



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Diseño y prototipado de un excitador inercial
basado en un motor brushless de
excentricidad configurable**

Autor: Ramos Diez, Jose María

Tutores:

**Lorenzana Iban, Antolín
Magdaleno González, Álvaro**

C.A., I.T., M.M.C. y Teoría de Estructuras

Valladolid, Julio de 2021





Agradecimientos

Quería agradecer a mis padres y a mi hermano todo el apoyo que me han dado siempre, y en especial agradecer a mi abuelo toda la ayuda y apoyo que me ha brindado cuando lo he necesitado y cuando no, gracias allí donde estés.

Gracias también a todos mis compañeros por estar conmigo en esta etapa de mi vida, me llevo buenos amigos de todo esto y estoy convencido de que serán también grandes profesionales.

Y cómo no, agradecer a la Universidad de Valladolid y a todos y cada uno de los profesores que me han guiado en este camino y que me han ayudado a conseguirlo.



Resumen

Por medio de este Trabajo Fin de Grado se pretende crear un prototipo de excitador (shaker) inercial destinado al análisis dinámico y caracterización de estructuras esbeltas. A lo largo de este documento, se describirá la evolución del modelado 3D realizado a través del software CATIA V5, además del montaje llevado a cabo de todas y cada una de las piezas que conforman el dispositivo y de los distintos cálculos realizados acerca de ciertos aspectos de interés. Todo ello, se encuentra envuelto dentro de un marco restrictivo en lo que a materiales se refiere, pues estos deberán resultar de fácil acceso dentro de nuestro entorno cotidiano.

Palabras clave

Excitador inercial, modelado 3D, prototipo, diseño, fuerza de inercia.

Abstract

Through this Final Degree Project, it is intended to create a prototype of an inertial shaker destined to the dynamic analysis and characterization of slender structures. Throughout this document, the evolution of the 3D model, made with CATIA V5, will be described, as well as the assembly of all the different parts of the device and the calculations of different topics of interest. In addition, the choice of materials is restricted to those of easy access in a daily environment.

Keywords

Inertial shaker, 3D modeling, prototype, design, inertial force.



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. CONTEXTO.....	1
1.2. OBJETIVOS.....	4
2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES.....	5
3. EVOLUCIÓN DEL DISEÑO Y MODELADO EN CAD.....	11
3.1. UNIONES DE LAS ESQUINAS SUPERIORES.....	13
3.2. UNIONES DE LAS ESQUINAS INFERIORES.....	15
3.3. DISEÑO DE LAS PLACAS SOPORTE PARA LA RUEDA/MOTOR.....	17
3.4. DISEÑO DE LA MASA CON EXCENRICIDAD CONFIGURABLE.....	21
3.5. CONJUNTO FINAL.....	29
3.6. ELEMENTOS ADICIONALES	30
4. PROTOTIPADO Y MONTAJE.....	31
4.1. RESUMEN DE COMPONENTES A UTILIZAR.....	31
4.2. MONTAJE FINAL DEL CONJUNTO.....	35
5. CÁLCULOS Y CONSIDERACIONES	48
5.1. LASTRE	48
5.1.1. CÁLCULO PARA LA POSICIÓN VERTICAL DE LA EXCÉNTRICA	50
5.1.2. CÁLCULO PARA LA POSICIÓN HORIZONTAL DE LA EXCÉNTRICA.....	59
6. LÍNEAS FUTURAS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO	64
7. CONCLUSIONES	66
8. REFERENCIAS.....	67
9. ANEXOS.....	68
9.1. ANEXO 1: EXCITADOR INERCIAL APS 113.....	68
9.2. ANEXO 2: PLANOS DE LOS COMPONENTES	73



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Modelo APS 113 de la marca APS Dynamics.....	2
Figura 2. Interior de la llanta delantera del modelo M365 de Xiaomi	3
Figura 3. Batería incorporada por el patinete M365 de Xiaomi	6
Figura 4. Controlador Carrfan para el modelo M365 de Xiaomi [5].....	6
Figura 5. Perfil básico 30x30 mm (referencia 5010) [6]	7
Figura 6. Perfil básico 40x40 mm (referencia 5009) [6]	8
Figura 7. Escuadras 81x81x30 mm (referencia 53020) [6]	8
Figura 8. Tornillo autorroscante M8x25 (referencia 53618) [6].....	9
Figura 9. Tuercas rectangulares en T (referencias 52098 y 52048) [6]	9
Figura 10. Diseño conceptual de la caja	11
Figura 11. Detalle de la unión entre un tornillo - tuerca rectangular en T.....	12
Figura 12. Detalle de la unión superior	13
Figura 13. Unión superior sin necesidad de taladros.....	14
Figura 14. Escuadra 27x27x28 mm (referencia 5333) [6]	15
Figura 15. Detalle de la triple unión inferior	16
Figura 16. Primer diseño del soporte para el eje motor utilizando perfiles verticales.....	18
Figura 17. Segundo diseño de los soportes para el eje motor utilizando perfiles en "X"	19
Figura 18. Vista en alzado de la "placa horquilla" situada en el interior de la estructura de la caja	20
Figura 19. Diseño 3D del conjunto sin la masa excéntrica	21
Figura 20. Neumático utilizado en el modelo M365 Scooter de Xiaomi [9]....	22



Figura 21. Primer boceto de la masa excéntrica	23
Figura 22. Tercer boceto de la masa excéntrica basado en la idea de unión de dos masas de acero por medio de una bisagra.....	24
Figura 23. Forma del perfil de la llanta en ausencia del neumático.....	26
Figura 24. Partes superior e inferior de la abrazadera utilizada en el conjunto de la masa excéntrica.....	27
Figura 25. Masas que componen la excéntrica del conjunto	28
Figura 26. Diseño final del conjunto excitador inercial	29
Figura 27. Caja soporte para la fijación del controlador	30
Figura 28. Placa de aluminio “en C”	32
Figura 29. Placa de aluminio con la función de “horquilla”	32
Figura 30. Disposición esquemática de los elementos del conjunto masa excéntrica	33
Figura 31. Resultado de la impresión en 3D del conjunto masa excéntrica...	34
Figura 32. Imagen general de los elementos utilizados	35
Figura 33. Primera unión entre perfiles Fasten y “placa horquilla”	36
Figura 34. Posiciones de las tuercas rectangulares a introducir en los canales de los perfiles horizontales previamente a la obstrucción de sus extremos...	37
Figura 35. Placa horquilla correctamente unida a los perfiles Fasten	38
Figura 36. Detalle de la unión superior sobre la placa en "C"	39
Figura 37. Placa de aluminio en "C" colocada en una de las esquinas superiores.....	39
Figura 38. Caja del conjunto casi completa, a falta de la segunda "pared"	40
Figura 39. "Paredes" laterales que conforman el conjunto de la caja previas a su posición final	41



Figura 40. Conjunto completo de la “caja” sobre el que se anclarán las “patas”	41
Figura 41. Disposición de los elementos roscados en las uniones inferiores con escuadra	42
Figura 42. Conjunto completo a falta de la masa excéntrica	43
Figura 43. Conjunto de la masa excéntrica	44
Figura 44. Resultado de la masa excéntrica en su posición de mayor excentricidad	45
Figura 45. Detalle de la unión entre la parte superior e inferior de la abrazadera.....	46
Figura 46. Detalle de la disposición de la caja soporte	47
Figura 47. Diagrama de sólido libre de la llanta para la posición vertical de la excéntrica	51
Figura 48. Posición 1 de la masa excéntrica	52
Figura 49. Posición 2 de la masa excéntrica	52
Figura 50. Posición 3 de la masa excéntrica	53
Figura 51. Menú de elección de material "CATIA V5"	54
Figura 52. Selección de los componentes a los que configurar el material....	54
Figura 53. Selección del material de la excéntrica.....	55
Figura 54. Evolución de la fuerza centrífuga con la velocidad de giro.....	57
Figura 55. Evolución de la masa de lastre necesaria con la velocidad de giro para una posición vertical de la excéntrica.....	59
Figura 56. Diagrama de sólido libre de la llanta para la posición horizontal de la excéntrica	60
Figura 57. Evolución de la masa de lastre necesaria con la velocidad de giro para una posición horizontal de la excéntrica	63



Figura 58. Pieza en "U" del conjunto alternativo de la excéntrica.....	64
Figura 59. Excéntrica con el diseño de fijación alternativo	65



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores teóricos de la fuerza centrífuga en función de la velocidad de giro de la llanta.....	56
Tabla 2. Valores teóricos de la masa a incorporar en el conjunto para evitar su desplazamiento vertical.....	58
Tabla 3. Coeficientes de fricción entre distintos materiales [10].....	61
Tabla 4. Valores teóricos de la masa a incorporar en el conjunto para evitar su desplazamiento horizontal	62





1. INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO

Por norma general, dentro del mundo de la industria, cualquier vibración o inestabilidad que genere una máquina o dispositivo resulta perjudicial en la aplicación de estos. Sin embargo, en el caso de los excitadores inerciales, también conocidos como *shakers* inerciales, esa vibración o desequilibrio es lo que se pretende generar para, de alguna manera, simular un comportamiento real al que puede estar sometida una estructura.

Así, un excitador inercial se puede definir como un dispositivo encargado de generar fuerzas de inercia por medio de un desequilibrio. En nuestro caso concreto, este desequilibrio será generado por la excentricidad que provocamos al disponer una masa sobre el extremo de una rueda que gira.

Esta necesidad de generar inestabilidades aparece debido a que, en una situación real, la estructura de cualquier conjunto está sometida continuamente a cargas dinámicas y estáticas, además de distintas sollicitaciones dinámicas del terreno en el que se encuentre emplazada o sollicitaciones generadas por el clima (viento, lluvias, etc.). Todo ello, puede generar vibraciones mecánicas cuya dificultad de determinación es muy elevada.

Es entonces cuando cobra importancia este tipo de dispositivo, pues su propósito no es otro si no simular una situación real, generando ciertas vibraciones de manera controlada sobre una estructura objeto de análisis para, de esta forma, llevar a cabo diversos ensayos sobre los que se recogerán datos de comportamiento a través de otros dispositivos de monitorización y medición. Así, una vez obtenidos estos datos, podremos verificar y caracterizar la estructura en cuestión [1].



En la [Figura 1](#) se muestra un ejemplo de un modelo de *shaker* inercial comercial de la marca *APS Dynamics* (especificaciones técnicas en el [ANEXO 1: EXCITADOR INERCIAL](#)).



Figura 1. Modelo APS 113 de la marca APS Dynamics

Por otro lado y antes de comenzar con los objetivos del trabajo, es necesario comentar brevemente qué es y en qué consiste un motor “*brushless*” o “motor eléctrico sin escobillas”, puesto que será el tipo de motor elegido para el diseño y elaboración del excitador inercial objeto del trabajo.

Los motores *brushless*, también conocidos como “BLDC (Brushless Direct Current)”, constituyen un tipo de motor que está ganando popularidad en los últimos años. Como su propio nombre indica, se trata de un tipo de motor sin escobillas compuesto por un rotor con imanes permanentes y un estator con bobinas. A diferencia de los motores con escobillas, las bobinas están ahora conectadas directamente con la central electrónica, que sustituye la función de un conmutador activando las bobinas adecuadas por medio de un patrón de rotación sobre el estator. Además, el bobinado activado del estator controla el imán del motor y conmuta en el momento en que rotor y estator se alinean [2].



Cabe destacar que estos motores sin escobillas tienen numerosas ventajas en comparación con aquellos que sí que las contienen y en comparación con los motores por inducción. Algunas de esas ventajas, son:

- Mejores características en la relación velocidad-torque.
- Mayor respuesta dinámica.
- Alta eficiencia.
- Vida útil prolongada.
- Poco ruido en su utilización.
- Amplios rangos de velocidad.

Además, la relación entre el par que proporcionan y el tamaño del propio motor es grande, provocando que su uso sea aún más destacado y sobresaliente para aplicaciones donde el espacio y el peso sean factores críticos [3].

En la [Figura 2](#) podemos observar el interior de un motor *brushless*, en concreto el correspondiente al motor del modelo de patinete M365 de la popular marca *Xiaomi*, el cual será el encargado de proporcionar el movimiento en el *shaker* objeto de este trabajo.



Figura 2. Interior de la llanta delantera del modelo M365 de Xiaomi



1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto consiste en el diseño y construcción de un prototipo de *shaker* inercial cuyo tamaño sea reducido y cuyos componentes correspondan con elementos comerciales de fácil acceso, lo cual lo hace muy atractivo desde un punto de vista económico y en lo que a compactibilidad se refiere. De esta manera, todas estas premisas nos permiten obtener un producto con un precio final contenido, además de una disponibilidad de fabricación bastante buena.

Otra cualidad importante que deberá poseer nuestro modelo de excitador inercial se corresponde con la posibilidad de variar las fuerzas de inercia generadas. En este aspecto, controlar la velocidad angular con la que gira el motor del conjunto nos permite ya variar dicha fuerza. Sin embargo, resulta conveniente poder personalizar aún más esa inercia comentada para cada valor de velocidad de giro de la llanta. De este modo, si utilizáramos una masa fija a ella, sería preciso cambiarla en todo momento en que queramos variar los valores mentados.

Para evitar esa necesidad de cambio de la masa, se diseñará un conjunto de excéntrica configurable, a través del cual, será posible disponer la masa en varias posiciones que la situarán más o menos alejada del eje motor, controlando con ello la excentricidad de esta y, por tanto, las fuerzas de inercia generadas. Por consiguiente, no será preciso disponer de varias masas con distintas geometrías o tamaños intercambiables, si no que todo ello podrá llevarse a cabo haciendo uso de una única pieza.

Además, evitaremos las perforaciones o uniones mediante elementos roscados en nuestro excitador inercial en su emplazamiento sobre la estructura objeto de análisis, para lo cual será necesario incorporar ciertos elementos que lastren el conjunto.



2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES

Como se ha descrito anteriormente en el apartado de introducción, buscamos un modelo que sea relativamente compacto, pero que, principalmente, esté compuesto por elementos comerciales de fácil acceso. Es por esto por lo que optamos por utilizar el motor que se halla en el interior de la rueda delantera de uno de los modelos más populares en la actualidad en cuanto a lo que a patinetes eléctricos se refiere, el modelo M365 de la popular marca de electrónica *Xiaomi*. Este motor, resulta de fácil acceso debido a la inmensa cantidad de patinetes que hoy en día se encuentran circulando por nuestras calles.

En cuanto a las características técnicas, nos ofrece una potencia promedio de unos 250 W con hasta un máximo de 500 W y un torque que puede alcanzar valores de hasta 16 N/m, permitiendo al patinete lograr velocidades de 25 km/h, datos más que suficientes para un dispositivo como este y también para nuestras necesidades dentro del conjunto de excitador inercial [4].

Además, cuenta con la característica principal que nos habíamos marcado en cuanto a lo que a tipo de motor se refiere, puesto que monta un motor sin escobillas (*brushless*) gracias al cual, como ya sabemos, podemos obtener mejores eficiencias, respuestas dinámicas, una mejor relación entre la velocidad y el par motor, una mayor vida útil, menor ruido, etc.

En cuanto al tamaño, la llanta cuenta con un diámetro de 6,7 pulgadas, que asciende hasta las 8,5 pulgadas con el neumático incorporado, lo que se corresponde a unos aproximados 170 mm y 216 mm, respectivamente. Además, cuenta con un ancho de 45 mm en la periferia de la llanta y con unos 55 mm en su parte central (medidas obtenidas experimentalmente en el laboratorio). Por otro lado, el eje sobre el que la rueda se sujeta a la horquilla del patinete tiene una longitud total (contando con el ancho de la rueda) de unos 87 mm.

Por último, es necesario destacar que la masa total del conjunto que integran la llanta y el motor (el cual se sitúa en el interior de esta) supera los 2,6 kg (sin incluir la masa del neumático).

En adición a ello, necesitaremos también dos componentes complementarios, cuya necesidad es vital para el correcto funcionamiento del motor, como son la fuente de alimentación y el controlador mediante el que regularemos su velocidad de giro.

Así, como fuente de alimentación, utilizaremos la propia batería que incorpora el patinete (*Figura 3*), la cual está compuesta por la unión de 30 pequeñas unidades de baterías de litio con una capacidad de 18650 mAh cada una [4]. Las dimensiones de todo ello corresponden con 320 mm de largo, 74 mm de ancho y 54 mm de alto, incorporando un peso aproximado de 1,5 kg.



Figura 3. Batería incorporada por el patinete M365 de Xiaomi

En cuanto al controlador, hemos elegido un modelo ofertado en Amazon por la marca Carrfan [5], que se corresponde con un dispositivo sencillo y compacto que nos permitirá configurar correctamente los distintos parámetros del motor con los que regularemos factores como la velocidad (Figura 4). Sus dimensiones aproximadas son 93 mm de largo por 76 mm de ancho.

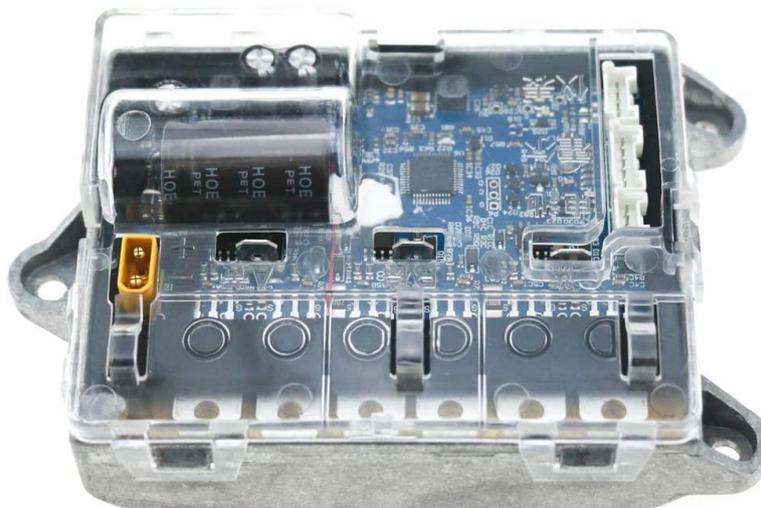


Figura 4. Controlador Carrfan para el modelo M365 de Xiaomi [5]



Siguiendo con la premisa del uso de elementos comerciales de fácil acceso para la construcción de nuestro excitador y en base a los materiales a utilizar para la caja donde irá sujeto este conjunto llanta-motor, hemos escogido a la empresa Fasten, situada en Valladolid, por su amplio catálogo de perfiles de aluminio y elementos de unión en adición a la gran disponibilidad que nos ofrece dada la cercanía de su emplazamiento. Los perfiles de aluminio que incorporan en su catálogo resultan de gran interés ya que poseen una elevada resistencia, además de brindar otras características de especial interés como la incorporación de agujeros autorroscantes en su centro que permiten realizar uniones roscadas con otros elementos sin necesidad de realizar un roscado u agujero previo [6].

Así, en nuestro conjunto utilizaremos distintos elementos comprendidos en este catálogo, entre los que se distinguen:

- Perfil básico de 30x30 mm que utilizaremos para la estructura principal del cubo que da forma a la caja del excitador ([Figura 5](#)).

Perfil básico 30x30 Basic profile 30x30

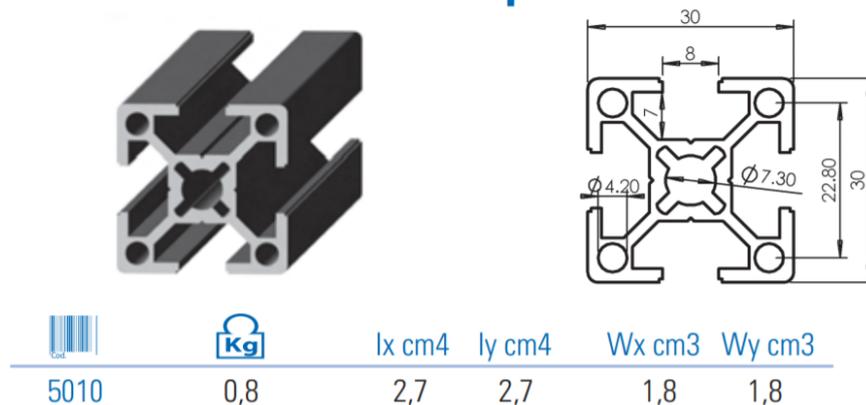


Figura 5. Perfil básico 30x30 mm (referencia 5010) [6]



- Perfil básico de 40x40 mm con el que conformaremos los soportes o “patas” donde se sujetará dicho cubo y sobre las que se colocará el lastre para que el conjunto permanezca inmóvil en su funcionamiento ([Figura 6](#)).

Perfil básico 40x40 Basic profile 40x40

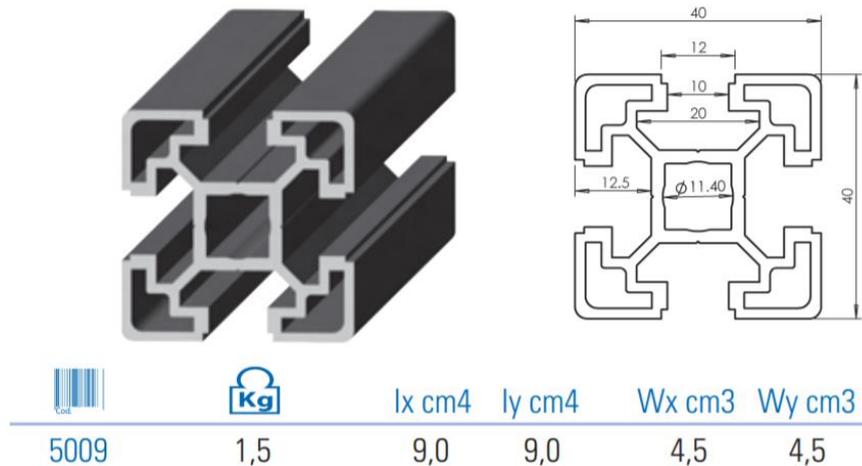


Figura 6. Perfil básico 40x40 mm (referencia 5009) [6]

- Escuadra 81x81x40 mm con posicionador para la unión de los perfiles básicos de 30x30 mm con los de 40x40 mm ([Figura 7](#)).

Escuadra 81x81x30 Acero zincado

Connection angle 81x81x30 Zinc plated steel

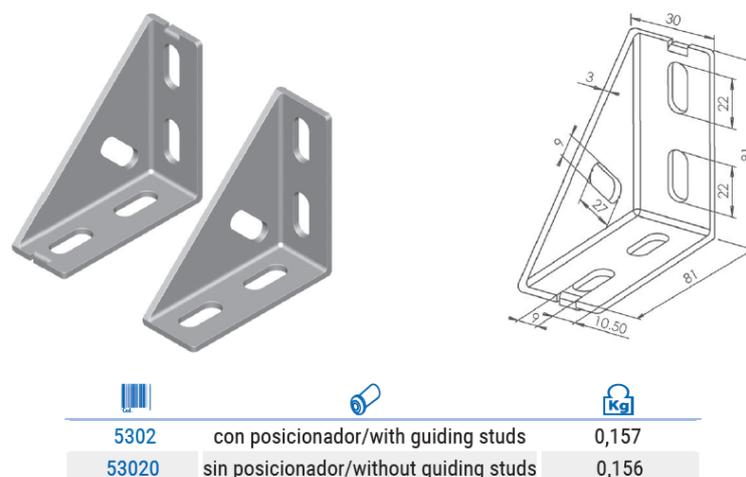
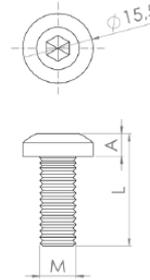


Figura 7. Escuadras 81x81x30 mm (referencia 53020) [6]



- **Tornillos autorroscantes M8x25** que utilizaremos para la unión de varias placas de aluminio que proporcionarán solidez entre las uniones de las esquinas del cubo ([Figura 8](#)).

Tornillo autorroscante Acero zincado
Socket bolt Zinc plated steel



			A	
53618	30	M8x25	5 mm	0,012
53616	25	M6x20	3,5 mm	0,005
53615	20	M6x20	3,35 mm.	0,005

Figura 8. Tornillo autorroscante M8x25 (referencia 53618) [6]

- **Tuercas rectangulares en T** para canales de 8 y 10 mm que se introducen en los “carriles” laterales de los perfiles, permitiéndonos unir ciertos elementos (como son las placas de aluminio) a ellos ([Figura 9](#)).

