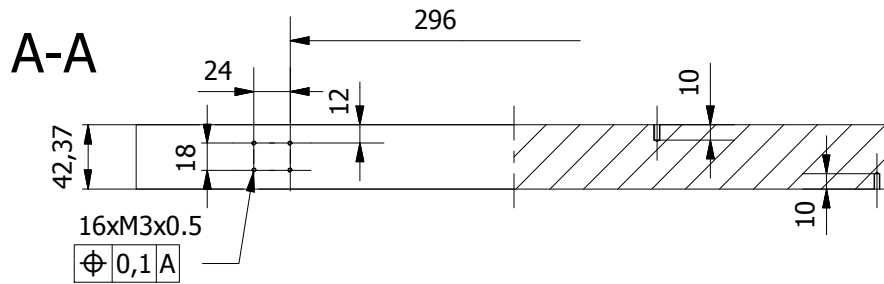
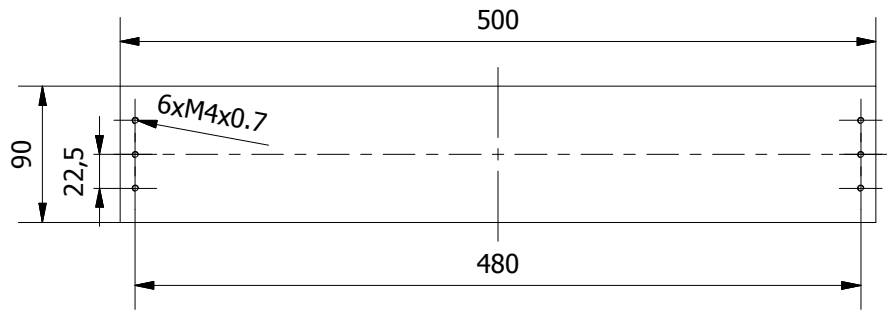


Conjunto

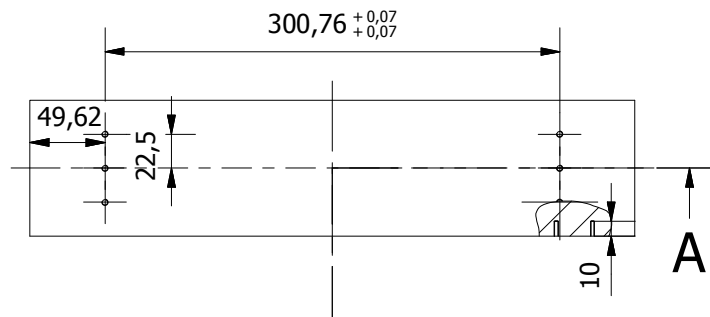
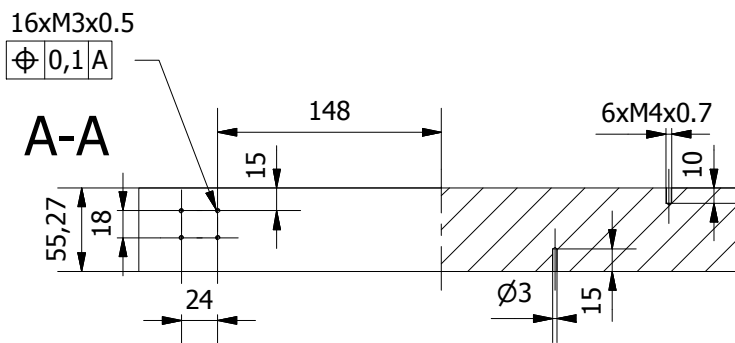
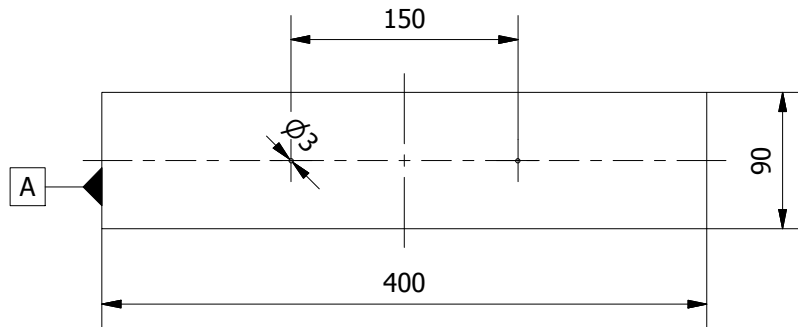
Escala 1:5 Hoja 1 / 12