Tuerca rectangular en T, canal 8 mm Acero zincado
T-slot nut, 8 mm slot Zinc plated steel



52094	M4	0,014
52095	M5	0,013
52096	M6	0,012
52098	M8	0,012

Tuerca rectangular en T Acero zincado
T-slot nut Zinc plated steel



52044	M4	0,016
52045	M5	0,016
52046	M6	0,015
52048	M8	0,014

Figura 9. Tuercas rectangulares en T (referencias 52098 y 52048) [6]



De esta manera y en concordancia con estas tuercas rectangulares en T, utilizaremos también tornillos ISO 4017 M8x12 [7], realizando con ellos las distintas uniones entre placas y perfiles que veremos más adelante. Estos tornillos, versan de un modelo muy habitual y por ende fácil de encontrar en el mercado, como son los tornillos de cabeza hexagonal.

Además, para las distintas uniones que no se requiera ninguno de los tornillos ya descritos debido a la necesidad, por ejemplo, de una longitud intermedia (un modelo puede resultar corto y el otro demasiado largo), utilizaremos unos tornillos también ISO 4017 pero de diferente tamaño, en concreto M8x20.

Por último, para las uniones en las que no participen los perfiles de *Fasten* mencionados, utilizaremos un modelo común y habitual de tuercas de cabeza hexagonal, en concreto el correspondiente a la norma ISO 8675 M8x1,25 [8].



3. EVOLUCIÓN DEL DISEÑO Y MODELADO EN CAD

Conociendo los distintos componentes que utilizaríamos, realizamos un primer diseño de la caja que albergaría ese motor sobre el que, posteriormente, dispondremos la masa excéntrica y su diseño.

El primer diseño conceptual de la caja ([Figura 10](#)), consta simplemente de distintas barras (que representarían perfiles de aluminio *Fasten* como los mencionados en el anterior apartado) unidas constituyendo una especie de cubo, en el que la principal incógnita que nos aparecía se corresponde a la unión entre los distintos perfiles, principalmente las esquinas superiores y las uniones con las barras que utilizaríamos a modo de soporte del conjunto o “patas” sobre las que colocaríamos el cubo y sobre las que apoyaremos el lastre necesario para impedir que nuestro excitador no se desplace.

Además, utilizaríamos perfiles básicos de 30x30 mm del catálogo de *Fasten* tanto para lo que serían las aristas del cubo como para las patas sobre las que se apoyaría éste.

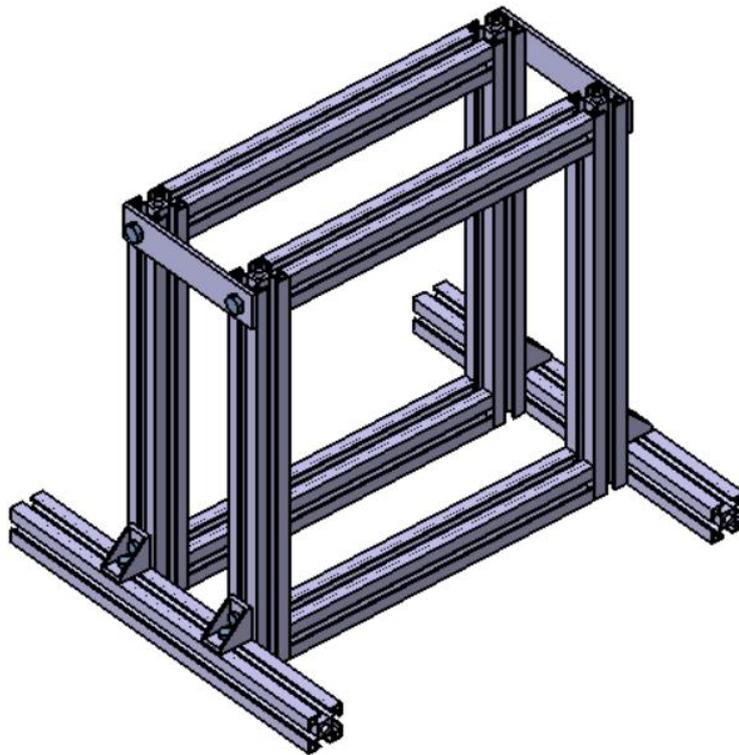


Figura 10. Diseño conceptual de la caja



Por otro lado, una unión recurrente que utilizaremos en la mayor parte de los diseños se corresponde con la unión entre un tornillo ISO 4017 M8x12 y una tuerca rectangular en T para canales de 8 o 10 mm ([Figura 11](#)). Este tipo de unión nos aumenta en gran medida las posibilidades de unión entre diferentes elementos y los perfiles, lo cual resulta de gran ventaja ya que nos permite ahorrar la necesidad de realizar taladros, cortes u otras modificaciones a los elementos, pudiendo así dañar las propiedades mecánicas y estructurales de los mismos.

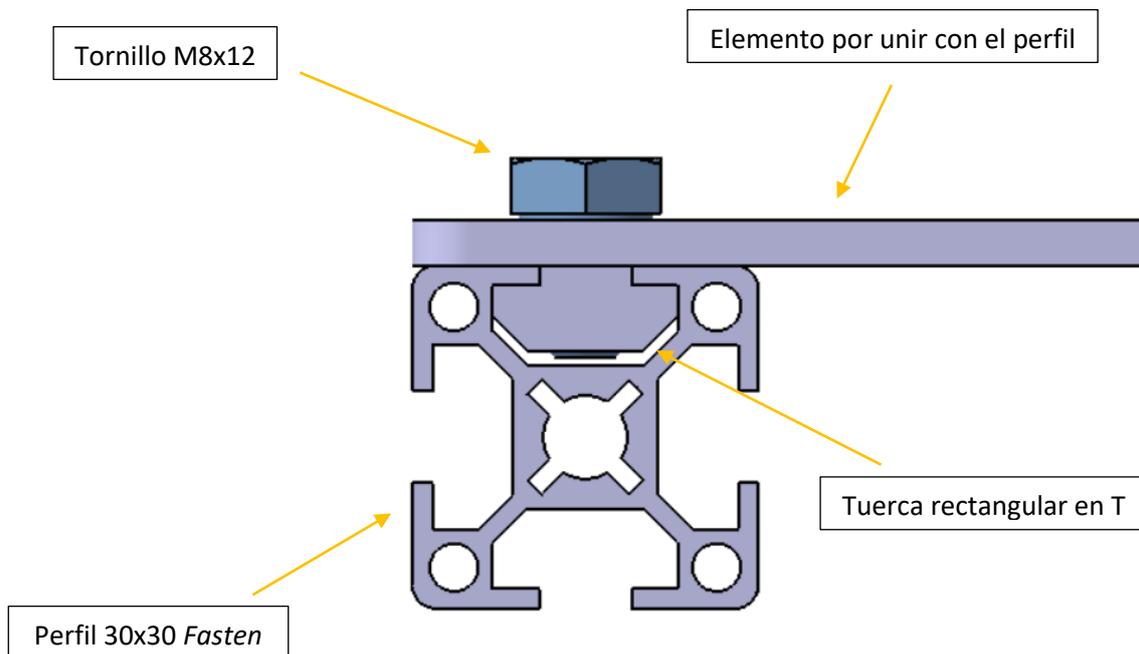


Figura 11. Detalle de la unión entre un tornillo - tuerca rectangular en T

En cuanto a los tornillos, la elección de sus dimensiones se debe a que, en cuanto a la métrica, buscábamos los tornillos de mayor métrica que las tuercas rectangulares en T para un canal de 8 mm del catálogo de *Fasten* pudieran albergar. De esta manera, aumentaremos la resistencia del conjunto puesto que conformarán los puntos de unión entre los perfiles que dan forma a la caja del conjunto y las placas de aluminio que sostendrán a nuestro motor con la excéntrica correspondiente, hecho que obliga a soportar ciertos esfuerzos cortantes.



En lo referido a su longitud, se ha elegido un largo de 12 mm puesto que habían de ser lo suficientemente pequeños como para que no contactaran con las paredes interiores del perfil y no fuera necesario entonces cortarles, además de permitir la posibilidad de roscar de forma adecuada en las tuercas rectangulares en T previamente comentadas.

Así, conociendo las dimensiones de dichas tuercas ([Figura 9](#)) y viendo que los perfiles de aluminio con los que se unirían incorporarían un espesor de 4 mm, decidimos escoger estos tornillos ISO 4017 M8x12, por resultar los más adecuados.

3.1. UNIONES DE LAS ESQUINAS SUPERIORES

Para realizar las uniones de las esquinas superiores de la caja del conjunto, inicialmente se barajó la posibilidad de realizar la unión de las esquinas superiores haciendo uso de placas rectangulares de aluminio como las que se observan en la [Figura 10](#), realizando una triple unión entre la propia placa de aluminio y los dos perfiles que conforman una esquina, de manera directa y por medio de un solo tornillo como se muestra en la [Figura 12](#).

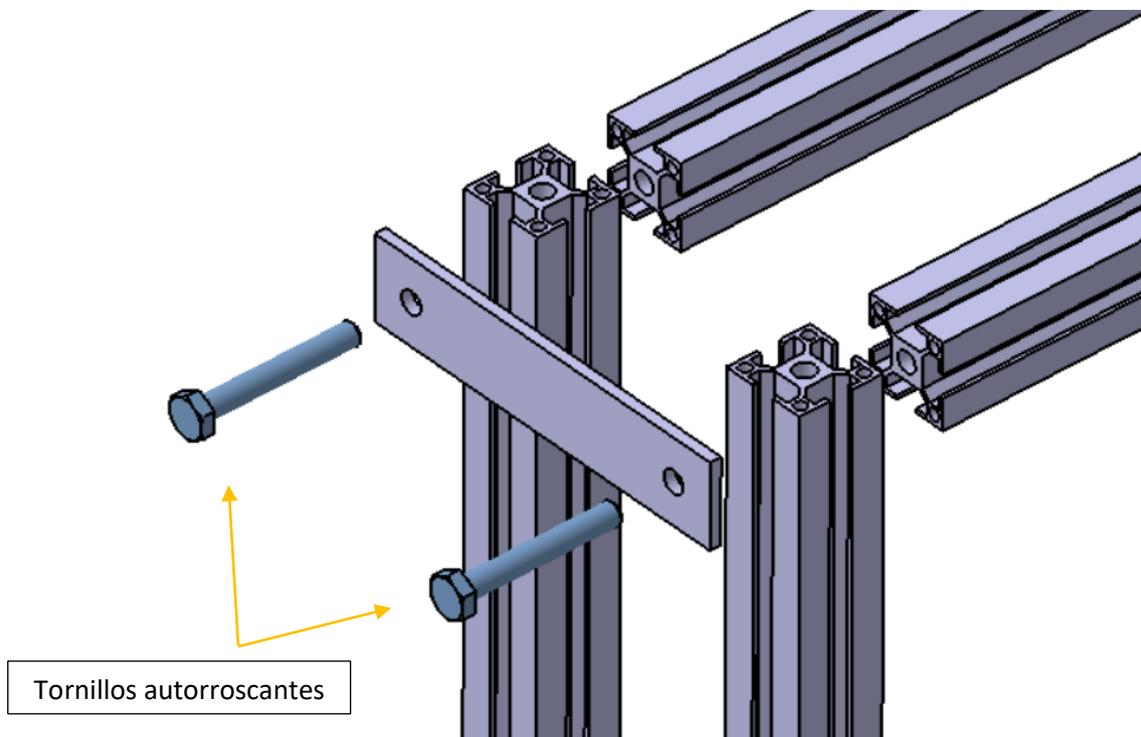


Figura 12. Detalle de la unión superior



De esta manera, realizando un taladro en el perfil que se encuentra en posición vertical, colocaríamos un tornillo autorroscante (*Figura 8*) de métrica 8 que roscaría sobre el centro del perfil horizontal superior, aprovechando esa característica autorroscante mencionada en el apartado anterior de este tipo de perfiles y evitando así tener que hacer uso de un mayor número de elementos, por lo que abarataríamos en cierta medida los costes del conjunto, además de simplificar la operación.

Sin embargo, decidimos buscar una alternativa con el fin de eludir la necesidad de realizar taladros en los perfiles, con lo que se planteó otra idea en la que optamos por la utilización de las tuercas rectangulares en T en los canales de los perfiles.

Por ende y buscando también aumentar en la medida de lo posible la rigidez de la unión, dispusimos una unión en la que haríamos uso, nuevamente, de una placa de aluminio (ahora con forma de C, no simplemente un rectángulo), tornillos autorroscantes de métrica 8 (*Figura 8*), tornillos ISO 4017 M8x12 y tuercas rectangulares en T para un canal de 8 mm (canal correspondiente al perfil básico de 30x30 mm).

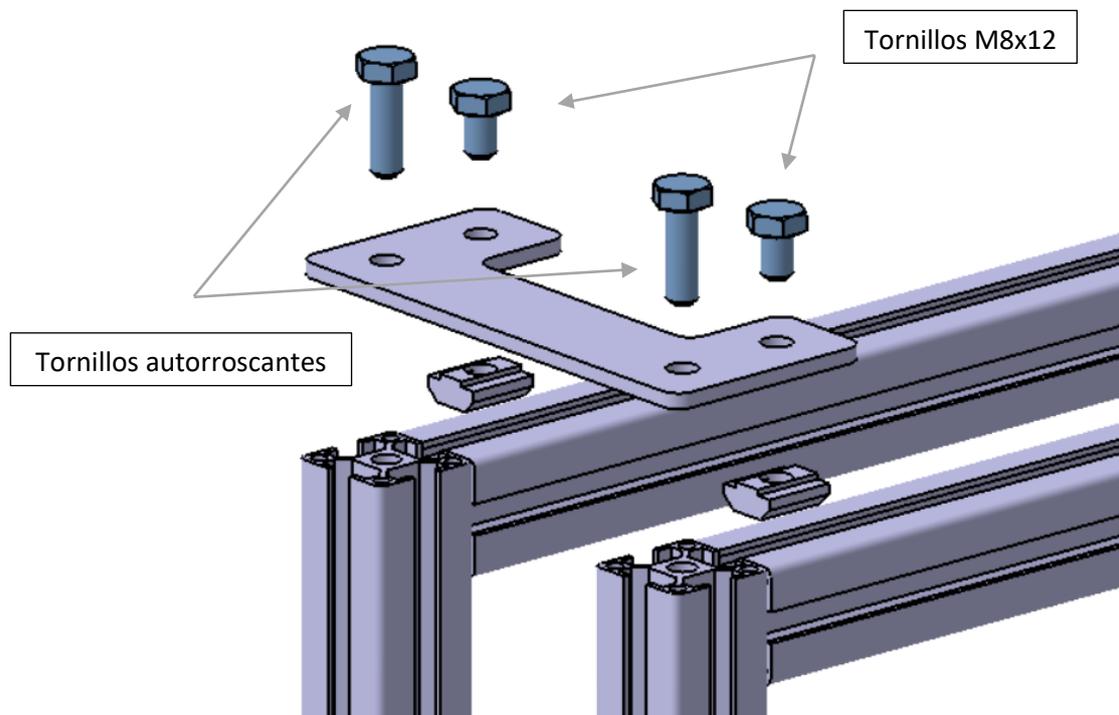


Figura 13. Unión superior sin necesidad de taladros



Con todo ello, colocaríamos la placa de aluminio en la parte superior, uniéndola a los perfiles verticales por medio de los tornillos autorroscantes de métrica 8 y a los perfiles horizontales por medio de la unión entre los tornillos ISO 4017 M8x12 y las tuercas rectangulares en T, como se aprecia en la [Figura 13](#).

En cuanto a lo que al montaje se refiere, es necesario destacar que las tuercas en T utilizadas solo pueden introducirse en el canal del perfil correspondiente por las aberturas en los extremos del mismo, por lo que antes de realizar las diferentes uniones entre los perfiles, deberemos introducir todas las tuercas en sus respectivos canales, siendo inviable realizarlo en pasos posteriores.

3.2. UNIONES DE LAS ESQUINAS INFERIORES

En este apartado nos vamos a centrar en las uniones entre las esquinas inferiores y los perfiles soporte que utilizaremos como “patas” sobre los que se colocarán las masas que actuarán de lastre para evitar que el conjunto del excitador se desplace a lo largo de su funcionamiento.

Como se puede observar en la [Figura 10](#), en el prototipo inicial optamos por la unión entre los perfiles verticales y los horizontales que componen esas “patas” mencionadas por medio de la utilización, una vez más, de tornillos ISO 4017 M8x12 junto con las tuercas en T para canales de 8 mm, que se dispondrían junto a unas escuadras, también del catálogo de *Fasten*, en concreto el modelo 27x27x28 mm correspondientes con la referencia 5333 del mismo catálogo ([Figura 14](#)).

Escuadra 27x27x28 Aluminio fundido Connection angle 27x27x28 Die-cast aluminium

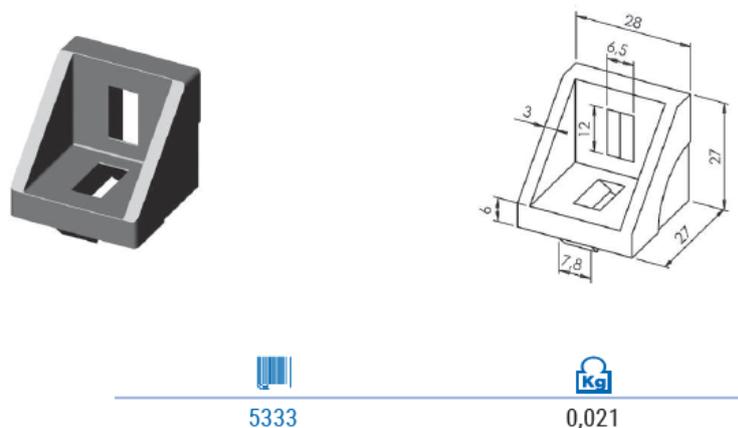


Figura 14. Escuadra 27x27x28 mm (referencia 5333) [6]



Así, como se ha descrito anteriormente, conseguiríamos la unión entre los perfiles verticales y aquellos que utilizaremos como “patas” para la colocación del lastre y soporte del conjunto. Sin embargo, dependeríamos únicamente de la placa de aluminio que posteriormente describiremos y sobre la que irá colocada el eje de la rueda/motor para unir los perfiles verticales con los perfiles horizontales inferiores del cubo.

Por lo tanto, se decidió rediseñar esta esquina para aumentar la rigidez de esa unión inferior entre perfiles de la caja. Además, buscamos una solución en la que se realizaría una triple unión entre todos los perfiles intervinientes en esas esquinas inferiores (perfiles verticales y horizontales del cubo y perfiles horizontales de las “patas” utilizadas para cargar el lastre), que se llevaría a cabo por medio de una escuadra de mayor tamaño colocada en posición horizontal ([Figura 15](#)).

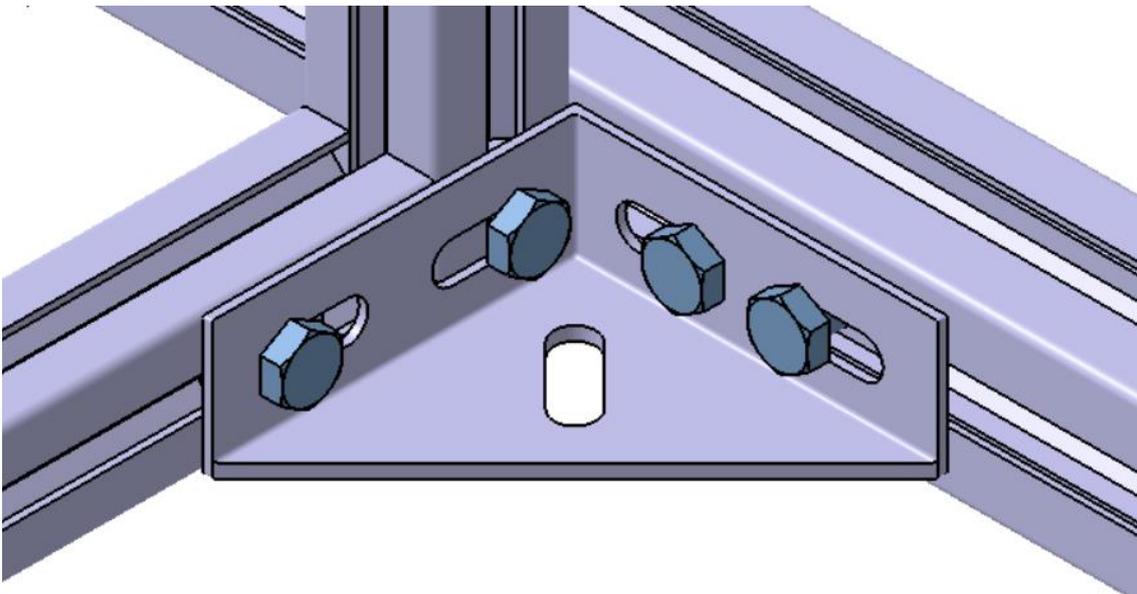


Figura 15. Detalle de la triple unión inferior

En este caso, la escuadra utilizada se corresponde con una escuadra 81x81x30 mm, también del catálogo de *Fasten* ([Figura 7](#)), y los tornillos y tuercas utilizados son, al igual que en los casos anteriores, tornillos ISO 4017 M8x12 y tuercas rectangulares en T para un canal de 8 mm ([Figura 9](#)).

Asimismo, nuevamente, la unión entre los tornillos ISO 4017 M8x12 y las tuercas rectangulares en T se efectuará con la metodología que observábamos previamente en la [Figura 11](#).



Por otro lado y para aumentar la resistencia de las “patas” de nuestro conjunto, optamos por utilizar un perfil de mayor tamaño en estas, en concreto el perfil básico de 40x40 mm ([Figura 6](#)), que posee un ancho de canal de 10 mm, por lo que las uniones tornillo – tuerca rectangular en T que hemos visto ya en numerosas ocasiones, precisarán de una tuerca rectangular en T preparada para este canal como la correspondiente a la referencia 52048 ([Figura 9](#)).

3.3. DISEÑO DE LAS PLACAS SOPORTE PARA LA RUEDA/MOTOR

Una vez completado el diseño de la caja, comenzamos con el diseño de los soportes donde iría colocado el eje de nuestro motor.

En base a ello, se realizaron varios diseños preliminares con diferentes propuestas, todas ellas disponiendo el eje de nuestra rueda (motor), como resulta evidente, en la parte central de la caja. De esta manera, haríamos que el conjunto fuera lo más simétrico posible para distribuir así de una forma más eficiente los esfuerzos a los que será sometido nuestro conjunto.

En el primer diseño, como se aprecia en la [Figura 16](#) mostrada en la siguiente página, se realizó un modelo sencillo donde, simplemente por medio de una barra de igual perfil que las utilizadas en el resto de la estructura de la caja, incorporaríamos dicho eje en unos agujeros que, previamente, se habrían realizado sobre el perfil a la altura correspondiente.

Este perfil dispuesto en posición vertical se uniría al conjunto por medio de unas escuadras pequeñas, en concreto el modelo 27x27x28 mm ([Figura 14](#)) que se ensamblarían al conjunto a través de la unión tornillo – tuerca rectangular en T ([Figura 11](#)) que hemos visto en los anteriores apartados.

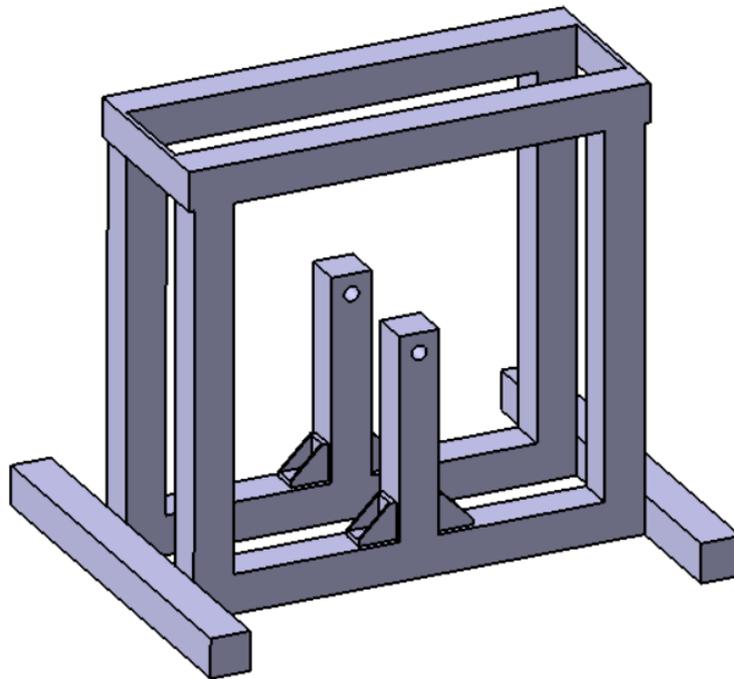


Figura 16. Primer diseño del soporte para el eje motor utilizando perfiles verticales

En contraposición a ello, dadas las características de giro de nuestro motor, es razonable pensar que esta disposición no es muy estable, debido a que la unión entre el eje de este y la estructura de la caja podría no ser lo suficientemente restrictiva. Es por ello por lo que se realizó un segundo diseño, a través del cual se perseguiría el objetivo de acrecentar en gran medida la rigidez de la unión en cuestión.

En consecuencia, como observamos en la [Figura 17](#), establecimos la disposición del eje en cuestión por medio de varios perfiles formando una “X” en el centro de la caja. Estos perfiles estarían unidos entre ellos y a la propia estructura de la caja gracias a varias placas de aluminio sobre las que se realizarían varios agujeros. Así, haciendo uso de estos últimos, uniríamos los distintos perfiles con dichas placas, una vez más, mediante la recurrente unión tornillo – tuerca rectangular en T ([Figura 11](#)).

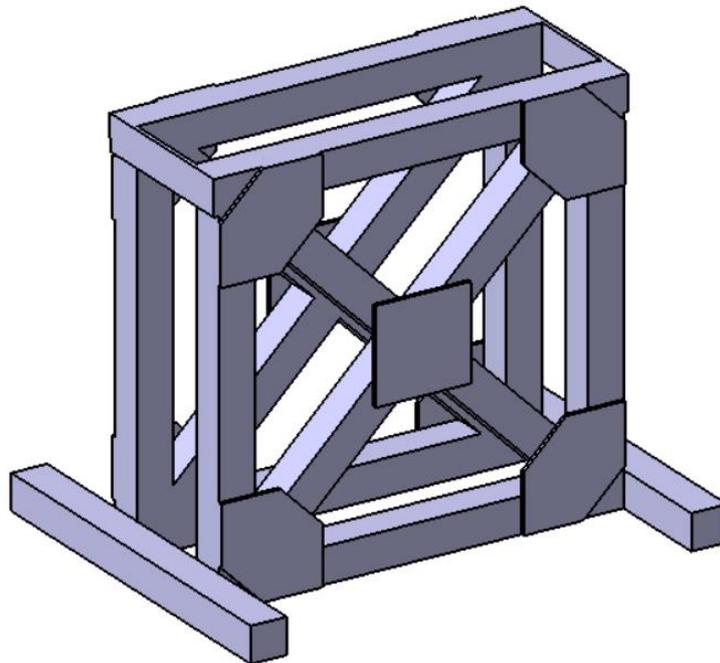


Figura 17. Segundo diseño de los soportes para el eje motor utilizando perfiles en "X"

Con este último diseño, habríamos conseguido rigidez más que suficiente para el uso concreto que se desempeñará en este dispositivo. No obstante, y en base a que necesitaríamos un corte láser para las placas de aluminio que utilizaríamos para realizar las uniones de las esquinas superiores de la estructura de nuestra caja ([ver 3.1.UNIONES DE LAS ESQUINAS SUPERIORES](#)), decidimos realizar un tercer diseño, buscando reducir todo el conjunto de perfiles y placas de aluminio que componen este último.

De este modo, decidimos diseñar unas placas de aluminio que pudieran sustituir todo ese conjunto sin que se redujera gravemente la rigidez de la unión, simplificando de este modo varios aspectos como el montaje y la fabricación.

Para ello, buscamos similitudes en elementos del mercado sobre los que basar nuestro diseño en cuanto a lo que a la zona de residencia del eje se refiere. Así, decidimos integrar en nuestro diseño una forma central que imitara una horquilla de bicicleta e incluso similar a la forma de la propia horquilla que el patinete original del que hemos tomado dicho motor poseía.



Adicionalmente, para unir esta placa de aluminio a la estructura de la caja, nos ayudamos nuevamente de la unión tornillo – tuerca rectangular en T ([Figura 11](#)) a la que recurriríamos 4 veces por cada esquina (dos veces por cada perfil que conforma la esquina) para, de esta forma aumentar la rigidez de la unión de dicha placa a la estructura de la caja. Por último, tomando la idea del diseño anterior, buscamos un diseño en forma de “X” ([Figura 18](#)).

Con todo esto, la forma de esta “placa horquilla” quedaría fijada en la estructura de la caja como se muestra en la [Figura 18](#).

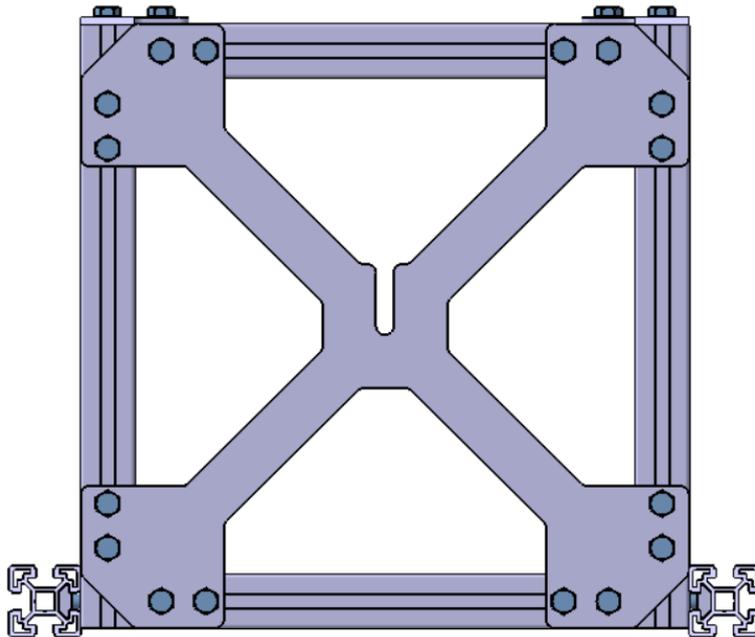


Figura 18. Vista en alzado de la "placa horquilla" situada en el interior de la estructura de la caja

Recopilando entonces todos los diseños realizados hasta ahora, podríamos decir que ya hemos obtenido un diseño final del conjunto que incorpora la estructura de la caja sobre la que colocaremos nuestro motor, viéndose todo ello correctamente unido y encajado (incluyendo la rueda) en la [Figura 19](#), donde podemos observar de color verde claro estas “placas horquilla” y en un tono gris oscuro la llanta que incorpora el motor en su interior.

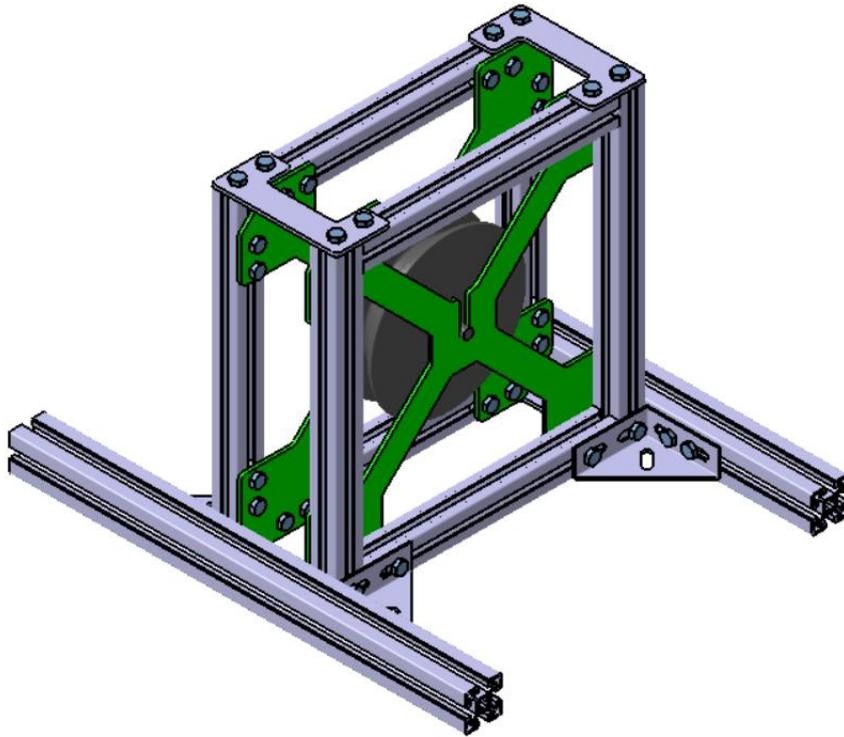


Figura 19. Diseño 3D del conjunto sin la masa excéntrica

3.4. DISEÑO DE LA MASA CON EXCENTRICIDAD CONFIGURABLE

Con todo ello, sólo nos quedaría incorporar al conjunto el diseño de la masa excéntrica, pieza de vital importancia en nuestro excitador inercial, puesto que será la que genere esa inestabilidad o esas vibraciones que se han comentado en los primeros apartados y que tiene el objetivo de brindar a nuestro excitador inercial la posibilidad de personalizar los valores de las fuerzas de inercia producidas, sin necesidad de desmontar el conjunto entero, o bien de intercambiar entre diferentes masas.

Con este fin, realizamos varios bocetos que se muestran a continuación, en orden de concepción y desarrollo de los conceptos.



Como primera idea de concepto, para fijar la excéntrica se decidió aprovechar el neumático que incorpora la rueda del patinete, puesto que, como se observa en la [Figura 20](#), este neumático carece de cámara de aire como lo hace la mayor parte de los neumáticos que conocemos. En sustitución a ello, la rueda no está compuesta por una goma maciza, sino que incorpora diversos agujeros entre la periferia de la llanta y la del neumático, con lo que logra ganar la amortiguación que proporcionaría esta cámara de aire, con la ventaja de imposibilitar posibles pinchazos y fugas de aire.



Figura 20. Neumático utilizado en el modelo M365 Scooter de Xiaomi [9]

Es por ello por lo que se realizaron varios bocetos por medio de los cuales haríamos uso de estas perforaciones.



En primer lugar, optamos por utilizar estos agujeros de tal forma que, como se muestra en la [Figura 21](#), incorporaríamos una pequeña tuerca en el interior de estos orificios y, por medio de un espárrago roscado que iría guiado por un agujero realizado desde la periferia de la goma (de forma perpendicular a los ya incorporados de serie por el neumático), éste quedaría fijado a la rueda. De esta manera y de nuevo aprovechando la métrica del espárrago, roscaríamos sobre el extremo de éste una masa de acero. Para ello, en el interior de la misma se situaría, en concordancia con el espárrago, una perforación roscada a través de la cual controlaríamos la distancia a la que esta masa se encontraría del eje de la rueda, permitiéndonos así personalizar la excentricidad deseada a cada momento.

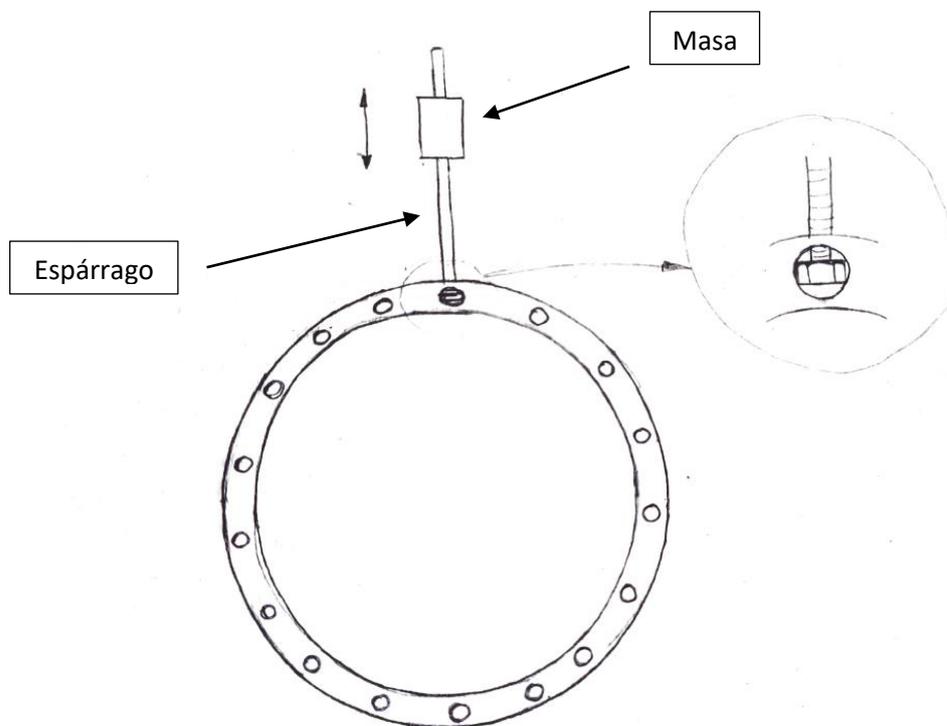


Figura 21. Primer boceto de la masa excéntrica

Con relación a este boceto surgió una segunda idea, cuyo mecanismo utilizado es idéntico al mostrado en este primero ([Figura 21](#)), con la diferencia de que en el nuevo caso la excentricidad configurable se basaría en la utilización de distintas masas colocadas siempre en el extremo del espárrago, de tal manera que lo que variaríamos no sería el radio al cual se coloca esta masa, sino el peso y tamaño de estas.

Sin embargo y debido, principalmente, a las propiedades elásticas y resistentes del neumático, es razonable pensar que la unión entre el espárrago que compone la excéntrica y la goma puede no ser suficientemente rígida, además de que no se correspondería con los objetivos de eludir la necesidad de intercambiar entre distintas masas, por lo que decidimos buscar un tercer diseño.

Siguiendo entonces con la idea de hacer uso de las perforaciones laterales y pasantes del neumático, se realizó un tercer boceto. Este mismo consistía en utilizar dichos agujeros para introducir tornillos o pernos pasantes con los que fijar una masa de metal. Con esta idea, realizamos un boceto mediante el cual colocaríamos dos piezas de acero unidas entre sí por un tornillo o perno que realizaría la función de bisagra, y que estuvieran conectadas con el neumático nuevamente por medio de tornillos / pernos como se muestra en la [Figura 22](#).

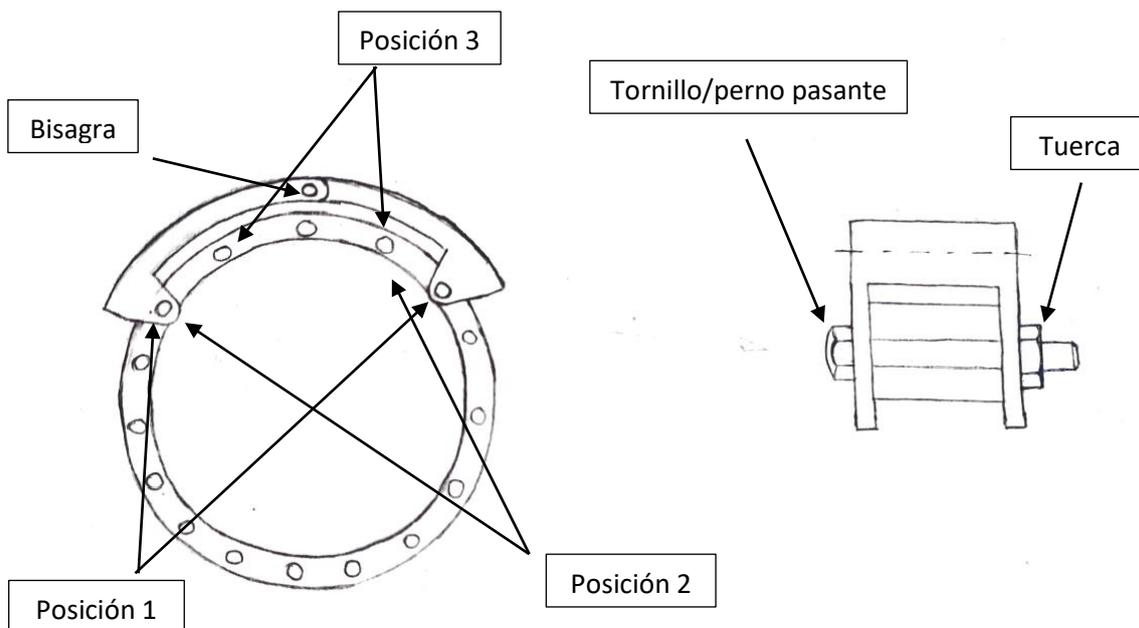


Figura 22. Tercer boceto de la masa excéntrica basado en la idea de unión de dos masas de acero por medio de una bisagra

Este mecanismo nos permitiría entonces configurar la excentricidad del conjunto, de tal forma que podríamos colocar el centro de masas de este más cerca o más lejos del eje de la rueda, pudiendo variar entre distintas posiciones inicialmente dadas por la disposición de los agujeros incorporados en el neumático. Si bien el total de posiciones se redujo a tres diferentes ([Figura 22](#)), puesto que, en la posición más extrema, la masa no puede impactar contra el suelo o contra los mismos elementos de la caja.



En cuanto a lo que a resistencia y rigidez se refiere, este diseño aumenta sustancialmente ambos aspectos, pero de igual manera seguimos dependiendo de las características mecánicas de la goma, lo cual no resulta en absoluto favorable para un conjunto como el objeto de este trabajo, puesto que los esfuerzos a los que se someterían esas zonas de unión en el neumático serían críticas si se realizara de esta manera el modelo real. Es por ello por lo que decidimos buscar nuevamente una alternativa, correspondiente ya con la cuarta idea de diseño para esta parte concreta de nuestro *shaker*, en el cual trataríamos de construir esa masa excéntrica sin hacer uso del neumático original, lo cual, claro está, nos llevaría a deshacernos de él y dejar la llanta al descubierto.

En base a ello, la primera idea constaba de continuar con la idea de diseño de uno de los bocetos anteriores, como sería la correspondiente al primer boceto representado en la [Figura 21](#), mediante la cual obtendríamos la excentricidad en el conjunto por medio de un espárrago colocado en posición perpendicular a la tangente de la llanta, con la diferencia de que ahora la unión entre dicho espárrago y la rueda, pasaría a realizarse por medio de una propia rosca en la llanta. Para ello, deberíamos realizar un taladro sobre la superficie exterior de la llanta, y por medio de un macho para roscar, obtendríamos la métrica necesaria para fijar nuestro espárrago.

En contraposición, esta cuarta idea tenía un grave problema que residía en el contenido del interior de la llanta, pues inmediatamente debajo de ella se encuentran los imanes y bobinas que constituyen el motor *brushless* del que hablábamos en un inicio, lo cual imposibilita por completo la realización de agujeros hacia el interior de la llanta.

Es por esto por lo que decidimos actualizar también el tercer boceto a una versión en la cual no se hiciera uso del neumático, y continuando también con la idea de realizar taladros sobre la llanta en superficies que no fueran de vital importancia, pensamos en una quinta idea de diseño.

Esta última, constaba simplemente en implementar un mecanismo similar al diseñado en la [Figura 22](#), con la diferencia de que los agujeros que utilizaríamos para fijar las dos masas a la llanta y que utilizaríamos para conseguir distintas posiciones serían agujeros realizados manualmente por medio de un taladro. En este caso, la forma exterior cóncava de la llanta, cuya forma del perfil podemos observar en la [Figura 23](#), sí que nos permitiría realizar estos taladros sin riesgo de perforar elementos cruciales para el funcionamiento del motor, pues en ningún momento taladraríamos hacia el interior de esta, aunque los agujeros a realizar no podrían poseer amplios diámetros.

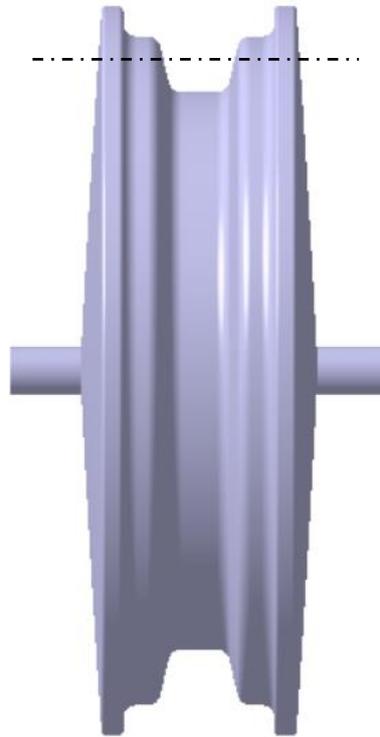


Figura 23. Forma del perfil de la llanta en ausencia del neumático

Aunque con este último diseño podríamos haber encontrado un resultado válido que cumpliría con lo propuesto inicialmente, decidimos realizar un sexto boceto mediante el cual conseguiríamos un resultado similar al de este quinto diseño, con la diferencia de que buscaríamos evitar la realización de taladros para, de esta manera, asegurarnos de que las características mecánicas y resistentes de la llanta no van a verse afectadas en la construcción del conjunto.

Es entonces cuando surge una sexta y última idea de diseño por medio de la cual implementaríamos un mecanismo que incorporaría aspectos de concepto de una abrazadera, y de dos masas unidas por una bisagra como las mostradas en el cuarto boceto ([Figura 22](#)) con las que conseguiríamos la excentricidad deseada.



Para conseguir todo esto, lo que en adelante denominaremos conjunto de la masa excéntrica, se compondría de cuatro elementos principales:

- **Partes superior e inferior de la abrazadera:** ambas partes compondrían el sistema de abrazadera que permitiría al conjunto estar unido a la llanta. Además, en la parte superior incorporaríamos, como podemos observar en la [Figura 24](#), varios salientes simétricos u “orejas” respecto al plano vertical que corta transversalmente este conjunto que determinarían las diferentes posiciones que podremos establecer en nuestro conjunto para variar esa excentricidad comentada en los inicios del trabajo.

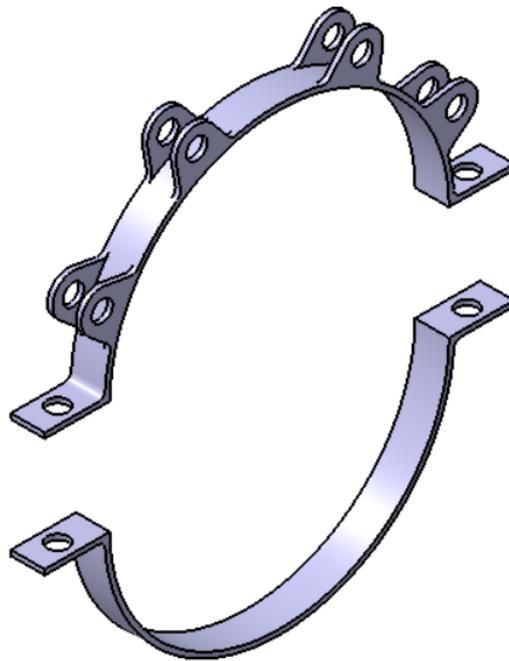


Figura 24. Partes superior e inferior de la abrazadera utilizada en el conjunto de la masa excéntrica

- **Masas:** piezas de acero que componen la masa excéntrica propiamente dicha. Son éstas las que nos generarán el desequilibrio que buscamos cuando nuestro eje comience a girar. Además, como ya se ha comentado, se podrán colocar en las diferentes posiciones marcadas por los componentes anteriores ([Figura 24](#)).

En cuanto a su morfología, poseen una forma curva con la que poder adaptarse correctamente a las distintas posiciones previamente mencionadas. En adición a esto, su silueta curvada permite aumentar ligeramente la distancia del eje de la rueda a su centro de masas.