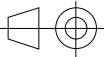



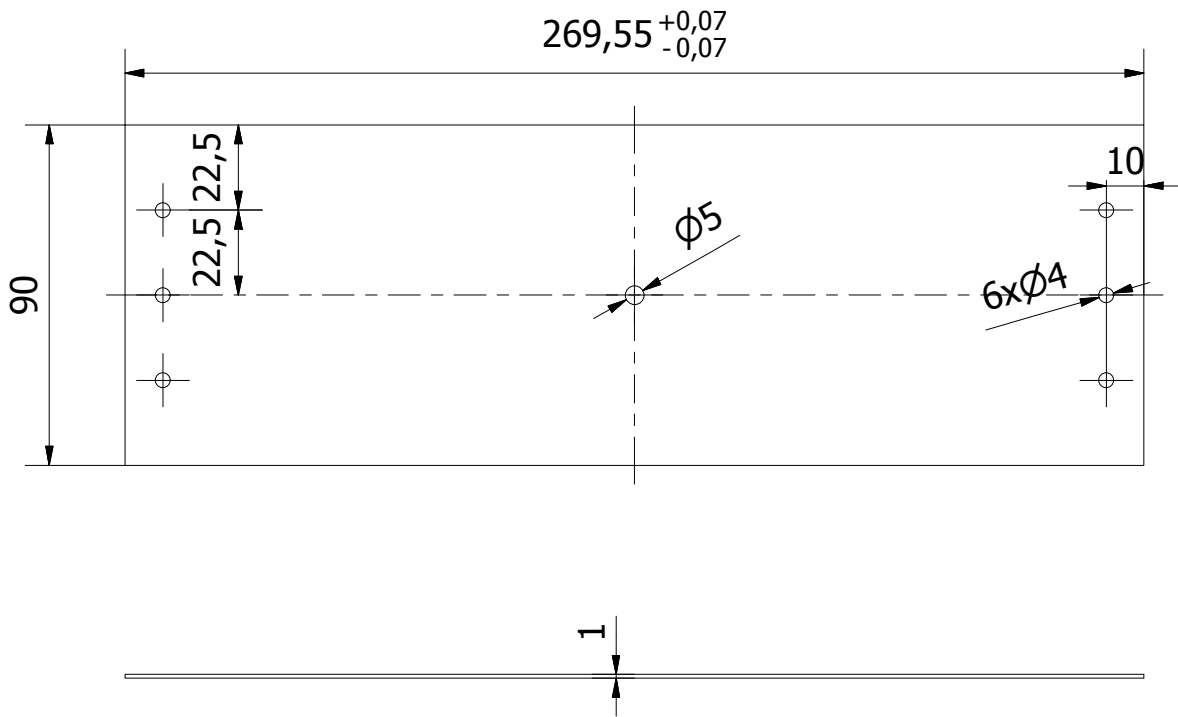
Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
	Bloque 1	Escala 1:5	Hoja 3 / 12