Por último y como se muestra en la [Figura 25](#), es necesario destacar que incorporan unos rebajes de espesor en sus extremos inferiores para poder ejecutar sin problema su unión con esas “orejas” incorporadas en la parte superior de la abrazadera, además de modificar su extremo superior para que puedan unirse por medio del sistema de bisagra que se comentó previamente (el cual simplemente consta de unir ambas piezas por medio de un tornillo o perno pasante fijado en su extremo por una tuerca).

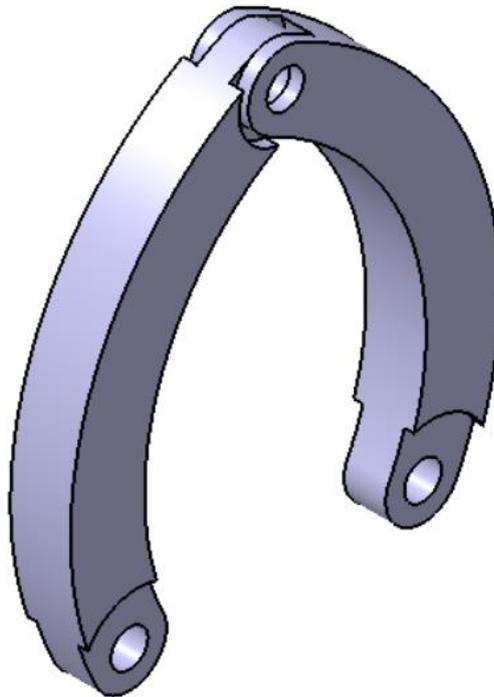


Figura 25. Masas que componen la excéntrica del conjunto

En último lugar en lo que al diseño de la masa excéntrica se refiere, destacar que se utilizarán tornillos ISO 4017 M8x12 como los utilizados para la fabricación y montaje del resto del conjunto excitador inercial, que se unirán a unas tuercas ISO 8675 M8x1,25 [8]. Estas tuercas se corresponden con un modelo hexagonal de cabeza estrecha, lo cual nos resulta ideal para hacer de esta unión lo más sencilla y compacta posible.



3.5. CONJUNTO FINAL

Una vez concluidos los diseños finales de cada parte que compondría nuestro conjunto de excitador inercial, este obtiene una disposición final como la mostrada en la [Figura 26](#).

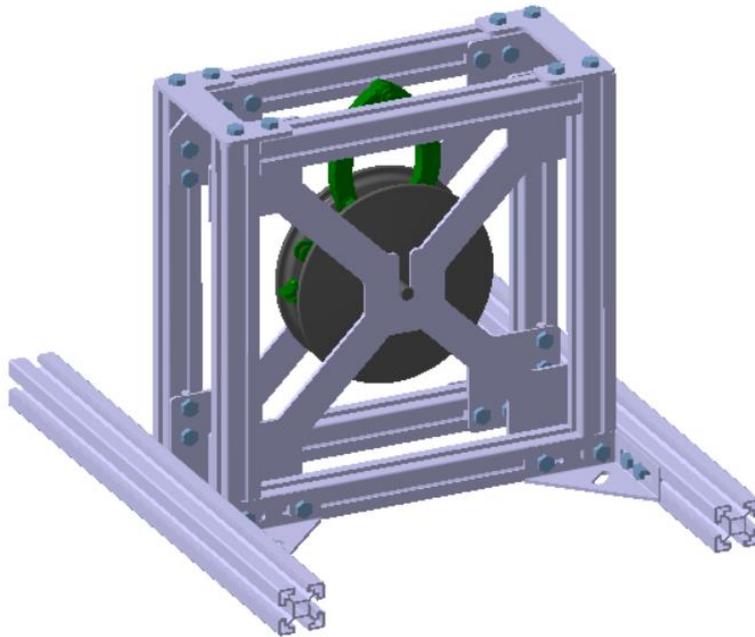


Figura 26. Diseño final del conjunto excitador inercial

En esta imagen ([Figura 26](#)), podemos distinguir 3 elementos principales dentro del conjunto global marcados en diferentes colores:

- Conjunto de la masa excéntrica: coloreado en un tono verdoso.
- Llanta de la rueda en cuyo interior se haya el motor que hará girar la masa excéntrica: marcado con un color gris oscuro.
- Conjunto que conforma la caja de nuestro excitador inercial, la cual soporta y sostiene la llanta anterior y que será colocada sobre la estructura que se quiera analizar posteriormente: marcada con un tono gris claro.



3.6. ELEMENTOS ADICIONALES

En último lugar, comentaremos el diseño establecido como lugar de emplazamiento para el controlador comentado en el [APARTADO 2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES](#) que nos permitirá variar las condiciones de uso de nuestro motor. Para ello, se ha diseñado el soporte sobre el que se colocará dicho controlador, cuya forma comprende una simple caja que se fijará a uno de los laterales del conjunto ([Figura 27](#)).

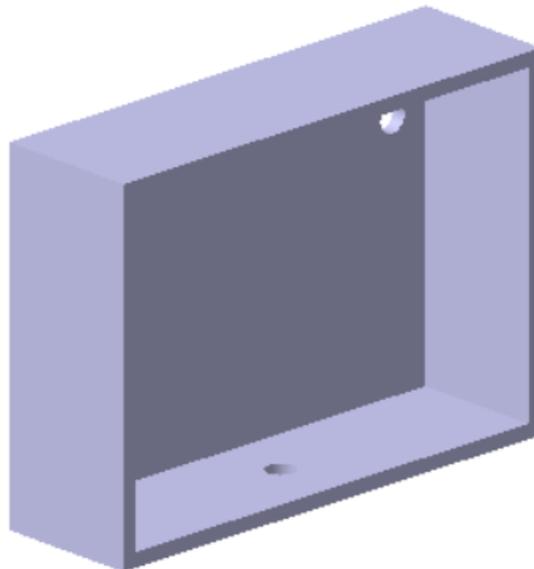


Figura 27. Caja soporte para la fijación del controlador

Es importante destacar que las dimensiones de esta pieza vienen dadas por el ancho del habitáculo de la caja y por el perfil de 40x40 situado en la parte inferior, puesto que serán ambas zonas donde se fije este elemento.



4. PROTOTIPADO Y MONTAJE

Una vez determinado el diseño final de cada una de las piezas y, por lo tanto del conjunto, es el turno de la fabricación y construcción del mismo.

Para ello, es necesario conocer todas y cada una de las medidas de los elementos que forman parte del excitador inercial para, de esta forma, poder fabricar las piezas necesarias en el montaje.

4.1. RESUMEN DE COMPONENTES A UTILIZAR

Comenzando por los distintos perfiles utilizados para dar forma a la estructura principal de la caja, hemos hecho uso de dos tipos de perfiles diferentes, el perfil básico de 30x30 de *Fasten* ([Figura 5](#)) y el perfil básico 40x40 también del fabricante *Fasten* ([Figura 6](#)), perfiles ya comentados en el [APARTADO 2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES](#), donde mostrábamos las distintas características y especificaciones de estos. Por medio del primer perfil mencionado, deberemos obtener un total de ocho barras, cuatro de las cuales se corresponden a aquellas que se colocan en posición horizontal en la caja y que poseen una longitud total de 280 mm, y las otras cuatro hacen referencia a las situadas en posición vertical, también en la caja, con un largo total de 340 mm.

El segundo perfil comentado (perfil básico 40x40), simplemente conformará las dos barras que actuarán como “patas”, sosteniendo sobre ellas el propio conjunto que compone la caja, además de las gruesas placas de acero que actuarán como contrapeso, hecho necesario del que hablaremos más adelante. Estas barras poseen una longitud total de 500 mm.

Siguiendo en este orden emplearemos, como se ha descrito dentro del [APARTADO 3.2. UNIONES DE LAS ESQUINAS INFERIORES](#), un total de cuatro escuadras del catálogo de *Fasten* para las uniones inferiores, en concreto el modelo descrito en el [APARTADO 2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES](#) correspondiente a la escuadra 81x81x30 mm de acero cincado ([Figura 7](#)).

Para las uniones de las esquinas superiores utilizaremos una placa de aluminio de morfología similar a la mostrada en la [Figura 28](#), cuya disposición se ha visto previamente en el [APARTADO 3.1. UNIONES DE LAS ESQUINAS SUPERIORES](#) y cuyas medidas se pueden observar de una forma más detallada en el **Plano 1** contenido en el **Anexo 2**. Esta pieza, puesto que se trata de una pieza a medida, se ha realizado por medio de corte láser y, al ser utilizada únicamente para reforzar las esquinas superiores del conjunto, será preciso contar con dos unidades.



Figura 28. Placa de aluminio “en C”

De igual manera que en el caso anterior, la ya nombrada como “placa horquilla” poseerá una configuración similar a la señalada en la [Figura 29](#), y cuya disposición y colocación se han determinado previamente en el [APARTADO 3.3. DISEÑO DE LAS PLACAS SOPORTE PARA LA RUEDA/MOTOR](#), pudiéndose observar en la [Figura 18](#). Sus medidas y detalles pueden apreciarse con mayor precisión en el **Plano 2** contenido en el **Anexo 2**. Nuevamente, estas piezas han de ser hechas a medida, por lo que también serán fabricadas por la metodología de corte láser.

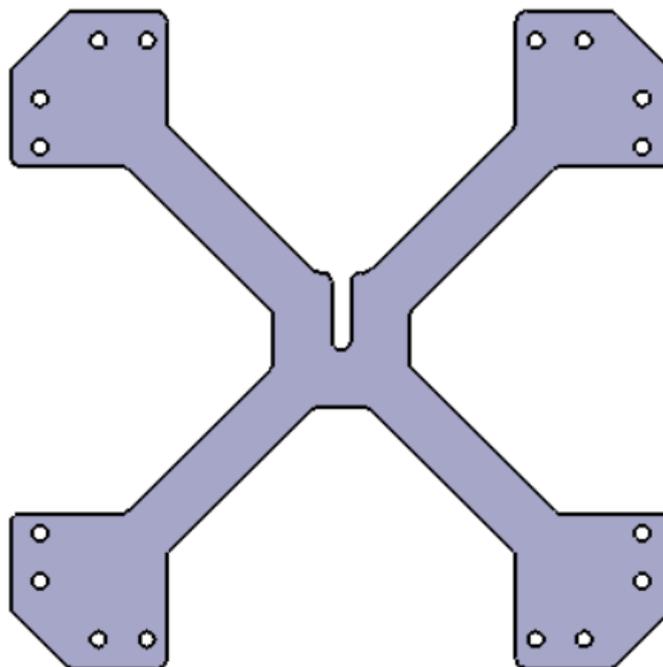


Figura 29. Placa de aluminio con la función de “horquilla”



Debido a las necesidades aparentes y evidentes de sostener adecuadamente el eje de la llanta que incorpora el motor *brushless* y a la clara simetría del conjunto final, serán necesarias dos unidades de este componente.

Siguiendo con la lista de elementos y entrando en el conjunto de la masa excéntrica, cuyos componentes se pueden ver en la [Figura 30](#) de una forma esquemática (en los **Planos 3, 4, 5 y 6** del **Anexo 2** podemos apreciar con mayor detalle estos elementos), cabe destacar que este conjunto de piezas en concreto ha sido fabricado a mano y de forma completamente personalizada en el taller de la *Escuela de las Ingenierías Industriales* de la *Universidad de Valladolid*. Esto es debido a la complejidad de las distintas piezas que lo componen, pues al no tratarse de una simple placa, complica de cierta manera la técnica de corte por láser que hemos empleado en los dos últimos componentes mencionados. Pese a ello, una vez completado el diseño 3D por medio del software de la popular marca *Dassault Systemes*, “CATIA V5”, decidimos que sería conveniente probar el diseño realizado antes de elaborar estas complejas piezas.

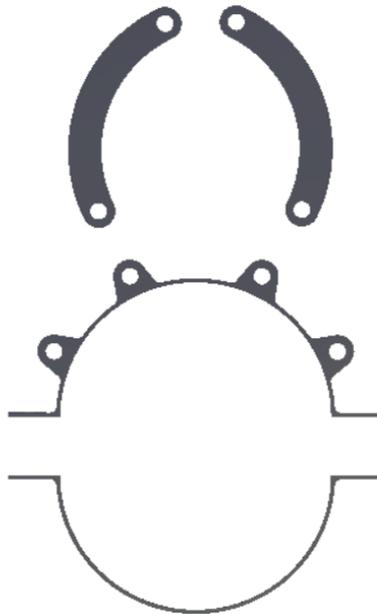


Figura 30. Disposición esquemática de los elementos del conjunto masa excéntrica



Para este fin comentado, decidimos que la solución más sencilla sería hacer uso de la tecnología de impresión 3D, utilizando una variedad de plástico común en este ámbito y de fácil acceso como es el PLA. Los resultados obtenidos fueron, como se aprecia en la [Figura 31](#), favorables. Por lo tanto, se procedió a encargar la realización de la pieza, para la cual utilizaríamos un acero S275, material común dentro del mundo de la industria siderúrgica, algo que sin duda resulta positivo para este proyecto puesto que uno de los objetivos marcado desde los inicios versa de la utilización de materiales comunes y de fácil acceso.



Figura 31. Resultado de la impresión en 3D del conjunto masa excéntrica

Continuando con la impresión 3D, haremos uso de esta tecnología para la ya mencionada caja soporte sobre la que fijaremos el controlador que nos permitirá manejar y variar diferentes parámetros del motor. Este elemento, será igualmente fabricado con un plástico PLA (por ser fácilmente accesible y resistente) utilizado anteriormente para la primera prueba de la excéntrica. En cuanto a sus medidas, estas vienen dadas (como se ha mencionado en el [APARTADO 3.6. ELEMENTOS ADICIONALES](#)), por la geometría de los perfiles sobre los que se va a fijar, siendo su ancho igual al ancho del conjunto de la caja que incorpora el *shaker* (138 mm), su largo igual al ancho del perfil 40x40 (40 mm) y poseyendo una altura de 100 mm, dimensiones más que suficientes para fijar el controlador en cuestión en su interior.



La geometría con sus dimensiones más detalladas, podemos encontrarla dentro de este documento, en el **Plano 7** contenido dentro del **Anexo 2**.

Como última premisa antes de comenzar con el montaje, nos aseguramos de conocer el total de elementos roscados que vamos a emplear que, como hemos visto a lo largo de este documento, son fundamentales para unir las diferentes piezas que componen nuestro excitador inercial. De este modo, el total de estas piezas en nuestro conjunto será el siguiente:

- Tornillos ISO 4017 M8x12: 63 unidades.
- Tuercas rectangulares en T: 50 unidades de un canal de 8 mm y 9 unidades de canal 10 mm.
- Tornillos autorroscantes (referencia 53618 en el catálogo de *Fasten*): 8 unidades.
- Tornillos ISO 4017 M8x20: 3 unidades.
- Tuercas ISO 8675 M8x1,25: 9 unidades.

4.2. MONTAJE FINAL DEL CONJUNTO

Para comenzar con el montaje final, el primer paso a realizar es, sencillamente, hacer un recuento de los distintos componentes y comprobar que contamos con todo lo necesario. En la [Figura 32](#) se muestran físicamente todos los componentes empleados en este proceso de ensamblaje.

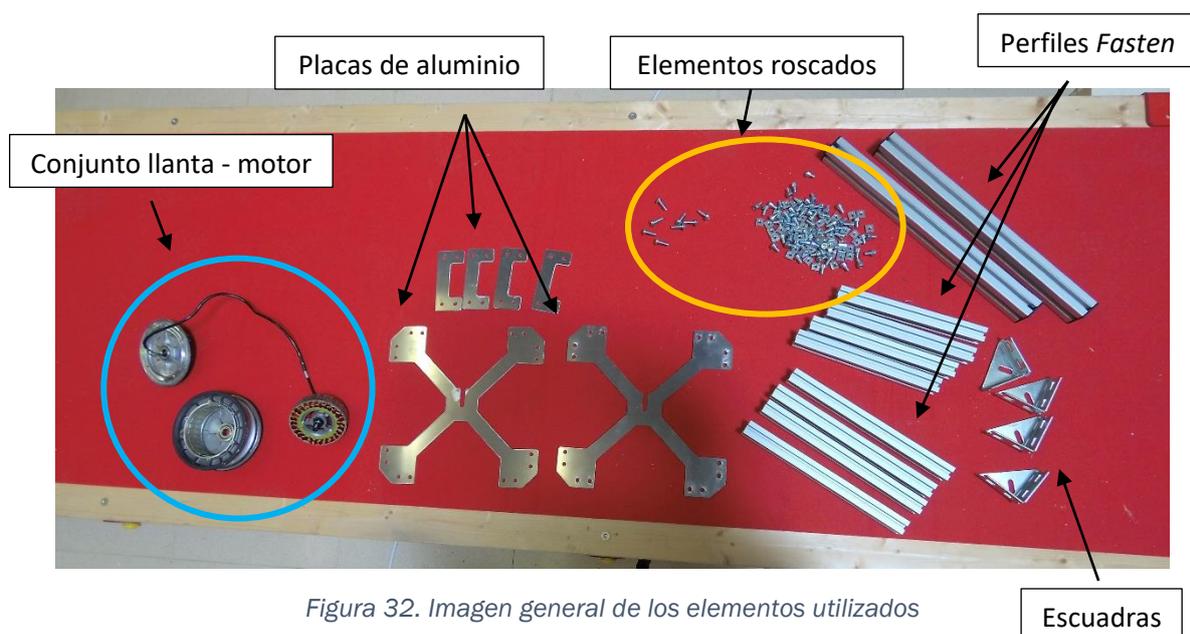


Figura 32. Imagen general de los elementos utilizados



En primer lugar, se han montado las “paredes” laterales del cubo, las cuales están compuestas por cuatro perfiles básicos 30x30 de *Fasten*, una placa horquilla y los correspondientes elementos roscados mediante los que uniremos dicha placa de aluminio con los diferentes perfiles. Entre estos últimos, dos de ellos comprenden un largo total de 280 mm, mientras que los otros dos poseen una longitud de 340 mm.

Así, se unen los perfiles de menor longitud con la “placa horquilla” ([Figura 33](#)), introduciendo por las respectivas ranuras de los mismos las distintas tuercas rectangulares en T (cuatro en ambos perfiles) y roscando los tornillos ISO 4017 M8x12 a ellas, siendo introducidos previamente por los correspondientes agujeros disponibles en la placa de aluminio, de tal forma que la apertura central de nuestra “horquilla” quede orientada hacia uno de los dos perfiles, que posteriormente será uno de los perfiles situados en la parte superior del excitador inercial ya completo y que de aquí en adelante recibirá el nombre de “perfil horizontal superior”, mientras que el perfil hallado en la posición opuesta a este, recibirá el nombre de “perfil horizontal inferior”.



Figura 33. Primera unión entre perfiles Fasten y “placa horquilla”



Una vez unidos los dos perfiles más cortos y antes de unir los dos restantes de mayor longitud, se han de incorporar las diferentes tuercas rectangulares en T que se utilizarán de manera posterior en el montaje del conjunto, puesto que los extremos de estos perfiles de menor tamaño quedarán obstruidos por la incorporación de los siguientes. Así pues, en el lateral opuesto al que se ha unido la placa de aluminio (**Posiciones A**), deberemos introducir un total de dos tuercas rectangulares en el canal del perfil de 280 mm nombrado como “perfil horizontal inferior”, puesto que serán necesarias posteriormente para fijar las escuadras inferiores del conjunto. Además, será necesaria la introducción de otras dos tuercas rectangulares en la parte superior del “perfil horizontal superior” (**Posiciones B**), que serán empleadas para fijar las placas de aluminio superiores en forma de “C”, cuya función reside, como ya sabemos, en la unión superior entre “paredes” del cubo que conforma el conjunto de la caja. Ambas posiciones (1) y (2) se encuentran correctamente señaladas en la [Figura 34](#).

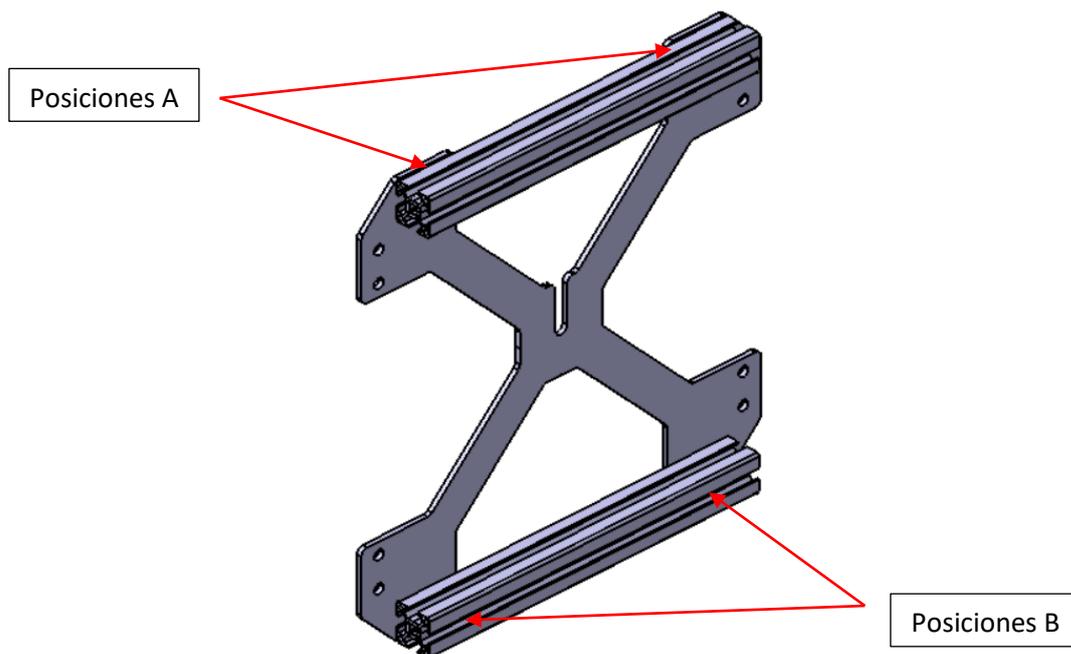


Figura 34. Posiciones de las tuercas rectangulares a introducir en los canales de los perfiles horizontales previamente a la obstrucción de sus extremos



Con las tuercas mencionadas colocadas en el interior de sus respectivos canales, podemos entonces comenzar con la unión de los perfiles de 340 mm de longitud. Estos últimos, se colocarán en disposición vertical por medio de los agujeros restantes de la placa de aluminio anteriormente denominada “horquilla”, con similar metodología a la empleada para los perfiles de menor longitud. Una vez se hayan incorporado los distintos tornillos y tuercas en los espacios reservados para ellos (perforaciones de la “placa horquilla”), se ha obtenido el resultado mostrado en la [Figura 35](#).

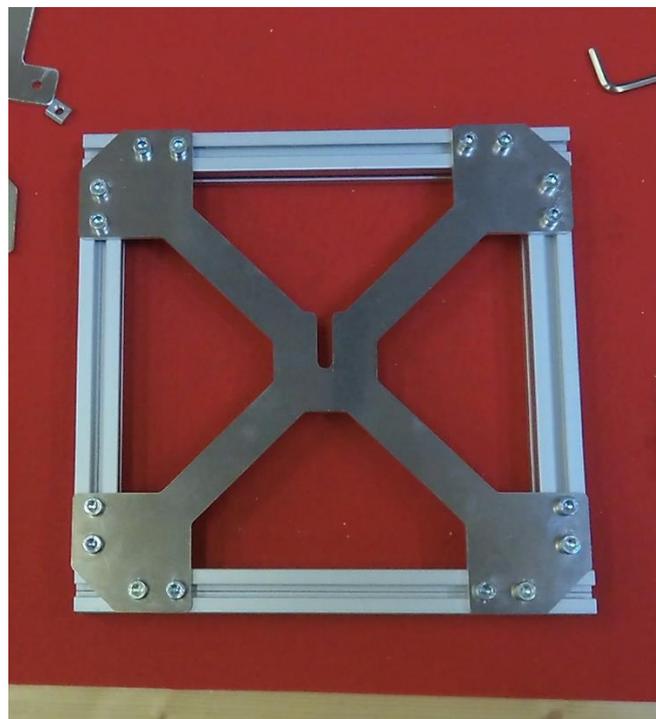


Figura 35. Placa horquilla correctamente unida a los perfiles Fasten

A continuación, se ha comenzado con la fijación de las placas de aluminio con forma de “C” a los distintos perfiles, uniendo primero aquellos que conforman la parte superior de esta “pared” ya armada de la caja del conjunto, para lo cual se han colocado ya en el paso previo las diferentes tuercas rectangulares necesarias, como observábamos en la [Figura 11](#), para ejecutar esta unión. De esta manera, podemos observar el detalle de la posición de cada uno de los elementos a incorporar en la [Figura 36](#), además del nombre del componente que debemos utilizar.

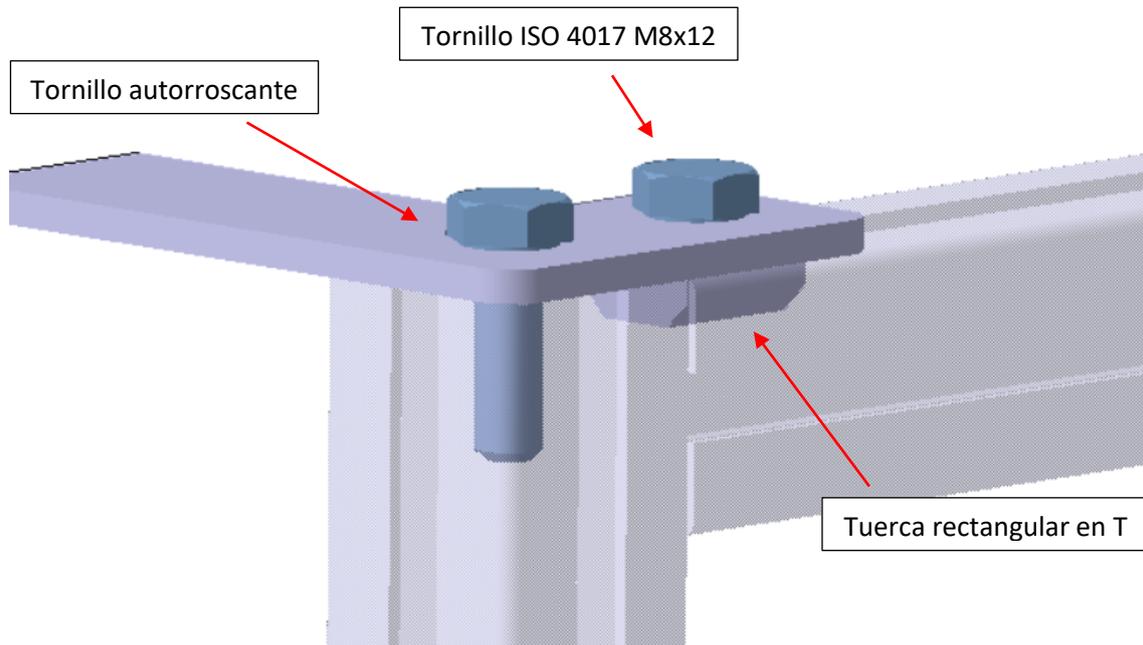


Figura 36. Detalle de la unión superior sobre la placa en "C"

Así, esta unión completada en una de las esquinas de nuestra "pared" ya formada, obtendría una configuración como la mostrada en la [Figura 37](#).

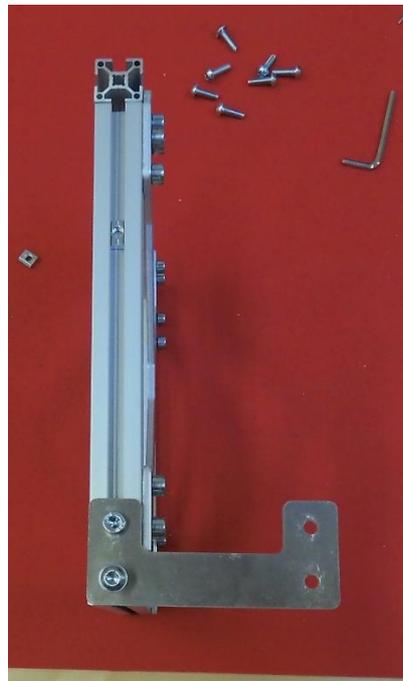


Figura 37. Placa de aluminio en "C" colocada en una de las esquinas superiores



En concordancia con ello y en base a lo visto en el [APARTADO 4.1. RESUMEN DE COMPONENTES A UTILIZAR](#), deberemos repetir este paso para las otras tres esquinas que posee la “pared” sobre la que se ha incorporado ya esta placa de aluminio en “C”. De esta forma y realizando una a una cada unión correspondiente, se ha obtenido lo siguiente:

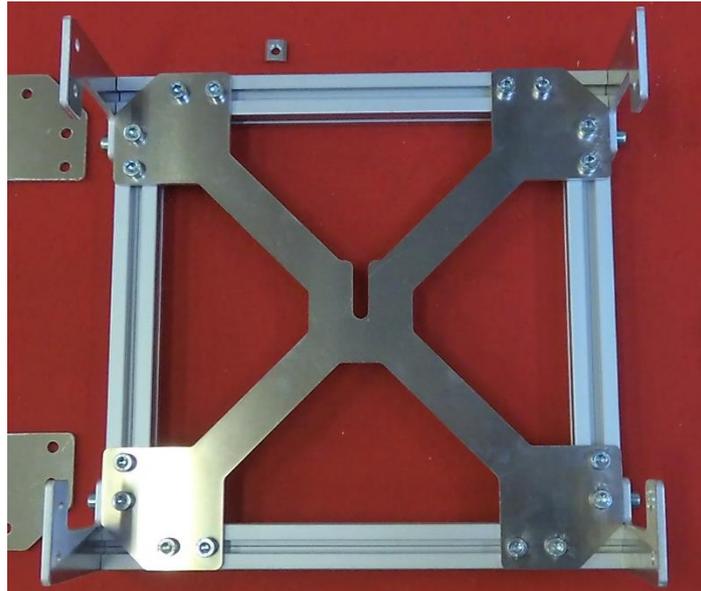


Figura 38. Caja del conjunto casi completa, a falta de la segunda "pared"

En este punto y como cabe esperar, simplemente se han realizado de nuevo los primeros pasos comentados en este apartado, con lo que se ha obtenido la segunda “pared” que conforma la “caja” de nuestro *shaker*, representada en la parte izquierda de la [Figura 39](#).



Figura 39. "Paredes" laterales que conforman el conjunto de la caja previas a su posición final

Con las "paredes" laterales ya ensambladas y completas, ha de procederse a su unión, hecho que precisa de disponer el grupo **llanta – motor** colocado entre ambas, pues si se trata de incorporar dicho grupo inmediatamente después de unir sendas "paredes", no existirá posibilidad alguna de encajar el eje motor en la ranura dispuesta en la "placa horquilla" para este fin, siendo estrictamente necesario dar un paso atrás y desmontar la unión de estas "paredes".

Para proceder con ello, basta con completar las uniones restantes de las placas en "C" ya colocadas en una de las dos "paredes", cuyo procedimiento a seguir es idéntico ([Figura 36](#)). De este modo, el resultado obtenido es el siguiente:



Figura 40. Conjunto completo de la "caja" sobre el que se anclarán las "patas"



A estas alturas del montaje, solo restaría la incorporación del conjunto de la masa excéntrica y los perfiles inferiores que actuarán a modo de “patas”, cuya función reside en ser el emplazamiento donde colocaremos las pesadas losas de acero que nos servirán de lastre para que nuestro excitador no se desplace en su uso.

En orden con los pasos ejecutados, inmediatamente después de haber obtenido el conjunto “caja” que se muestra en la [Figura 40](#), se ha procedido a la colocación de ambos perfiles básicos 40x40 de *Fasten* que, como hemos visto en el [APARTADO 3.2. UNIONES DE LAS ESQUINAS INFERIORES](#), conectarán con los perfiles verticales y horizontales de 30x30 del conjunto de la “caja” haciendo uso de unas escuadras 81x81x30 ([Figura 7](#)) y los ya recurrentes elementos roscados, tornillos ISO 4017 M8x12 y tuercas rectangulares en T.

Incorporando las tuercas rectangulares en T necesarias en los perfiles verticales del conjunto y asegurándonos de que los perfiles inferiores horizontales incorporan también las tuercas correspondientes, se ha procedido al ensamblado de cada uno de estos elementos descritos, con las posiciones que se muestran en la [Figura 41](#).

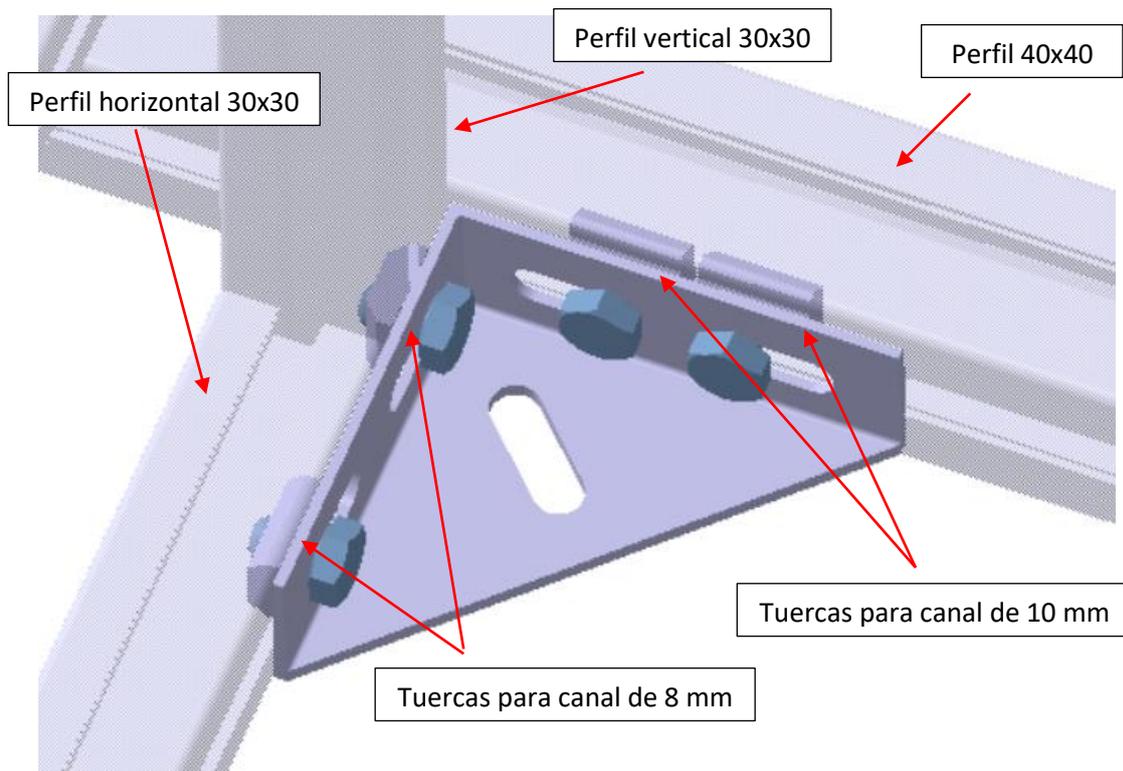


Figura 41. Disposición de los elementos roscados en las uniones inferiores con escuadra



Es necesario recordar que los perfiles 40x40 cuentan con un canal de 10 mm de ancho, por lo que las tuercas cuyo emplazamiento reside en estos canales han de ser las correspondientes con el segundo modelo de los que escogimos en el inicio ([Figura 9](#)), con referencia 52048 dentro del catálogo de Fasten [6]. Este modelo dispone una morfología similar a la que encontramos en la otra opción escogida, a diferencia de que el ancho de la zona de encaje con el canal del perfil aumenta hasta los 10 mm, lo que hace que encaje a la perfección con los perfiles 40x40.

Completando las uniones de las cuatro escuadras integradas en el diseño, podemos ver a través de la [Figura 42](#) el resultado de incorporar estos últimos elementos, a falta únicamente de integrar el conjunto de la masa excéntrica.

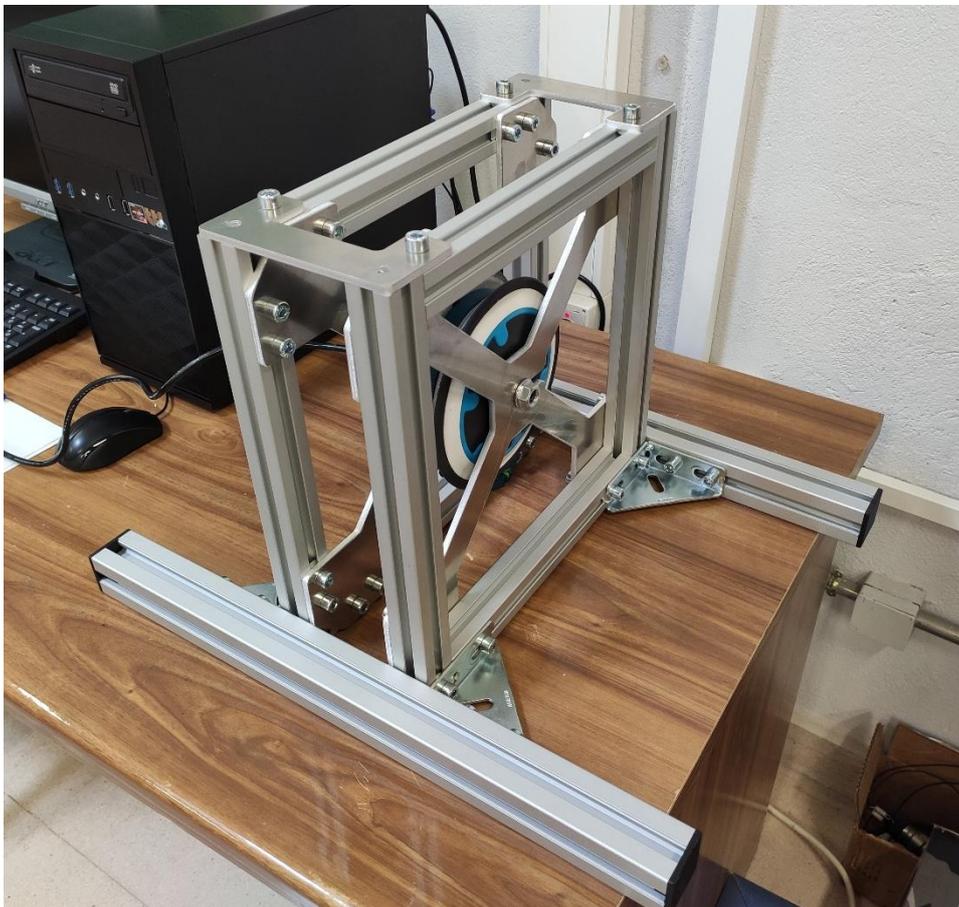


Figura 42. Conjunto completo a falta de la masa excéntrica



Finalmente, una vez llevado a cabo el ensamblaje de todas las piezas que componen el conjunto, llegaría el turno de la excéntrica. Para ello y, puesto que se trata de un prototipo, se ha llevado a cabo un primer modelo básico de esta masa excéntrica. Es por ello por lo que la calidad de los componentes que conforman este conjunto de la excéntrica no es ideal ni exacto, puesto que se trata de un primer modelo para realizar futuros ensayos y para “verificar” el comportamiento del conjunto total diseñado. Así, cuando se haya verificado todo el conjunto, se realizará una fabricación de esta pieza más precisa y detallada.

Pese a ello, para realizar el montaje del conjunto de la excéntrica, se han realizado varios pasos sobre los distintos componentes que lo conforman, los cuales se han comentado previamente en la parte final del [APARTADO 3.4. DISEÑO DE LA MASA CON EXCENRICIDAD CONFIGURABLE](#).

De este modo, el conjunto final de las piezas que conforman este componente debería obtener un resultado como el obtenido en la [Figura 43](#).

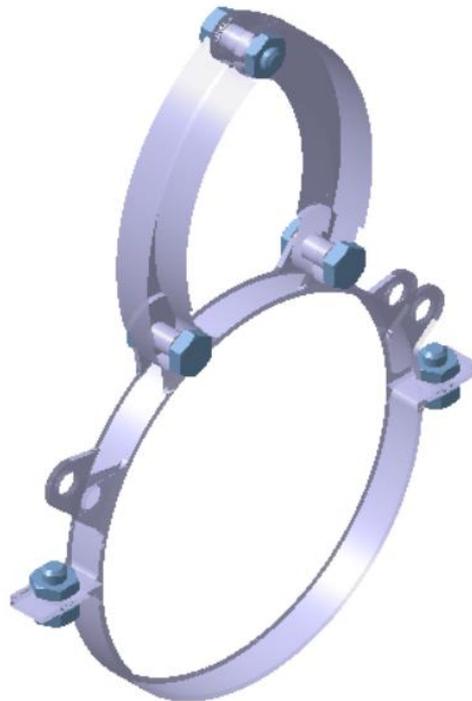


Figura 43. Conjunto de la masa excéntrica



Observando la [Figura 43](#), se han dispuesto los distintos elementos de unión como se han representado en dicha imagen, obteniendo un resultado final de este conjunto de excéntrica como el mostrado en la [Figura 44](#) incorporada a continuación, el cual es necesario remarcar de nuevo que se trata de un primer diseño realizado para verificar mediante futuras pruebas, el conjunto total del excitador inercial que se ha llevado a cabo.

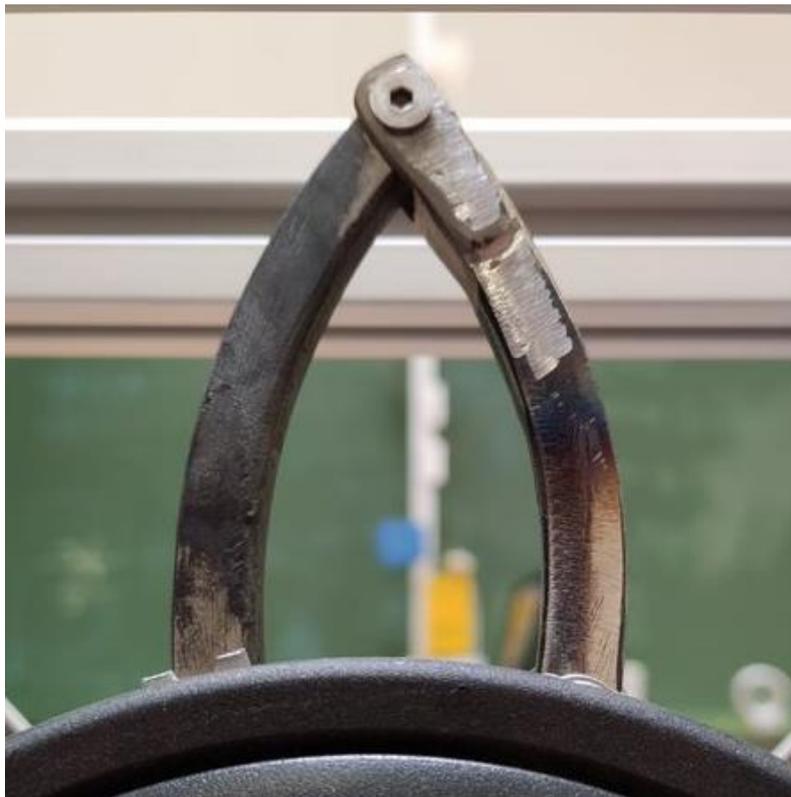


Figura 44. Resultado de la masa excéntrica en su posición de mayor excentricidad

De este modo, en la anterior imagen podemos encontrar el conjunto de la masa excéntrica dispuesto sobre la rueda, colocado en la posición de máxima excentricidad diseñada. Además, en la [Figura 45](#) se muestra en detalle la unión realizada entre ambas partes que constituyen la abrazadera, la cual se ha llevado a cabo por medio de tornillos mariposa en lugar de los establecidos inicialmente puesto que, como se ha mencionado anteriormente, este conjunto de la excéntrica se ha fabricado para realizar las futuras pruebas y ensayos, posteriormente a los cuales se realizará la construcción más elaborada de este conjunto.



Figura 45. Detalle de la unión entre la parte superior e inferior de la abrazadera

Por último, solo restaría de fijar los dos componentes indispensables para el funcionamiento del motor, como son la batería y el controlador, que vendría fijado por el soporte correspondiente descrito en el apartado anterior.



Comenzando por la fijación de dicho soporte de fijación del controlador, su disposición será la siguiente:

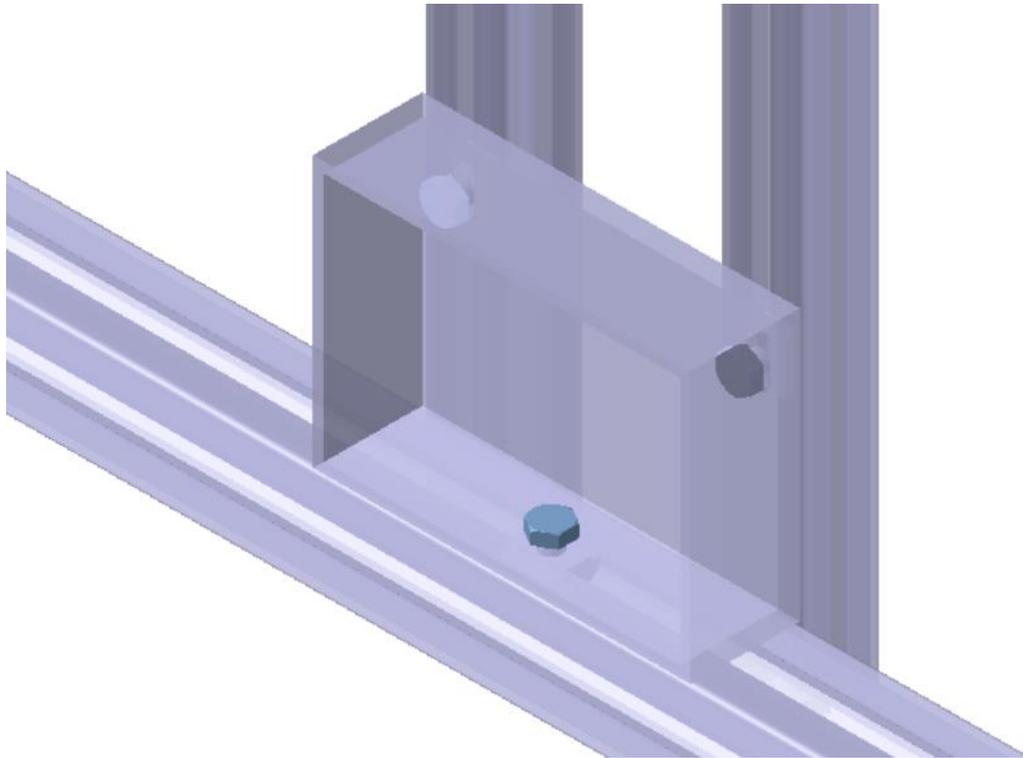


Figura 46. Detalle de la disposición de la caja soporte

Por su parte, para la colocación de la batería, ésta será situada en la parte superior del conjunto. Realizaremos dos agujeros sobre cada placa en “C” con la separación existente entre los huecos laterales dispuestos para la fijación que incluye la propia batería. Una vez obtengamos dichos agujeros, por medio de 4 tornillos ISO 4017 M8x12 y 4 tuercas ISO 8675 M8x1,25 dejaremos fijada la fuente de alimentación de nuestro motor.

En definitiva, con la incorporación del conjunto de la masa excéntrica, el controlador y la batería, nuestro excitador inercial quedaría ya montado y preparado para su uso, previo al cual en líneas futuras se realizarán distintas pruebas de rendimiento y correcto funcionamiento.



5. CÁLCULOS Y CONSIDERACIONES

En este capítulo incluiremos varios cálculos interesantes en relación con lo que al conjunto ensamblado se refiere. Así pues, se tratarán aspectos como la masa necesaria que deberemos colocar como lastre sobre los perfiles 40x40 dispuestos para este fin, analizando los instantes del movimiento más críticos.

5.1. LASTRE

Como se ha mencionado previamente, se han realizado varios cálculos en base a los cuales podremos conocer, de una forma teórica, el valor aproximado de la masa a incorporar sobre los perfiles 40x40 o “patas” del conjunto. Para ello, nos introduciremos un poco en conceptos básicos de la física, sin entrar en demasiado detalle.