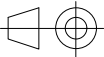



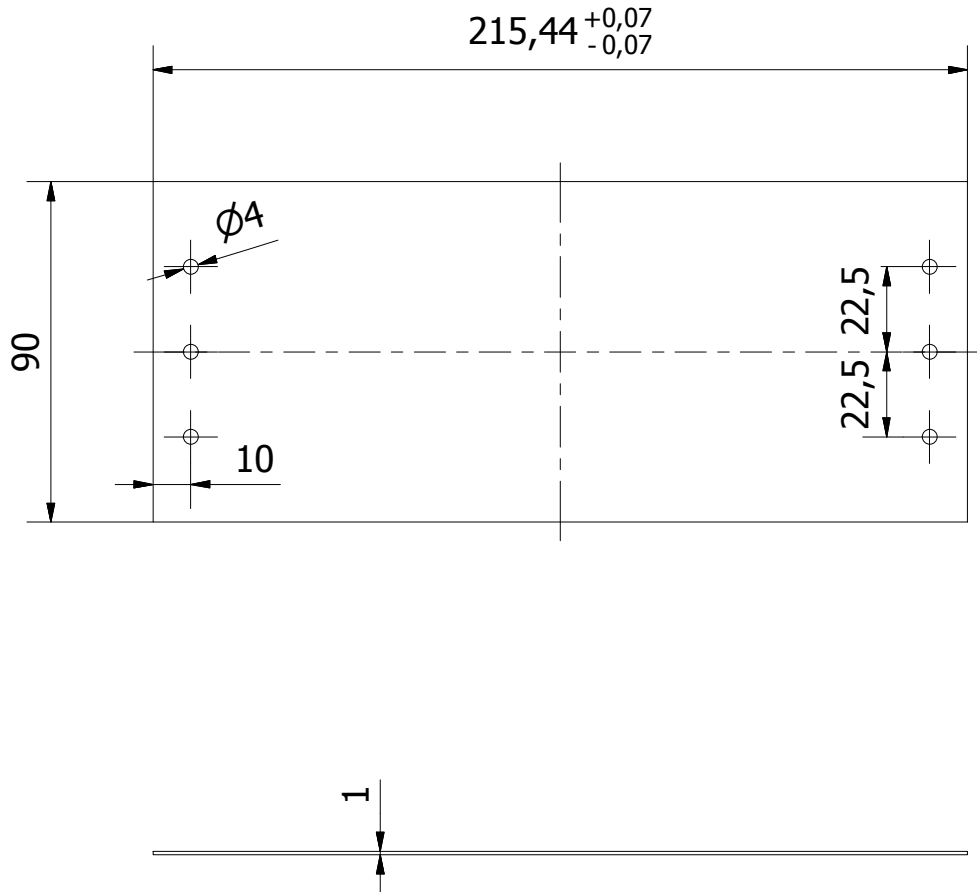
Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Bloque 2		Escala 1:5	Hoja 4 / 12

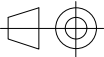



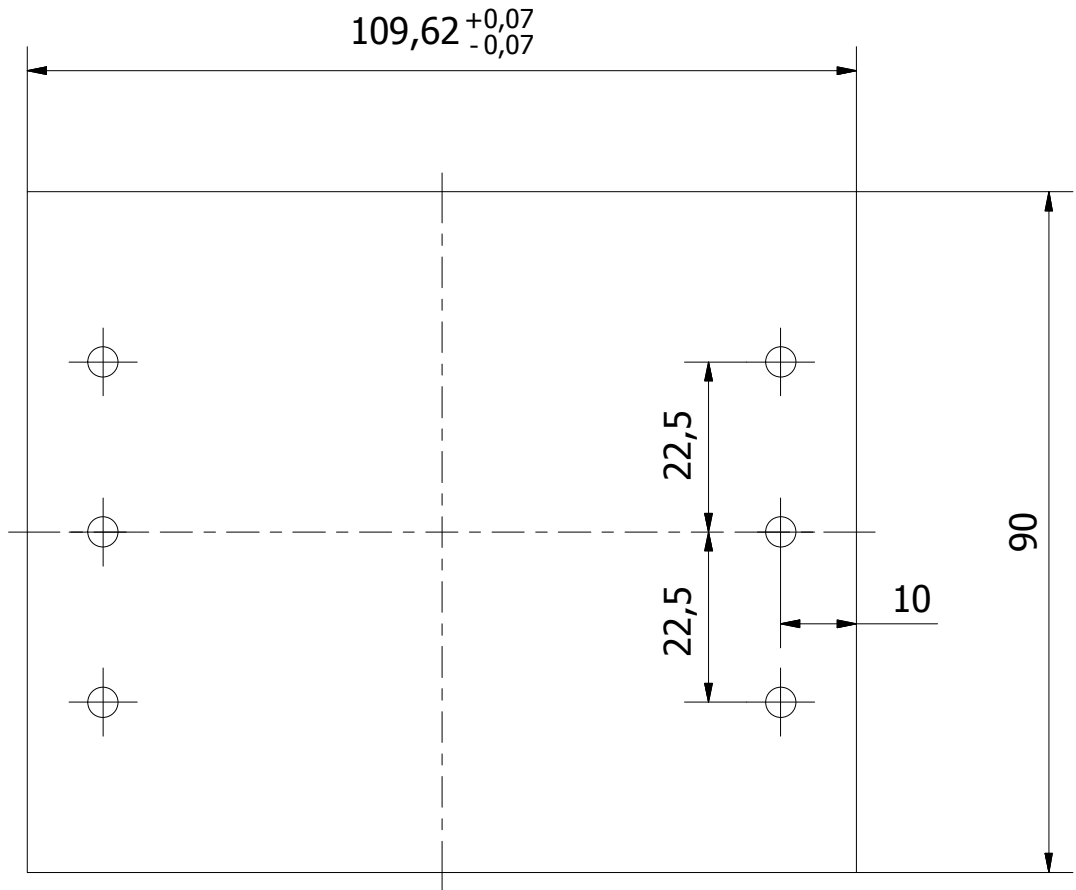
Joaquin García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Bloque 3		Escala 1:5	Hoja 5 / 12