En primer lugar, comenzaremos analizando las distintas fuerzas de inercia que aparecen en el giro de un cuerpo sólido. La más importante, se corresponde con la fuerza centrífuga, fuerza que aparece en la dirección y sentido del movimiento, causada por la propia masa de los cuerpos. Además, es importante destacar que, para realizar los futuros análisis de fuerzas, utilizaremos un sistema de referencia no inercial, es por ello por lo que aparece esta fuerza centrífuga en nuestro análisis. En el caso de haberlo realizado con un sistema de referencia inercial, esta fuerza de inercia vendría traducida implícitamente en el valor de la masa por la aceleración que aparece en el segundo término de la 2ª Ley de Newton.

El sistema de referencia inercial que hemos mencionado tendrá su origen en el punto de corte entre el plano de simetría de la llanta y el eje motor (como se observará en próximas imágenes de análisis de fuerzas).

En adición, es necesario destacar que, para nuestro caso concreto, las únicas fuerzas reales existentes en el conjunto versan del peso de este y de la fuerza de rozamiento entre los perfiles inferiores y la superficie sobre la que situemos el *shaker*, puesto que la fuerza centrífuga mencionada se corresponde con una fuerza ficticia.

Esta última, la podemos expresar como:

$$F_c = m \times \frac{v^2}{R} \quad (1)$$



Sin embargo y puesto que en nuestro conjunto el movimiento se realiza por medio de una rotación, nos resulta más interesante expresar esta **Ecuación 1** en función de la velocidad angular del conjunto que produce esta fuerza inercial. Para ello, conocemos la expresión de la velocidad lineal en función de la velocidad angular y la distancia entre el eje de giro y el punto de análisis:

$$v = \omega \times R \quad (2)$$

Donde “R” se corresponde con esa distancia entre el eje de giro (correspondiente con el eje motor) y el punto de análisis que, como veremos próximamente, se trata del centro de masas del conjunto de la excéntrica que denominaremos G_e .

Así, sustituyendo valores obtenemos la siguiente ecuación de la fuerza centrífuga:

$$F_c = m \times \omega^2 \times R \quad (3)$$

Esta velocidad angular ω , se corresponde con la velocidad de giro de la llanta que, podemos calcular por medio de los datos de tamaño y velocidad lineal máxima alcanzable por el patinete comentados en el [APARTADO 2. COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES](#). Así pues, sabemos que la velocidad límite se corresponde con 25 km/h, alcanzados por medio de unas ruedas de 8,5 pulgadas de diámetro (con el neumático incorporado), o 108 mm de radio en el sistema internacional de unidades. Haciendo uso de estos datos y haciendo uso de la **Ecuación 2**, obtenemos un valor máximo aproximado para la velocidad de giro de la llanta de 64,3 rad/s (correspondientes a 614 rpm). De igual manera, para que los futuros cálculos del lastre realizados nos otorguen una información más fiable y correspondiente a la realidad, distinguiremos entre distintas velocidades angulares dentro del rango ofrecido por el motor, que serán calculadas de igual manera que la realizada en el caso anterior.

El término m indica la masa total proporcionada por la masa excéntrica, puesto que la correspondiente a la rueda no es influyente en el cálculo de las fuerzas de inercia. El motivo principal de ello reside en que se ha supuesto que la rueda – motor está correctamente equilibrada, y su correspondiente centro de gravedad se encuentra contenido en el eje de giro, además, gracias a la simetría que posee este cuerpo, es razonable suponer que el eje de giro se corresponde con uno de los ejes principales de inercia. Por otro lado, para obtener este valor de la masa de la excéntrica, hemos utilizado, como veremos posteriormente, un comando específico de medición de propiedades inerciales de “CATIA V5”.



En adición a todo ello, un dato que también necesitaremos y que no debemos pasar por alto es, como cabría esperar, la masa total del conjunto del excitador inercial, incluyendo todos y cada uno de los componentes que lo conforman. Para obtener este valor, hemos realizado una medición componente por componente en el laboratorio haciendo uso de una báscula, a través de la cual hemos obtenido un valor aproximado de unos 10 kg en total. Sin embargo, a este valor deberemos añadirle o no, en los casos en los que sea necesario, la masa del lastre necesaria en función de las condiciones de funcionamiento.

Con toda esta información, podemos representar entonces los dos casos puntuales que corresponden con las situaciones más críticas en relación con las fuerzas mencionadas, cuyo fin trata de comparar y relacionar dichas fuerzas, para de esta manera saber en qué momentos deberemos aumentar o disminuir la masa del lastre que proporciona un mayor peso al conjunto. Para ello, reduciremos el análisis a un estudio de fuerzas puntuales que actuarán sobre los respectivos centros de gravedad de los diferentes cuerpos.

5.1.1. CÁLCULO PARA LA POSICIÓN VERTICAL DE LA EXCÉNTRICA

Uno de los casos que deberemos analizar es el instante en el que el conjunto de la masa excéntrica se encuentra en posición vertical (*Figura 47*), situación en la que deberemos comparar el peso del conjunto con la fuerza centrífuga, puesto que son las dos únicas fuerzas que intervienen, haciéndolo en la misma dirección, pero sentidos contrarios.

En este balance de fuerzas, es importante destacar el hecho de que estamos analizando un instante puntual en el movimiento, por lo que inmediatamente después del momento capturado, la dirección de la fuerza centrífuga mostrada en la *Figura 47*, irá cambiando en función de la posición instantánea en que se encuentre la excéntrica, siendo esta dirección la línea que une el centro de la llanta con el centro de masas (G_e) de dicha excéntrica. Es por esto por lo que no es correcto pensar que el eje de la llanta - motor se desplazará verticalmente por la apertura de la horquilla.

Adicionalmente, no se ha incluido en el esquema la fuerza de rozamiento, puesto que, al no existir ninguna otra fuerza actuante en la dirección horizontal, el rozamiento adquiriría un valor nulo.

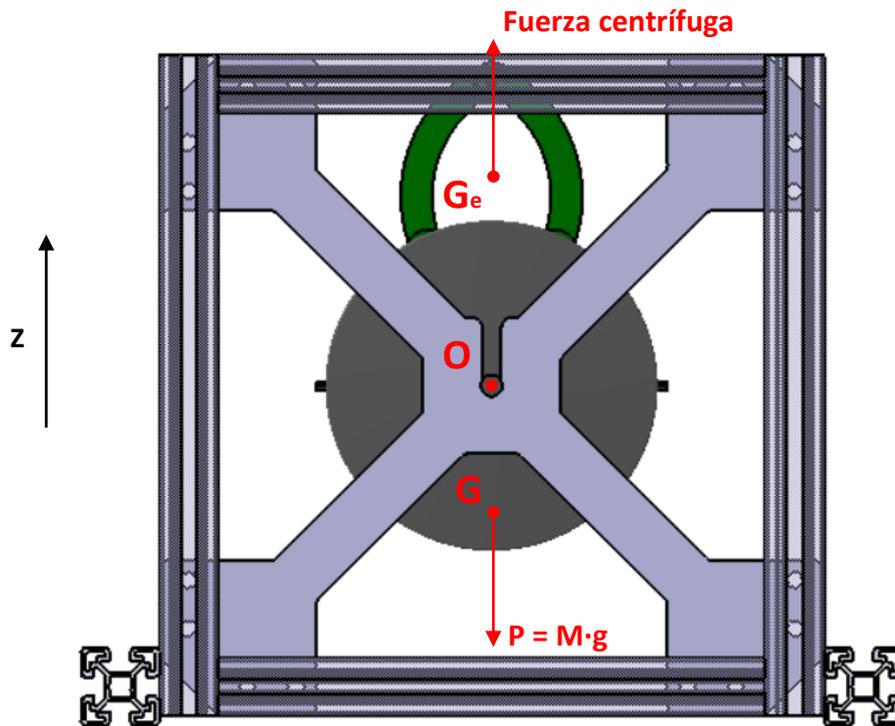


Figura 47. Diagrama de sólido libre de la llanta para la posición vertical de la excéntrica

Como se ha mencionado anteriormente, para realizar las distintas operaciones se ha escogido un sistema de referencia no inercial sobre el conjunto llanta – excéntrica que girará de manera solidaria, cuyo centro se encuentra en el punto “O”. Además, y puesto que no resulta influyente, nos llevaremos para nuestro análisis el peso del conjunto del punto “G” correspondiente al punto “O”.

Para conseguir la posición del punto restante, “G_e”, se ha hecho uso del comando “Measure Inertia” que incorpora el software donde hemos realizado el diseño de cada uno de los componentes que integran el conjunto, “CATIA V5” de la renombrada empresa *Dassault Systèmes*. Este punto, como se ha marcado en los inicios de este trabajo, podrá variar su posición y, con ello, variará también la fuerza centrífuga resultante del mismo a lo largo de las tres posiciones diferentes que pueden llevarse a cabo.

De este modo, hemos obtenido los distintos centros de masas del conjunto de la masa excéntrica para cada una de las posiciones:

- **Posición 1:** esta primera posición es la que posee una menor excentricidad y, por lo tanto, resulta la menos crítica. Como valor de referencia aproximado para G_e hemos tomado 75 mm, correspondientes a la distancia entre el origen del sistema de referencia mencionado y este centro de masas ([Figura 48](#)).

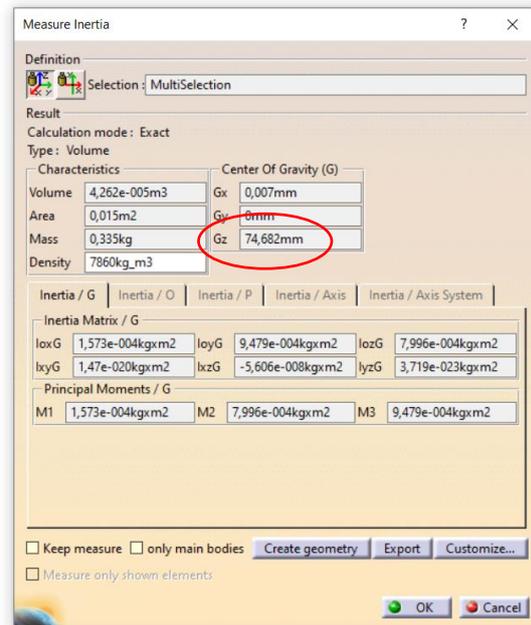
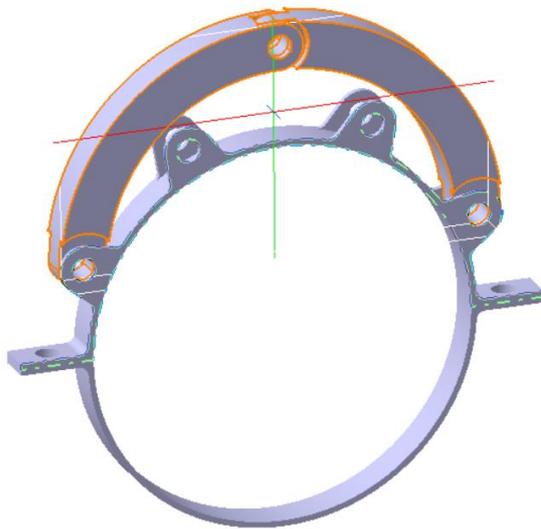


Figura 48. Posición 1 de la masa excéntrica

- **Posición 2:** posición intermedia, no resulta tan crítica como la siguiente, pero el centro de masas del conjunto de la excéntrica comienza a aumentar. Hemos tomado como valor de referencia de G_e , 94 mm (Figura 49).

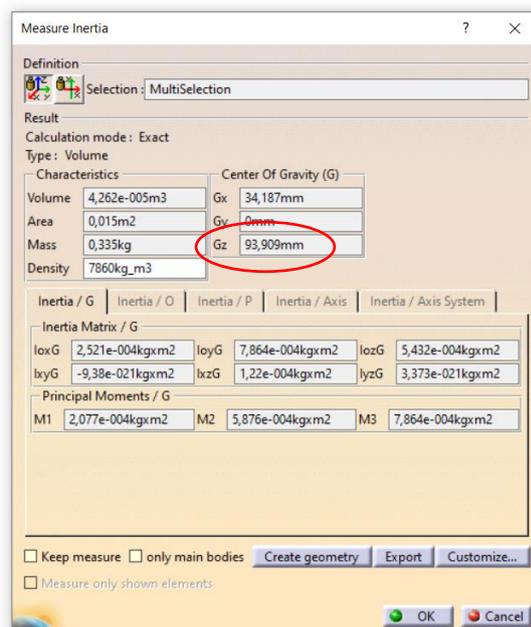
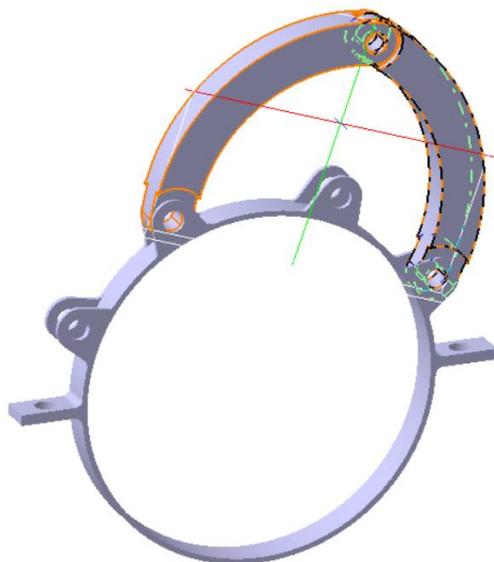


Figura 49. Posición 2 de la masa excéntrica



- **Posición 3:** posición más crítica por medio de la cual aumentamos la excentricidad al máximo en nuestro conjunto de excitador inercial. El valor máximo alcanzado y tomado como referencia para G_e ha sido de 117 mm ([Figura 50](#)).

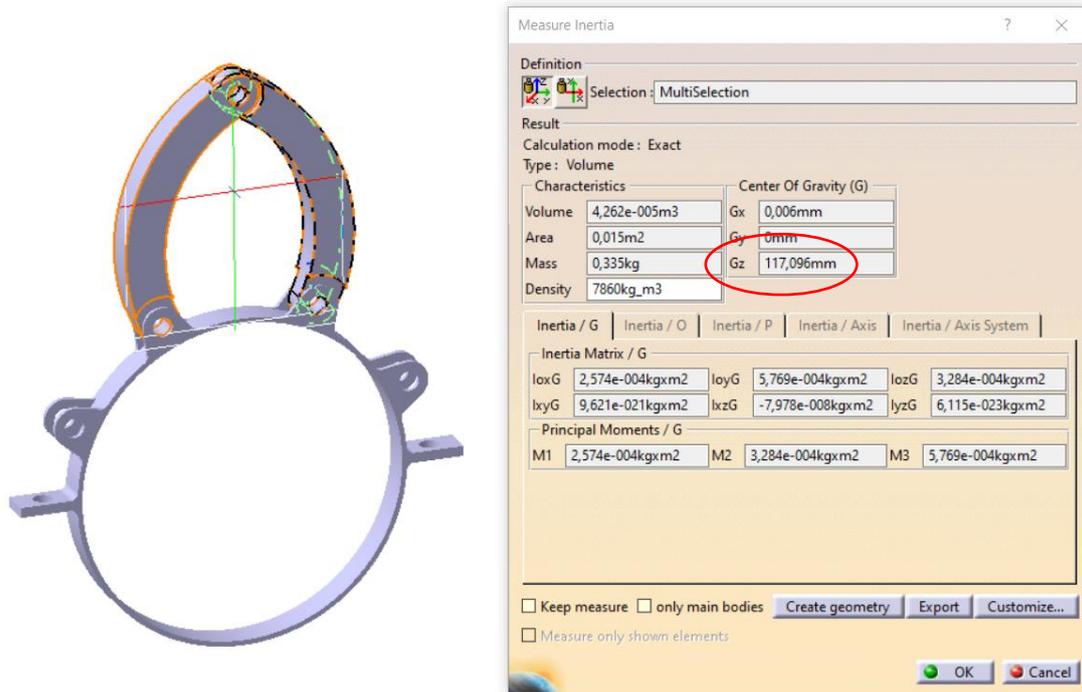


Figura 50. Posición 3 de la masa excéntrica

Además, se ha tomado como valor de la masa de la excéntrica el indicado en las figuras anteriores, mostrado en el apartado “Characteristics”, nombrado como “Mass”, cuyo valor proporcionado es 0,335 kg. Este valor es calculado por el software en función de la geometría de la pieza, habiendo indicado previamente el material de construcción utilizado que, en nuestro caso, se trata de un acero.

A modo de paréntesis, las operaciones que debemos realizar para señalar el material de los diferentes componentes en “CATIA V5”, son los siguientes:

1. Dentro del menú de edición de una pieza o ensamblaje (*Part Design* o *Assembly Design*), seleccionaremos la opción de “Apply Material” ([Figura 51](#)).

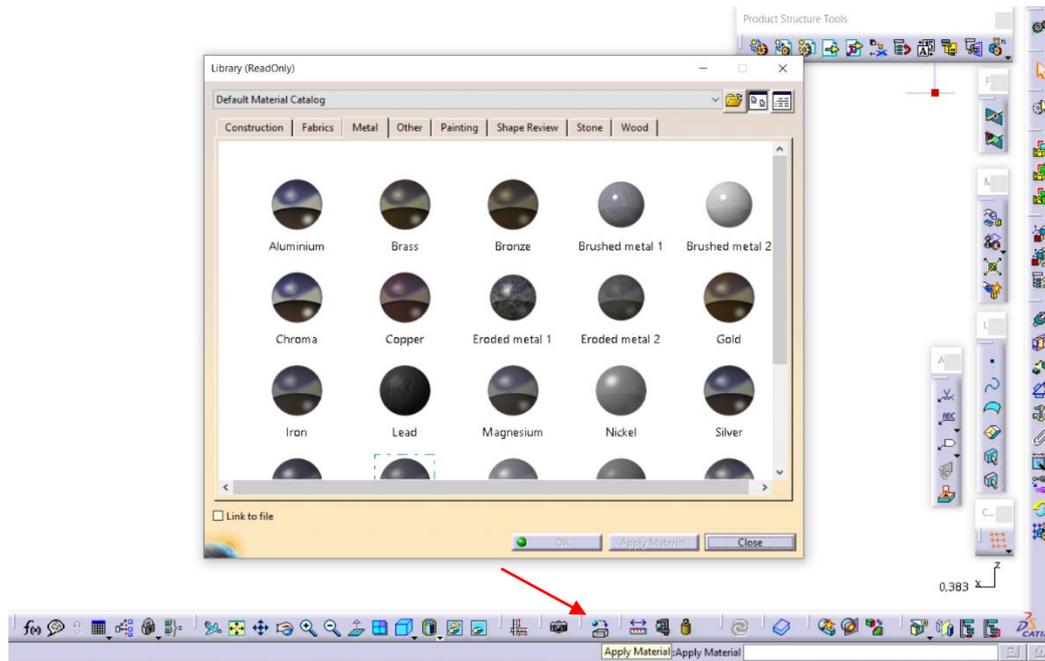


Figura 51. Menú de elección de material "CATIA V5"

2. Una vez se nos abra el menú dispuesto en la figura anterior, elegiremos dentro del árbol de operaciones situado en la parte izquierda de la pantalla, los diferentes componentes a los que queremos configurarles el mismo material. En nuestro caso, pulsaremos sobre las dos piezas en las que se divide la parte extrema del conjunto de la masa excéntrica, nombradas como "Left mass" y "Right mass" (Figura 52).

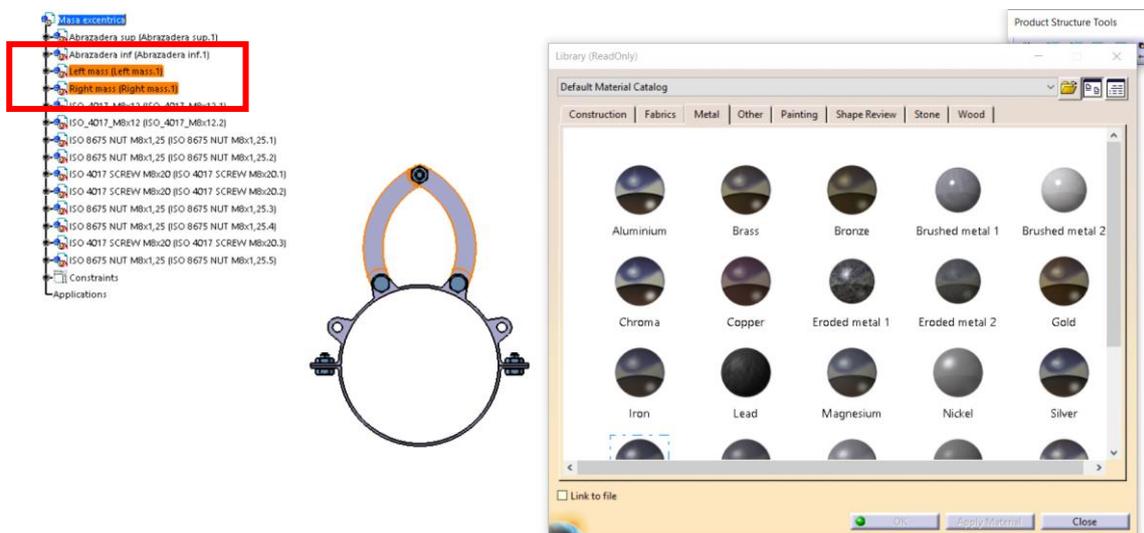


Figura 52. Selección de los componentes a los que configurar el material



3. Por último, simplemente deberemos seleccionar el material entre los indicados en el cuadro desplegado en la parte derecha, y pulsar sobre “Apply Material”. En nuestro caso, hemos elegido la opción de “Steel” correspondiente al acero ([Figura 53](#)).

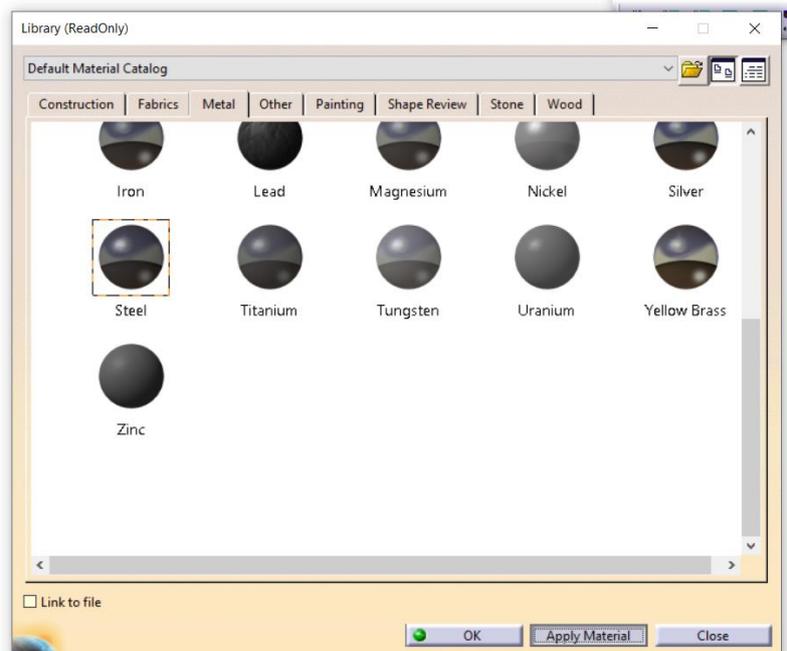


Figura 53. Selección del material de la excéntrica

Finalizando este paréntesis, podemos continuar con los cálculos aplicando la 2ª Ley de Newton, puesto que sabemos que el conjunto debe mantenerse en reposo y no desplazarse en el eje vertical, podemos determinar que:

$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow F_c - Mg = 0 \rightarrow m\omega^2 R - Mg = 0 \quad (4)$$

Donde M representa la masa total del conjunto, incluyendo la correspondiente al lastre si éste fuera necesario.

De esta manera, se ha realizado una tabla donde podemos ver la evolución de todos estos valores en función de la velocidad de giro de la llanta.



En primer lugar, en la [Tabla 1](#) se muestran los valores teóricos obtenidos de la fuerza centrífuga por medio de la **Ecuación 3** para cada una de las diferentes posiciones:

Tabla 1. Valores teóricos de la fuerza centrífuga en función de la velocidad de giro de la llanta

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	FUERZA CENTRÍFUGA, F_c [N]		
	Posición 1 ($Gz = 75\text{mm}$)	Posición 2 ($Gz = 94\text{mm}$)	Posición 3 ($Gz = 117\text{mm}$)
Velocidad de giro, ω [rad/s]			
5	0,63	0,79	0,98
10	2,51	3,15	3,92
15	5,65	7,09	8,82
20	10,05	12,60	15,68
25	15,70	19,68	24,50
30	22,61	28,34	35,28
35	30,78	38,58	48,01
40	40,20	50,38	62,71
45	50,88	63,77	79,37
50	62,81	78,73	97,99
55	76,00	95,26	118,56
60	90,45	113,36	141,10
65	106,15	133,05	165,60

Esta evolución de valores se puede observar de una forma rápida y gráfica incorporada a continuación, en la [Figura 54](#).

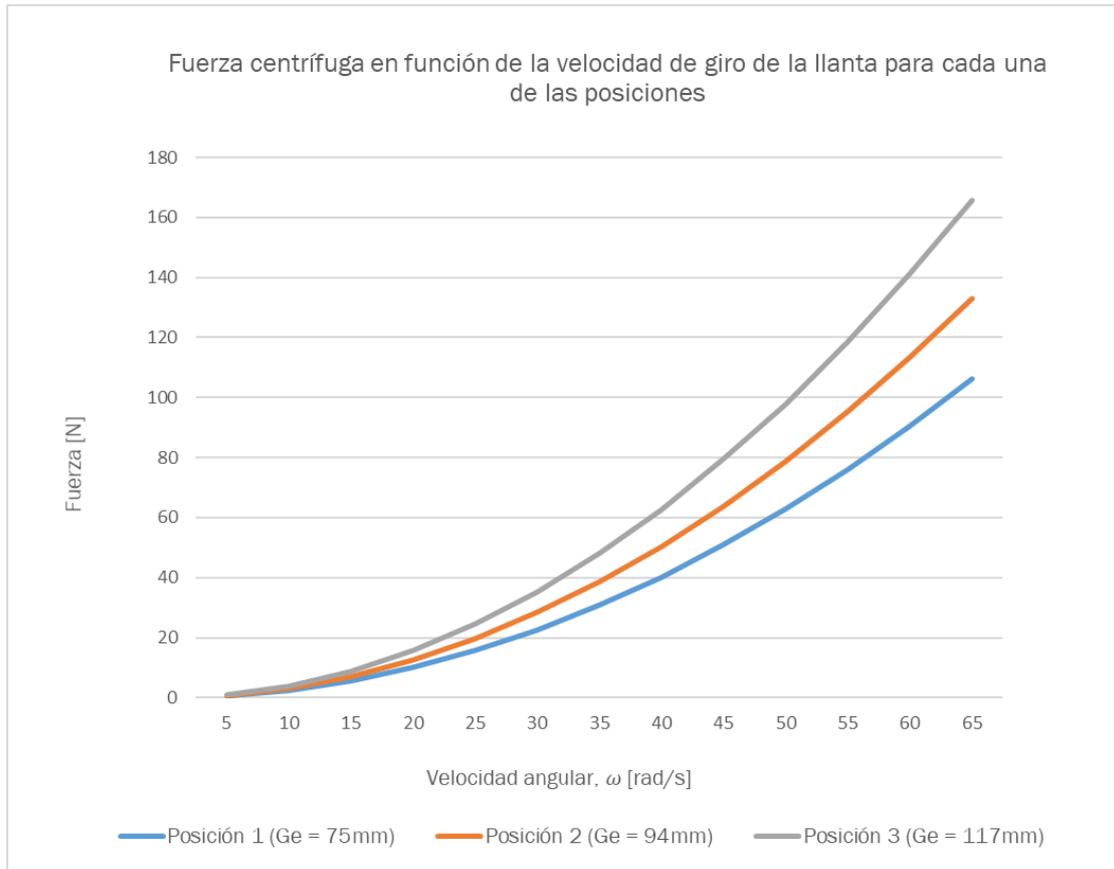


Figura 54. Evolución de la fuerza centrífuga con la velocidad de giro

Habiendo obtenido entonces los valores de la fuerza centrífuga en función de la velocidad angular de la llanta – motor, podemos despejar la masa del lastre necesario a través de la **Ecuación 4**. Para ello, estableceremos como masa total M , la suma de los 10 kg que obtuvimos en la medición más un valor al que nombraremos como m_{lastre} correspondiente a la masa del lastre incorporada, valor que conforma la incógnita que debemos calcular. De esta manera:

$$F_c - (10kg + m_{lastre})g = 0 \rightarrow m_{lastre} = \frac{F_c}{g} - M \quad (5)$$

Aplicando esta fórmula ayudándonos de los resultados que figuran en la [Tabla 1](#), obtenemos los valores de la masa que tendremos que incorporar como lastre para que nuestro excitador no se desplace verticalmente, hecho que pudiera resultar fatal en el caso de suceder.



Tabla 2. Valores teóricos de la masa a incorporar en el conjunto para evitar su desplazamiento vertical

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	MASA DE LASTRE NECESARIA DEL PESO, mlastre [kg]		
	Posición 1 (Gz = 75mm)	Posición 2 (Gz = 94mm)	Posición 3 (Gz = 117mm)
Velocidad de giro, ω [rad/s]			
5	-9,60	-9,58	-9,57
10	-9,41	-9,34	-9,27
15	-9,09	-8,94	-8,77
20	-8,64	-8,38	-8,07
25	-8,06	-7,66	-7,17
30	-7,36	-6,78	-6,07
35	-6,53	-5,73	-4,77
40	-5,57	-4,53	-3,27
45	-4,48	-3,16	-1,57
50	-3,26	-1,64	0,32
55	-1,92	0,05	2,42
60	-0,44	1,89	4,72
65	1,16	3,90	7,22

Analizando entonces los resultados obtenidos ([Tabla 2](#)), podemos observar que en numerosas ocasiones nos encontramos con valores calculados de signo negativo. Este hecho simplemente nos indica que en estos casos no sería necesario colocar masa extra a modo de lastre, puesto que con la propia del conjunto del excitador inercial resulta más que suficiente para evitar su movimiento vertical. De esta forma, podemos ver por medio del gráfico mostrado en la [Figura 55](#) que, para la posición 1, prácticamente no necesitaremos incluir masa para el lastre, únicamente si establecemos las condiciones límite de velocidad será preciso un lastre ligero. En cuanto a las posiciones 2 y 3, vemos que ocurre lo mismo, pero descendiendo esa velocidad hasta los 55 y 50 rad/s, respectivamente.

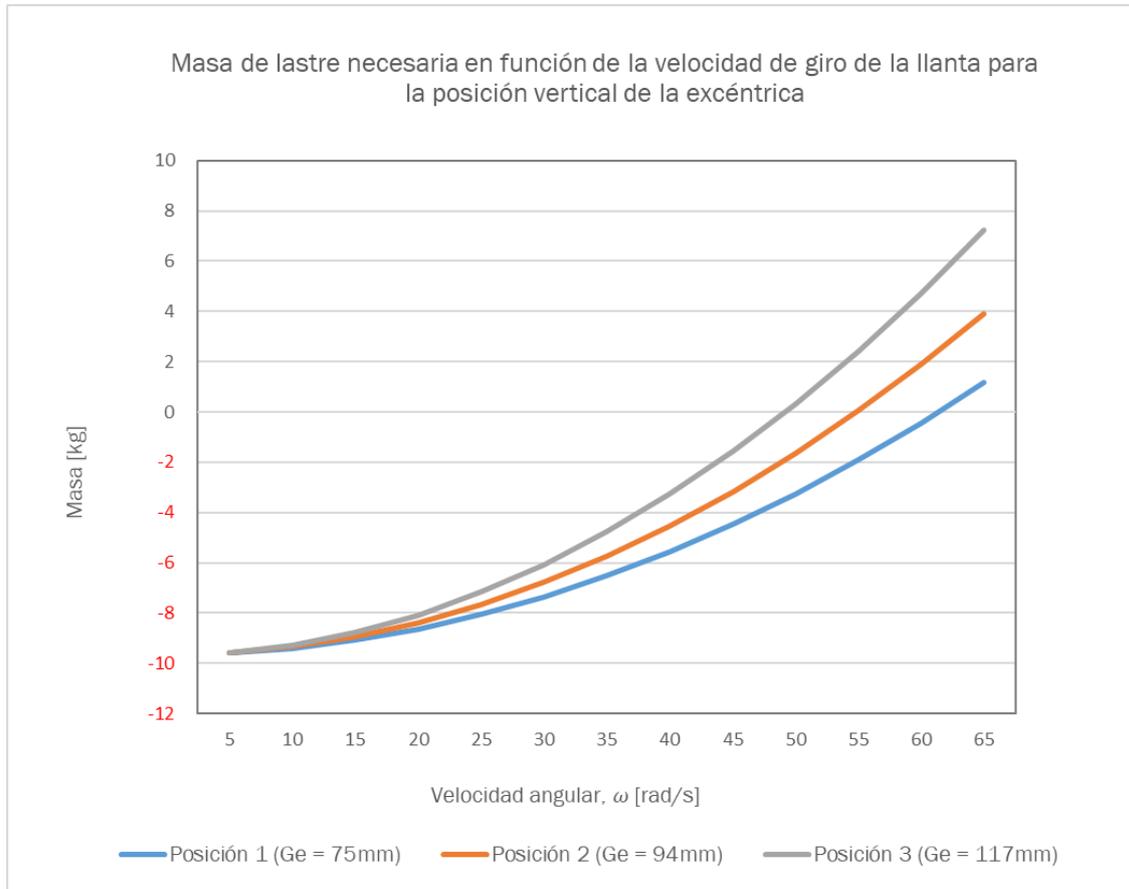


Figura 55. Evolución de la masa de lastre necesaria con la velocidad de giro para una posición vertical de la excéntrica

5.1.2. CÁLCULO PARA LA POSICIÓN HORIZONTAL DE LA EXCÉNTRICA

Vistos los cálculos de la masa de lastre para el caso de la posición vertical de la masa, ahora procederemos con la siguiente situación, correspondiente al instante del movimiento en que la masa excéntrica se encuentra en posición horizontal ([Figura 56](#)).

En este caso concreto, vemos que la fuerza centrífuga actúa en la dirección horizontal con sentido de izquierda a derecha (línea que une el centro de masas de la llanta con el de la masa).

En cuanto a la fuerza de rozamiento, como ya sabemos, se trata de una fuerza que aparece en oposición al movimiento, por lo que es razonable situarla con la misma dirección, pero sentido contrario a la fuerza centrífuga anteriormente descrita. Para representar este rozamiento, se ha supuesto su origen en la base del conjunto, situado en el plano de simetría de este.



Por otro lado, el peso continúa adquiriendo el mismo valor que en el caso anterior, con la diferencia de que, en este instante en concreto, esta fuerza se verá contrarrestada por la fuerza normal (fuerza inercial que contrarresta al peso para que el conjunto permanezca inmóvil en el eje vertical), la cual nos proporcionará, como veremos más adelante, el valor de la fuerza de rozamiento descrita.

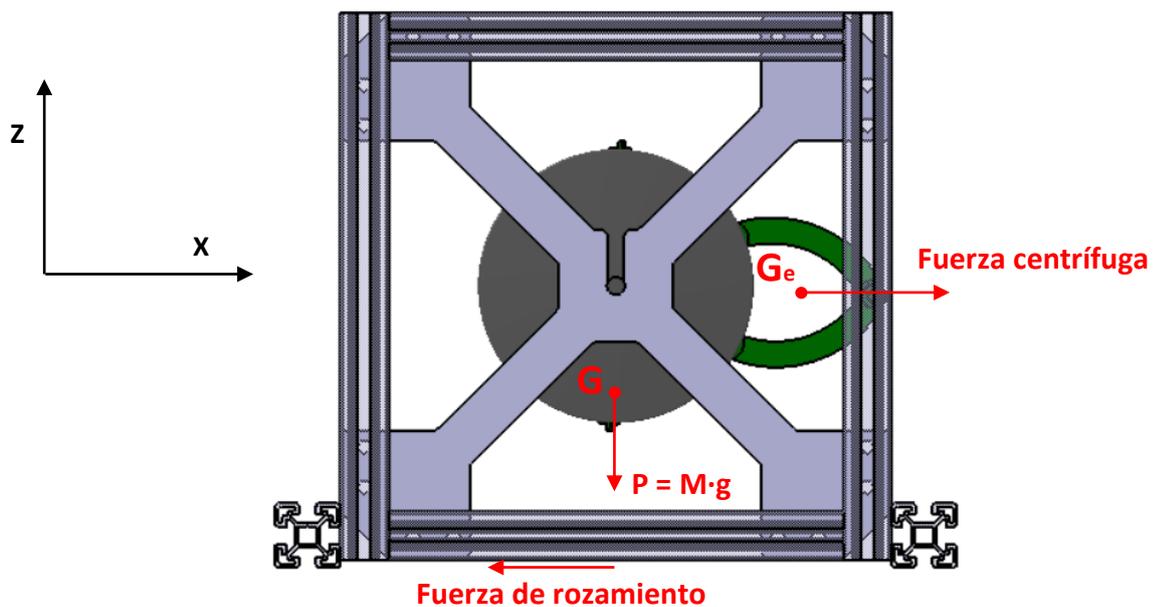


Figura 56. Diagrama de sólido libre de la llanta para la posición horizontal de la excéntrica

Con todas las fuerzas situadas, podemos comenzar planteando el valor que incorpora la fuerza de rozamiento, puesto que las otras dos fuerzas situadas en el diagrama de sólido libre se definen de igual manera que en el caso comentado en el [APARTADO 5.1. LASTRE](#).

De este modo, la fuerza de rozamiento viene dada por la siguiente expresión:

$$F_R = \mu \times N \quad (6)$$

Donde N se corresponde con la fuerza normal, que en este caso es equivalente al peso del conjunto, y el coeficiente μ hace referencia al coeficiente de rozamiento entre la superficie inferior de los perfiles 40x40 y la superficie en que se sitúe el conjunto.



En relación con el coeficiente de rozamiento, existen dos tipos de coeficientes. A modo de resumen, en primer lugar, podemos hablar del coeficiente de rozamiento estático, el cual hace referencia a una situación de parada, donde las distintas rugosidades de las superficies en contacto se encuentran en una situación tal que los denominados “picos” que podemos observar a escala microscópica de las imperfecciones de ambas superficies, se encuentran encajados en los huecos de la otra superficie generando así, una mayor fuerza de rozamiento denominada fuerza de rozamiento estática. En segundo lugar, comentaremos el coeficiente de rozamiento dinámico, el cual aparece cuando sendas superficies se encuentran ya en movimiento relativo una respecto de la otra. De esta manera, se ha vencido ya el coeficiente estático y la fuerza de rozamiento disminuye significativamente. Además, es necesario hacer énfasis en que ambos coeficientes dependen, principalmente, de las superficies que se encuentren en contacto, pudiendo variar enormemente para diferentes superficies y materiales.

Para nuestro caso de análisis, analizaremos la situación más desfavorable, por lo que utilizaremos para nuestros cálculos el coeficiente de rozamiento dinámico, más concretamente el coeficiente de rozamiento dinámico existente entre el acero y el aluminio (*Tabla 3*), puesto que la base de nuestro *shaker* está fabricada en aluminio, y es razonable suponer que las estructuras que estudiaremos con el mismo serán de acero.

Tabla 3. Coeficientes de fricción entre distintos materiales [10]

Coeficientes de fricción

	μ_s	μ_k
Hule sobre concreto	1.0	0.8
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Madera sobre madera	0.25–0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	—	0.04
Metal sobre metal (lubricado)	0.15	0.06
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Articulación sinovial en humanos	0.01	0.003

Nota: Todos los valores son aproximados. En algunos casos el coeficiente de fricción puede superar 1.0.

Coeficiente estático

Coeficiente dinámico



Por otro lado, sabemos que N se puede descomponer en la multiplicación de la masa total por la gravedad, donde esta masa total corresponde a la suma de la masa del conjunto con la masa del lastre a incorporar.

Con todas las fuerzas ya descritas, podemos plantear entonces una vez más la 2ª Ley de Newton:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_c - F_R = 0 \rightarrow F_c - \mu \times (10kg + m_{lastre}) \times g = 0 \quad (7)$$

Por lo tanto, despejando la masa del lastre de la **Ecuación 7**, obtenemos:

$$m_{lastre} = \frac{F_c}{\mu \times g} - M \quad (8)$$

De este modo y haciendo uso de los valores de F_c obtenidos en el anterior apartado ([Tabla 1](#)), del coeficiente de rozamiento señalado en la [Tabla 3](#) ($\mu = 0,47$), y del valor de la masa total del conjunto, se han obtenido los siguientes resultados:

Tabla 4. Valores teóricos de la masa a incorporar en el conjunto para evitar su desplazamiento horizontal

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	MASA DE LASTRE NECESARIA DEL ROZAMIENTO, m_{lastre} [kg]		
	Posición 1 (Gz = 75mm)	Posición 2 (Gz = 94mm)	Posición 3 (Gz = 117mm)
Velocidad, v [km/h]			
5	-9,53	-9,49	-9,45
10	-9,12	-8,98	-8,81
15	-8,44	-8,13	-7,75
20	-7,49	-6,93	-6,26
25	-6,26	-5,40	-4,35
30	-4,76	-3,52	-2,01
35	-2,99	-1,30	0,75
40	-0,95	1,26	3,94
45	1,37	4,17	7,55
50	3,96	7,41	11,59
55	6,82	11,00	16,05
60	9,95	14,92	20,94
65	13,36	19,19	26,25



En comparación con los resultados obtenidos en el apartado anterior, podemos concluir claramente con que este caso se corresponde con una situación más crítica que la analizada en el apartado anterior. Sin embargo, pese a tratarse de una situación más crítica observamos que seguimos obteniendo valores negativos en gran parte del rango de velocidades ([Figura 57](#)).

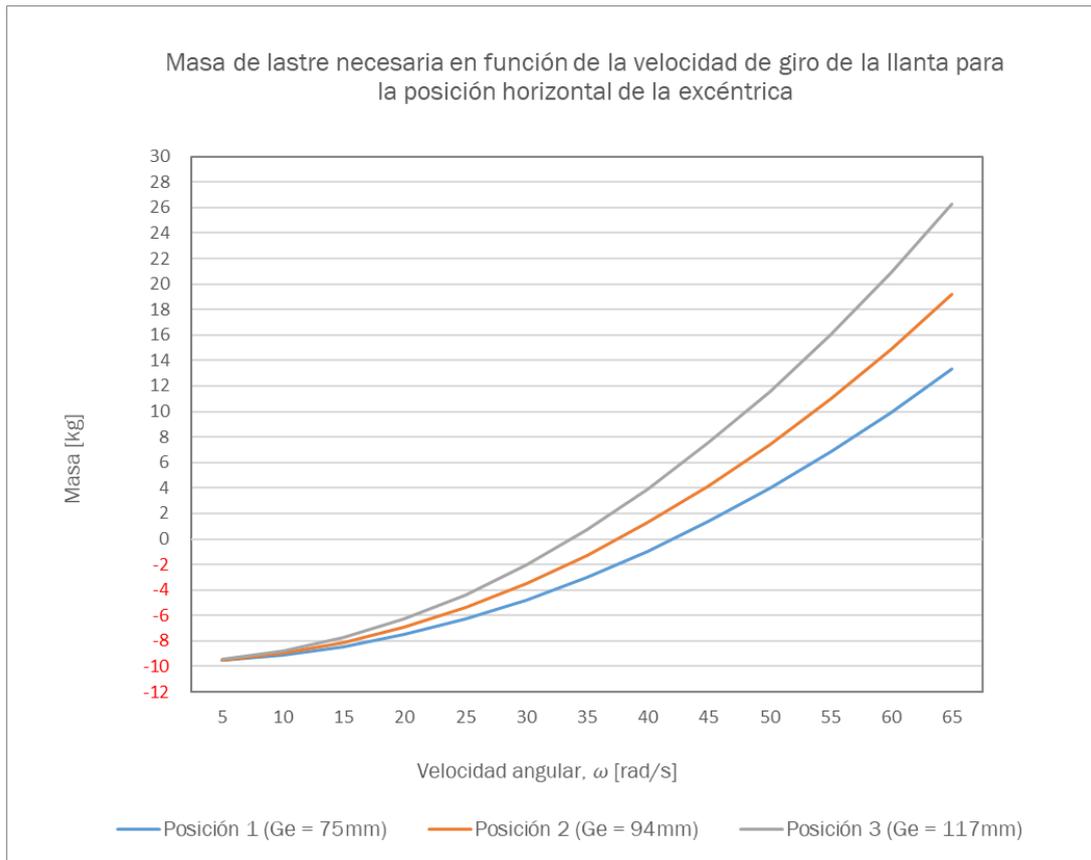


Figura 57. Evolución de la masa de lastre necesaria con la velocidad de giro para una posición horizontal de la excéntrica

Igualmente, como cabría esperar, al tratarse de una situación más crítica, el rango de velocidades en los que obtenemos una masa “negativa” es menor. Este valor negativo de la masa es, una vez más, un indicador de que no es necesario incluir una masa extra en el conjunto para que este no se desplace en el plano horizontal.



6. LÍNEAS FUTURAS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

En este apartado trataremos futuras posibles modificaciones u adaptaciones al diseño final realizado, cuyas intenciones serían, en cualquier caso, permitirnos obtener unos mejores resultados.

La principal línea futura de desarrollo y diseño que se ha llevado a cabo a nivel preliminar comprende una nueva forma de conseguir la excentricidad adaptable o configurable que ha sido objeto de trabajo a lo largo del desarrollo de este documento. Esta alternativa de diseño de la masa excéntrica tiene como objetivo permitir aumentar en mayor nivel la capacidad de configuración de la posición de la masa excéntrica en nuestro conjunto de excitador.

Para conseguir este objetivo, se ha propuesto un boceto o diseño preliminar en CAD cuya diferencia con la masa excéntrica mostrada a lo largo de este trabajo reside en las distintas posiciones de las masas que comprenden la excéntrica, sustituyendo las “orejas” sobre las que se fijaba cada masa por unas piezas de acero en forma de “U” ([Figura 58](#)).

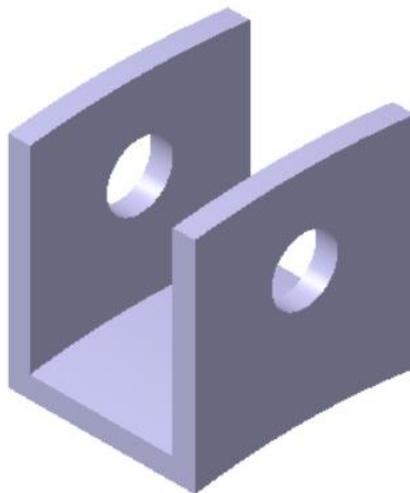


Figura 58. Pieza en "U" del conjunto alternativo de la excéntrica

De este modo, como se aprecia en la [Figura 59](#), la variación de la posición de la masa excéntrica sería continua, pudiendo variar entre las numerosas posibilidades que nos ofrecería la geometría de las masas que componen la excéntrica.