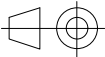



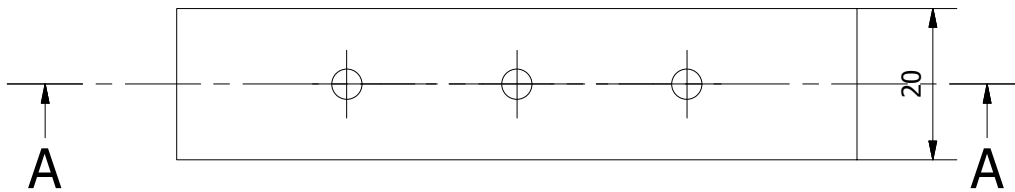
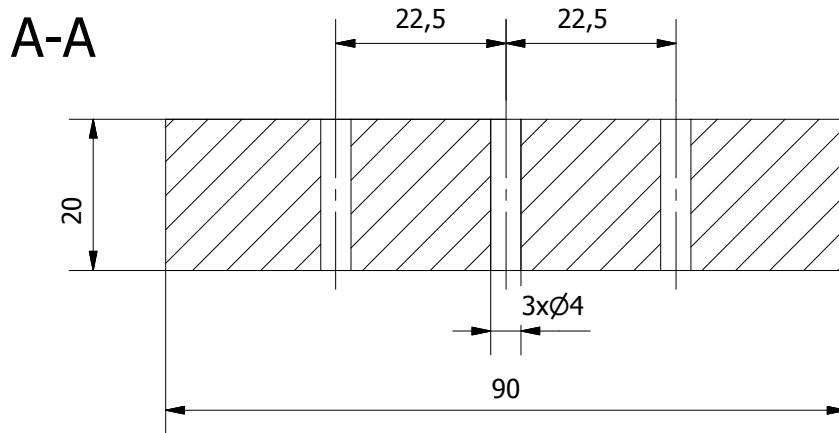
Joaquin García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Pletina Kc		Escala 1:2	Hoja 6 / 12

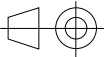



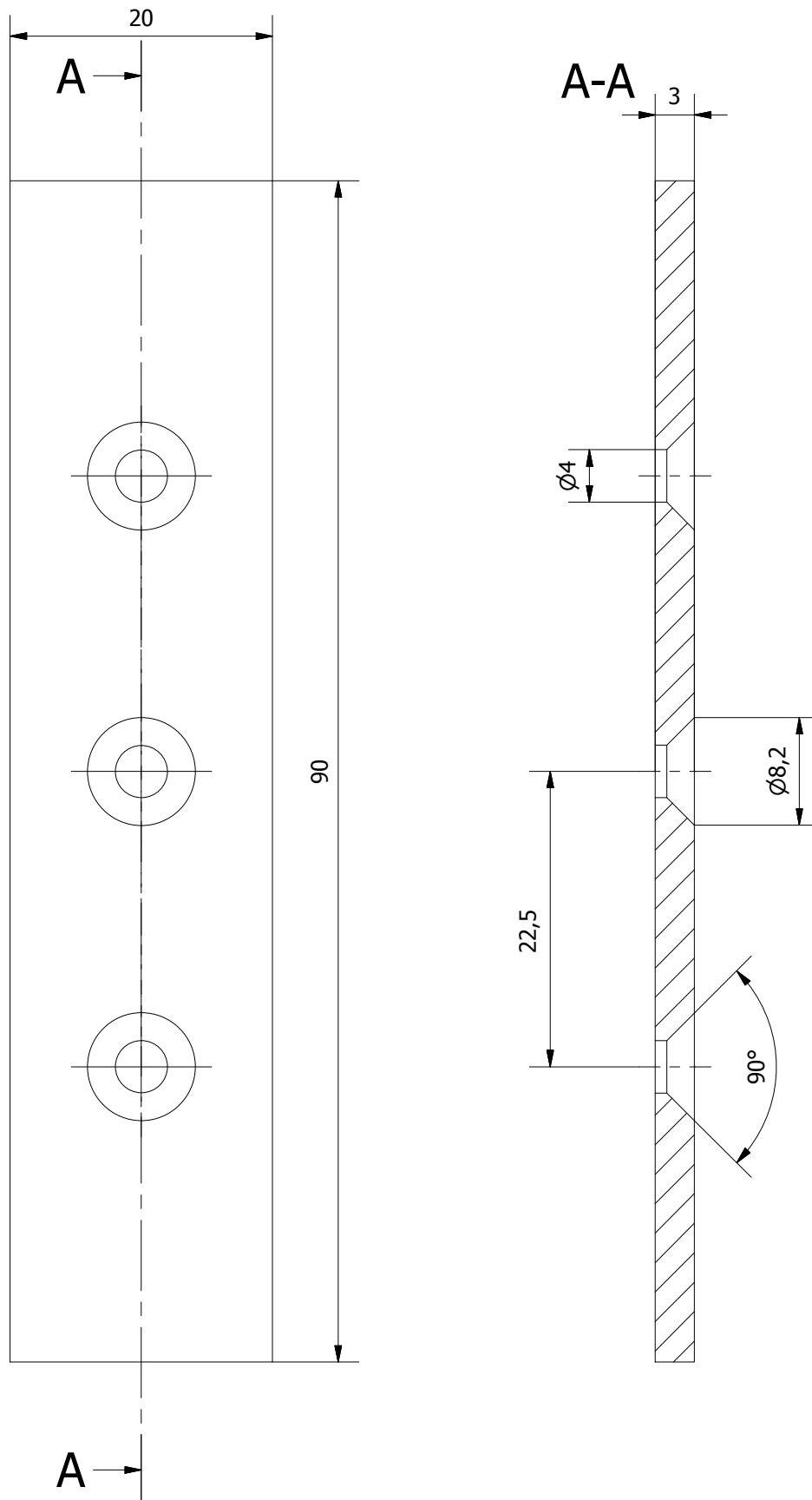
Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 31/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Pletina K1		Escala 1:2	Hoja 7 / 12

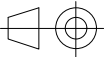



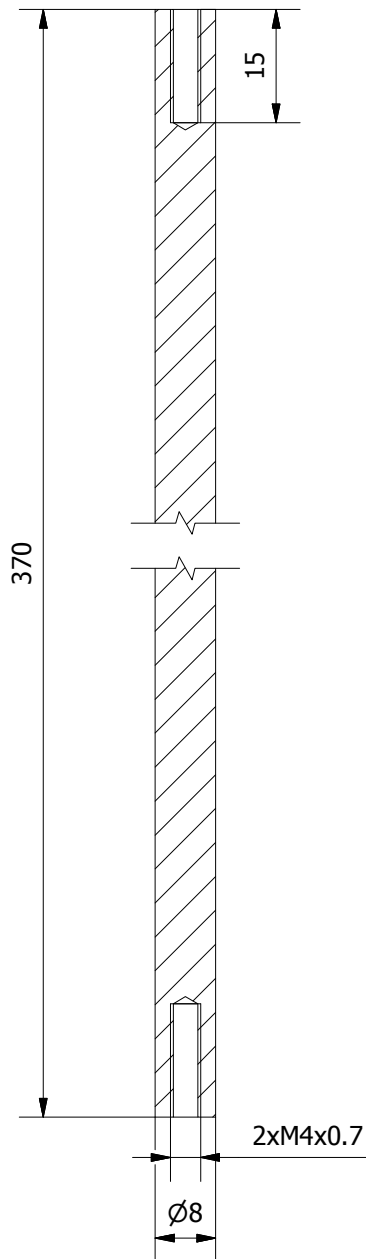
Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Pletina K2		Escala 1:1	Hoja 8 / 12

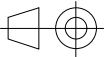



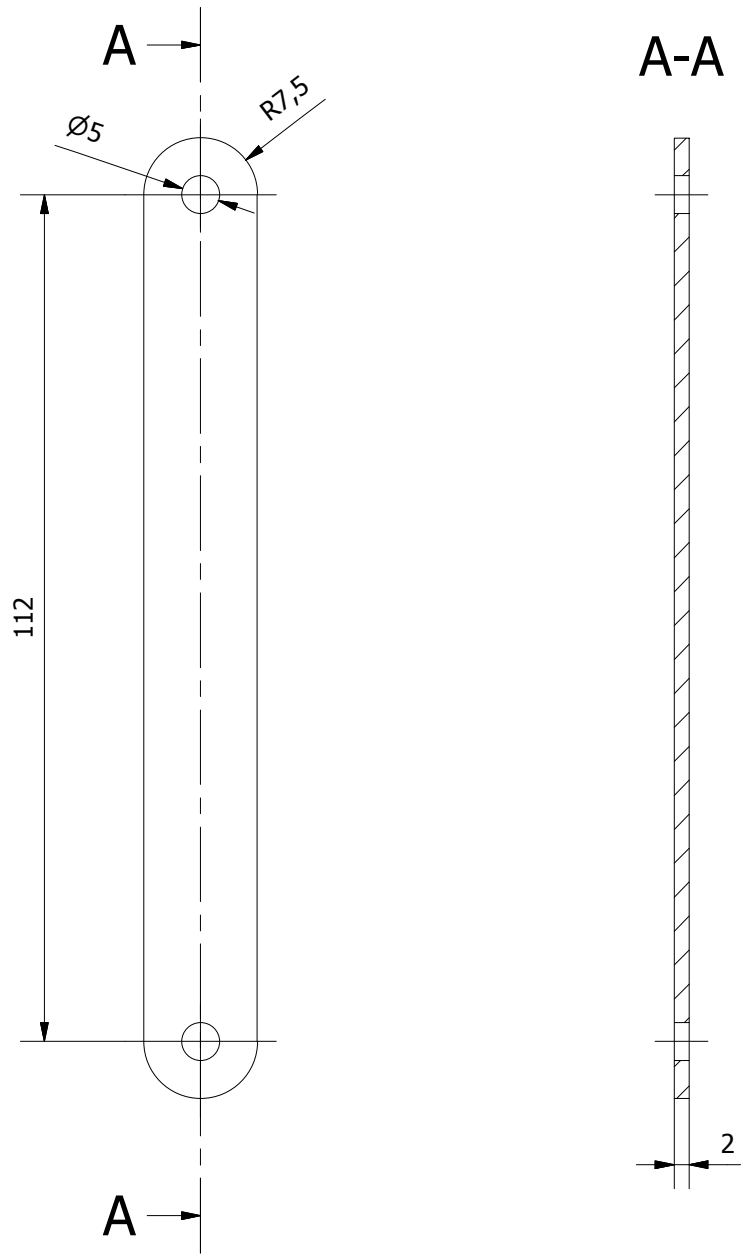
Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		Escala 1:1
Tacos de Unión		Hoja 9 / 12	

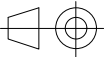



Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		
Tapas		Escala 2:1	Hoja 10 / 12



Joaquín García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		Escala 1:1
Guía		Hoja 11 / 12	



Joaquin García	Tutores Manuel Tur, Santiago Gregori	Fecha 24/07/2019	
	Diseño de un sistema para calibrar un banco de ensayos de pantógrafos		Escala 1:1
Unión guías		Hoja 12 / 12	