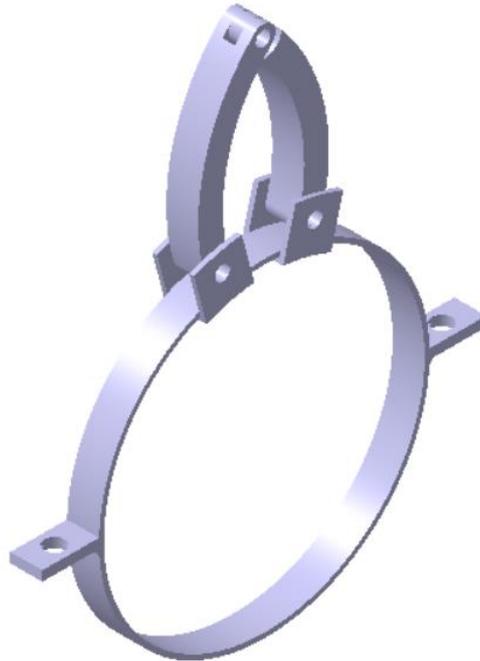


Figura 59. Excéntrica con el diseño de fijación alternativo

Sin embargo, aparecerían diversos problemas a establecer como objeto de estudio, entre los que destacaríamos el hecho de que ahora son las “piezas en U” las que estarían en contacto directo con la llanta en la “abrazadera superior”, por lo que deberíamos asegurarnos de que por medio del apriete de la misma con la “abrazadera inferior”, el conjunto quedara fijado y no habría deslizamientos entre las superficies en contacto mencionadas.

De igual manera, la máxima excentricidad conseguida sería la misma, puesto que las posiciones descritas en previos apartados del diseño que se ha incorporado en el conjunto final han sido elaboradas y diseñadas para aprovechar al máximo el espacio disponible en el conjunto que conforma la caja, evitando golpes y cualquier otra interferencia con el resto de los elementos. Por lo tanto, este nuevo o alternativo diseño únicamente nos permitiría aumentar el rango de posiciones, pero no nos permitiría aumentar las fuerzas producidas por el conjunto, puesto que, como ya se ha mencionado, la posición límite sería idéntica.

Por otro lado, en lo referente a líneas futuras de desarrollo de este proyecto, se encuentran diferentes ensayos a realizar para verificar el correcto funcionamiento del conjunto, además de obtener de forma experimental los diversos valores de fuerzas que puede alcanzar el conjunto, entre otros datos significativos.



7. CONCLUSIONES

Como conclusiones de este trabajo de Fin de Grado, cabe destacar que se ha llevado una evolución significativa en cuanto a lo que a modelos de diseño se refiere, presentando y analizando cada una de las distintas alternativas de concepto y morfología de las diferentes piezas, decantándonos en todo caso por aquella que nos ha resultado más favorable.

En lo que respecta a la posibilidad de obtener una excéntrica configurable incorporada en el conjunto, podemos concluir que el diseño final realizado cumple perfectamente con lo inicialmente propuesto, otorgándonos esa capacidad de personalización y elección en todo momento de las fuerzas de inercia generadas sin necesidad de disponer de diferentes piezas o masas a intercambiar en dichos momentos de variación. Además, haciendo uso del sistema de abrazadera diseñado prevenimos diversos tipos de errores provenientes de la realización de agujeros defectuosos sobre la llanta que dañen al motor, o incluso fallos por resistencia que cabrían esperar si el diseño se hubiera realizado sobre el neumático.

Además, los cálculos realizados nos permiten conocer el comportamiento del excitador inercial ante un gran abanico de velocidades de funcionamiento del motor, con lo que podremos disponer de la masa de lastre o contrapeso necesario en cada momento para que el conjunto final quede correctamente fijado a la estructura que conforma el objeto de análisis, evitando de esta forma todo tipo de perforaciones sobre el excitador y/o la estructura en cuestión, hecho que resultaría perjudicial desde un punto de vista resistente y práctico.



8. REFERENCIAS

- [1] Sensing, Sensores de Medida. «Shakers electrodinámicos - Excitadores de vibración». Accedido 7 de mayo de 2021. <https://sensores-de-medida.es/medicion/medida-de-vibraciones/shakers-electrodinamicos-excitadores-de-vibracion/>.
- [2] «Motor Control Brushless DC (BLDC) | Farnell». Accedido 19 de mayo de 2021. <https://es.farnell.com/motor-control-brushless-dc-blDC-technology#>.
- [3] «AN885, Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals», 2003, 20. <https://ww1.microchip.com/downloads/en/appnotes/00885a.pdf>
- [4] «Mi Global Home». Accedido 14 de junio de 2021. <https://www.mi.com/global/mi-electric-scooter/specs/>.
- [5] «Carrfan Scooter eléctrico Accesorio monopatín Controlador Placa de Circuito Controlador para Mijia M365 Pro-Placa Base Placa Base Scooter eléctrico: Amazon.es: Deportes y aire libre». Accedido 11 de julio de 2021. https://www.amazon.es/dp/B081GJJQ6G/ref=cm_sw_r_u_apa_glt_i_X0HJ7PXEEEX_Z7B7DVPEQW?_encoding=UTF8&psc=1.
- [6] «Fasten Sistemas S.L. Catálogo. Elementos de unión». Accedido 14 junio de 2021. <https://www.antipoda.eu/pdf/fasten.pdf>
- [7] «Norma UNE-EN ISO 4017:2011».
- [8] «Norma UNE-EN ISO 8675:2013».
- [9] «Whinck Neumatico Solido Negro Para Xiaomi M365». Accedido 26 de junio de 2021. https://www.pccomponentes.com/whinck-neumatico-solido-negro-para-xiaomi-m365?utm_source=176013&utm_medium=afi&utm_campaign=es.redbrain.shop&awc=20981_1624700777_88c454b7cc9e549400efd97dad221b39&utm_term=deeplink&utm_content=es.redbrain.shop.
- [10] Serway, R., & Jewett, J. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. Editorial Cengage Learning.
- [11] «Tema 5 - Equilibrado». *Apuntes de Máquinas y Mecanismos*. Universidad de Valladolid.



9. ANEXOS

9.1. ANEXO 1: EXCITADOR INERCIAL APS 113



APS 113 ELECTRO-SEIS® Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings

Page 1 of 5



The **APS 113 ELECTRO-SEIS®** shaker is a long stroke, electrodynamic force generator specifically designed to be used alone or in arrays for studying dynamic response characteristics of various structures. It finds use in modal excitation of complex structures, particularly when low frequencies are required. Furthermore it can be used for low frequency vibration testing of components and assemblies.

Applications

- Determination of natural mode frequencies, shapes, damping ratios, and stress distributions
- Excitation of manufactured equipment in the factory or installed in the field to demonstrate compliance with seismic specification criteria
- Seismic simulation for components
- Test and calibration for seismic instruments
- Geological Services, Science, Physics and Seismic

Features

- Can be used to generate sine wave, swept sine wave, random or impulse force waveforms, fully adjustable at source
- Test set-up flexibility - operates fixed body, free body, free armature
- Optimized to deliver power to resonant load with minimum shaker weight and drive power
- Adjustable armature re-centering for horizontal and vertical operation or other external pre-loads
- Rugged standard armature and linear guidance system carries full weight of body
- One-Man Portability - 36 kg (80 lb) total weight



APS

APS 113 ELECTRO-SEIS®

Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings

Page 2 of 5

Description and Characteristics

The APS 113 ELECTRO-SEIS® shaker has been optimized for driving structures at their natural resonance frequencies. It is an electrodynamic force generator, the output of which is directly proportional to the instantaneous value of the current applied to it, independent of frequency and load response. It can deliver random or transient as well as sinusoidal waveforms of force to the load. The armature has been designed for minimum mass loading of the drive point. The ample armature stroke allows driving antinodes of large structures at low frequencies and permits rated force at low frequencies when operating in a free body mode.

The unit employs permanent magnets and is configured such that the armature coil remains in a uniform magnetic field over the entire stroke range - assuring force linearity. The enclosed, self-cooled construction provides safety and minimum maintenance. Attachment of the armature to the drive point is accomplished by a simple thrust rod like the APS 8610 - Modal Stinger.

An amplifier, such as the APS 125 - Power Amplifier, is required to provide armature drive power.

The drive coil is wound in a manner which allows series or parallel connection, offering the user the choice of standard or low impedance. This option is required if the shaker is to be used with the APS 125 - Power Amplifier for extended frequency range or random noise excitation.

Modes of Operation

Free Armature Mode

In this mode, the armature provides the reaction mass for force delivered to the test structure via the shaker body. Auxiliary reaction mass may be added to the armature to decrease the low frequency limit for rated force operation.

The APS 113 shaker and APS 0112 - Reaction Mass may be used in a vertical or horizontal free armature mode with rated force down to 2 Hz. Feet and carrying handles are provided for ease in placement of the shaker on horizontal test surfaces.



APS 113 with APS 0112 - Reaction Mass Assembly and APS 0414 - Lifting Handles



APS 113 with APS 0112 Reaction Mass Assembly

Fixed Body Mode

By providing a rigid attachment between the body and ground, the full relative velocity and stroke capability is available for load motion. Maximum rated force can be delivered down to 0.01 Hz and 70% maximum to 0 Hz.



APS 113 ELECTRO-SEIS® Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings

Page 3 of 5



APS 113 with APS 0108 - Carrying Handles and Tie-down Bars and APS 8610 - Modal Stinger prepared for Fixed Body Mode operation

surfaces include floors, roofs, platforms, cabinets, bridges and tanks.

Shaker Table Mode

Auxiliary tables are available which attach directly to the armature and enable the basic shaker to provide long stroke, low frequency excitation to components or model structures mounted on the tables. APS 0052 - Auxiliary Table provides a 10 in x 10 in horizontal load mounting surface for horizontal motion rated for 23 kg (50 lb) test loads. The APS 0077 - Auxiliary Table provides the same load mounting surface for vertical motion. The APS 0078 provides for both vertical and horizontal applications.



APS 113 with APS 0052 - Auxiliary Table Kit - Horizontal

Free Body Mode

In this mode, the body provides the reaction mass. Load and body motion are accommodated within the total relative velocity and stroke. Because of the high cross-axis stiffness provided by the armature linear guidance system, the shaker may be supported above ground level by means of suspension lines (APS 8611 - Steel Cable Kit) attached to the body. This provides a convenient mounting for introducing force parallel to a horizontal mounting surface. Examples of such



APS 113 with APS 8610 - Modal Stinger and APS 8611 - Steel Cable Kit prepared for Free Body Mode operation



APS 113 with APS 0077 - Auxiliary Table Kit - Vertical



APS 113 ELECTRO-SEIS®

Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings

Performance

One application of the APS 113 ELECTRO-SEIS® shaker is to determine the dynamic characteristics of mechanical structures. At resonance, a large amount of energy is contained in the structure, and the shaker must accommodate the resulting motion. However, it need only supply the real mechanical power dissipated by damping mechanisms within the structure.

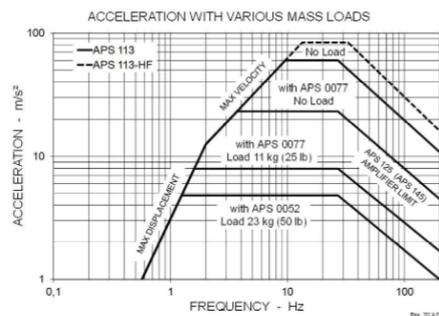
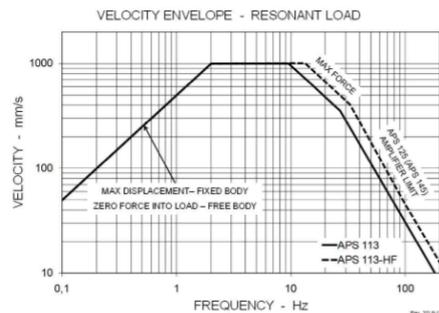
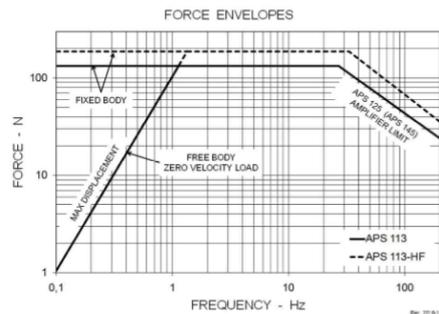
If a drive point on a structure in resonance is vibrating with a velocity of 1,000 mm/s (39 in/s) peak and a force of 133 N (30 lbf) peak is required to sustain the vibration level, then the shaker will be delivering approximately 65 W RMS to the structure. Such a load on the shaker is termed a matched resonant load, and it is purely resistive since the force is in a phase with the velocity.

If the resonant load input is other than 133 N x 1,000 mm/s, the full 65 W of mechanical power cannot be delivered to the structure, the system being either force or velocity limited. If the resulting maximum response level is not great enough, the user may have the option of moving the shaker to a drive point having an impedance closer to the matched value, or adding more shakers to the array driving the structure.

Within the limitations of maximum force and velocity, the actual power delivered to a structure is a function of the input mechanical impedance at the drive point. In typical modal testing, this input impedance varies widely in magnitude and phase angle. At different frequencies, the input impedance of the drive point may appear predominately spring-like, mass-like, or resistive. Since the object of the tests is to establish resonant modes, at which the input mechanical impedance of all drive points are resistive, the shaker's maximum performance capability is most meaningful stated in terms of the force and velocity that can be obtained when driving a matched resistive load.

Therefore performance is given in the form of graphs which present the envelopes of maximum force and velocity delivered to a resonant structure as functions of the resonance frequency of the structure.

Another application is the excitation for sensor calibration. Acceleration performance of the APS 113 ELECTRO-SEIS® shaker with various mass loads is shown in the lower graph.



Optional Configurations

APS 113-HF

All features of the basic APS 113 shaker are retained. The drive coil is made for 40 % increase in force with a 50 % duty cycle (30 min cycle).



APS 113 ELECTRO-SEIS® Long Stroke Shaker with Linear Ball Bearings

Page 5 of 5

Specifications

Shaker	APS 113	APS 113-HF High Force
Force (Sine Peak)	133 N (30 lbf)	186 N (42 lbf)
Velocity (Sine Peak)	1,000 mm/s (39 inch/s)	
Stroke (Peak - Peak)	158 mm (6.25 inch)	
Frequency Range	DC ... 200 Hz	
Operation	horizontal or vertical	
Armature Weight	2.3 kg (5.1 lb)	
Max. Overhung Load at Armature Attachment Point	9.0 kg (20 lb)	
DC Coil Resistance	4.4 or 1.1 Ω	1.4 Ω
Total Shaker Weight	36.0 kg (80 lb)	
Shipping Weight	41.0 kg (90 lb)	
Overall Dimension L x W x H	526 x 213 x 168 mm (20.7 x 8.4 x 6.6 inch)	
Operating Temperature	5 ... 40 degrees C	
Storage Temperature	-25 ... 55 degrees C	

Accessories (optional)

Shaker	APS 113	APS 113-HF High Force
Power Amplifier	APS 125	
System Cable for Connecting Shaker to Amplifier	APS 0082-6E	
Auxiliary Table Kit - Horizontal	APS 0052	
Auxiliary Table Kit - Vertical	APS 0077	
Auxiliary Table Kit - Horizontal and Vertical	APS 0078	
Carrying Handles and Tie-down Bars	APS 0108	
Zero Position Controller for Vibration Exciter	APS 0109	
Reaction Mass Assembly	APS 0112	
Lifting Handles (Set of 4)	APS 0414	
Overtravel Switch	APS 8543	
Modal Stinger Kit	APS 8610	
Steel Cable Kit	APS 8611	

Additional accessories available

All data are subject to change without notice

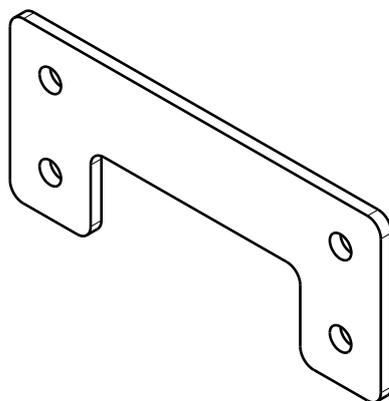
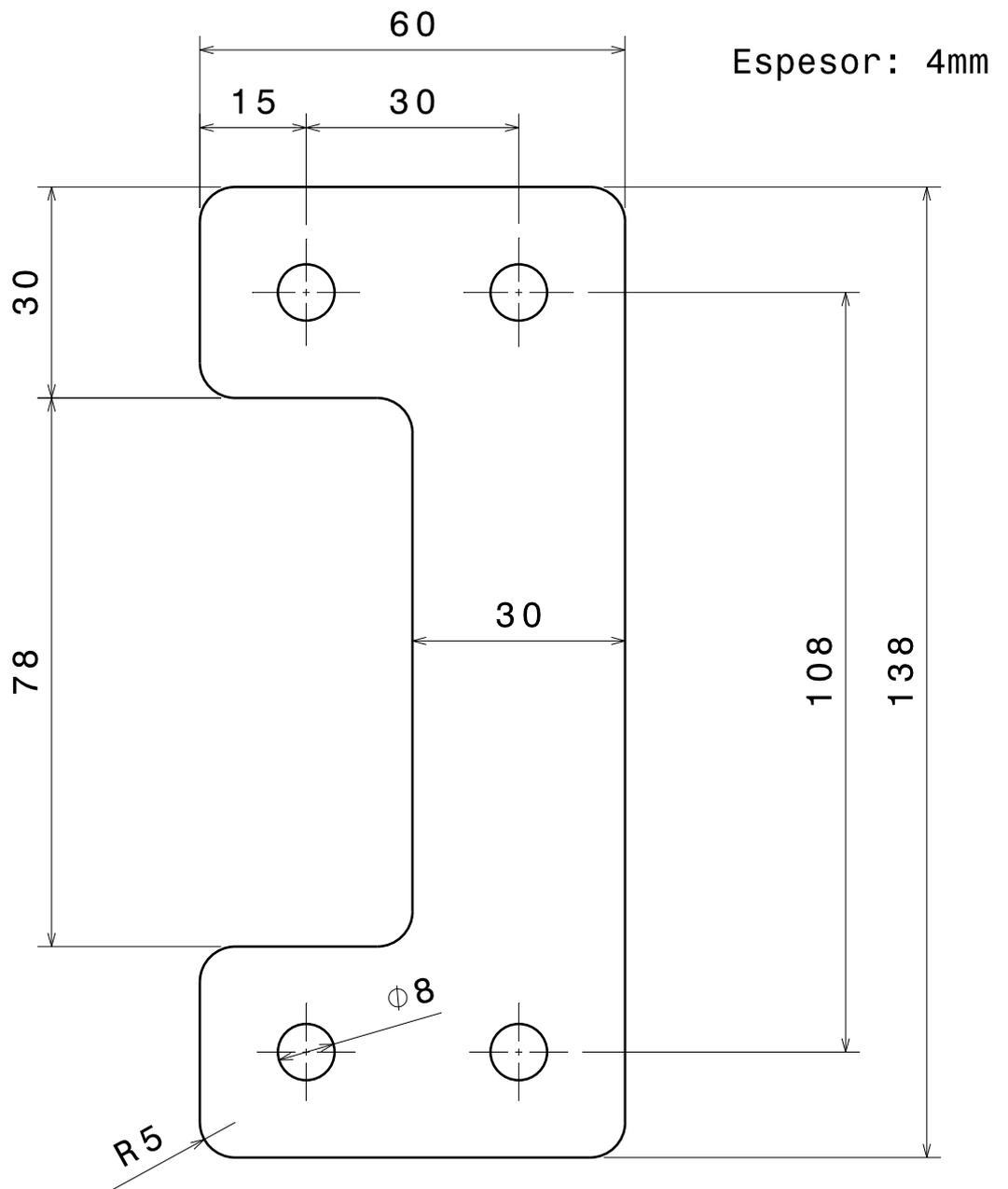
March 2014

SPEKTRA Schwingungstechnik und Akustik GmbH Dresden, Germany

www.spektra-dresden.com

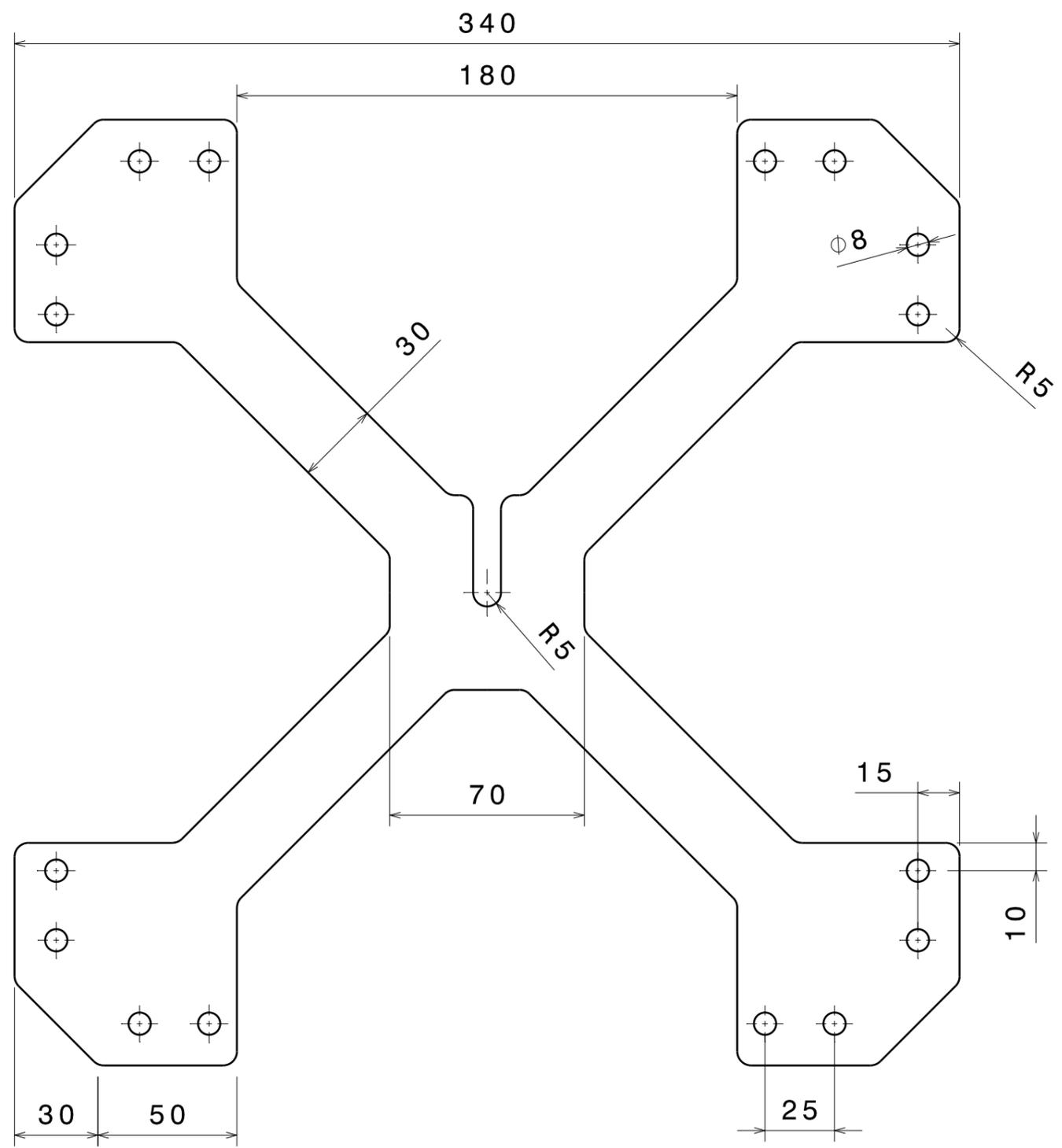


9.2. ANEXO 2: PLANOS DE LOS COMPONENTES

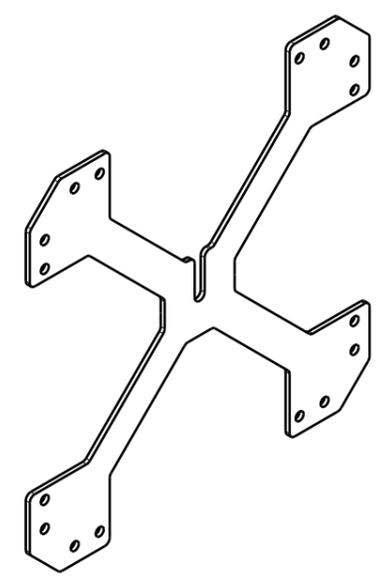


Vista isométrica
Escala: 1:2

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
DIBUJADO	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	PLACA EN C		Nº DE PLANO: 1
1:1			Nº DE PÁGINA:

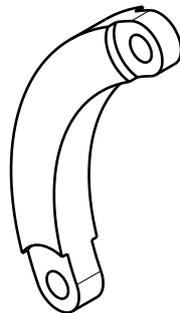
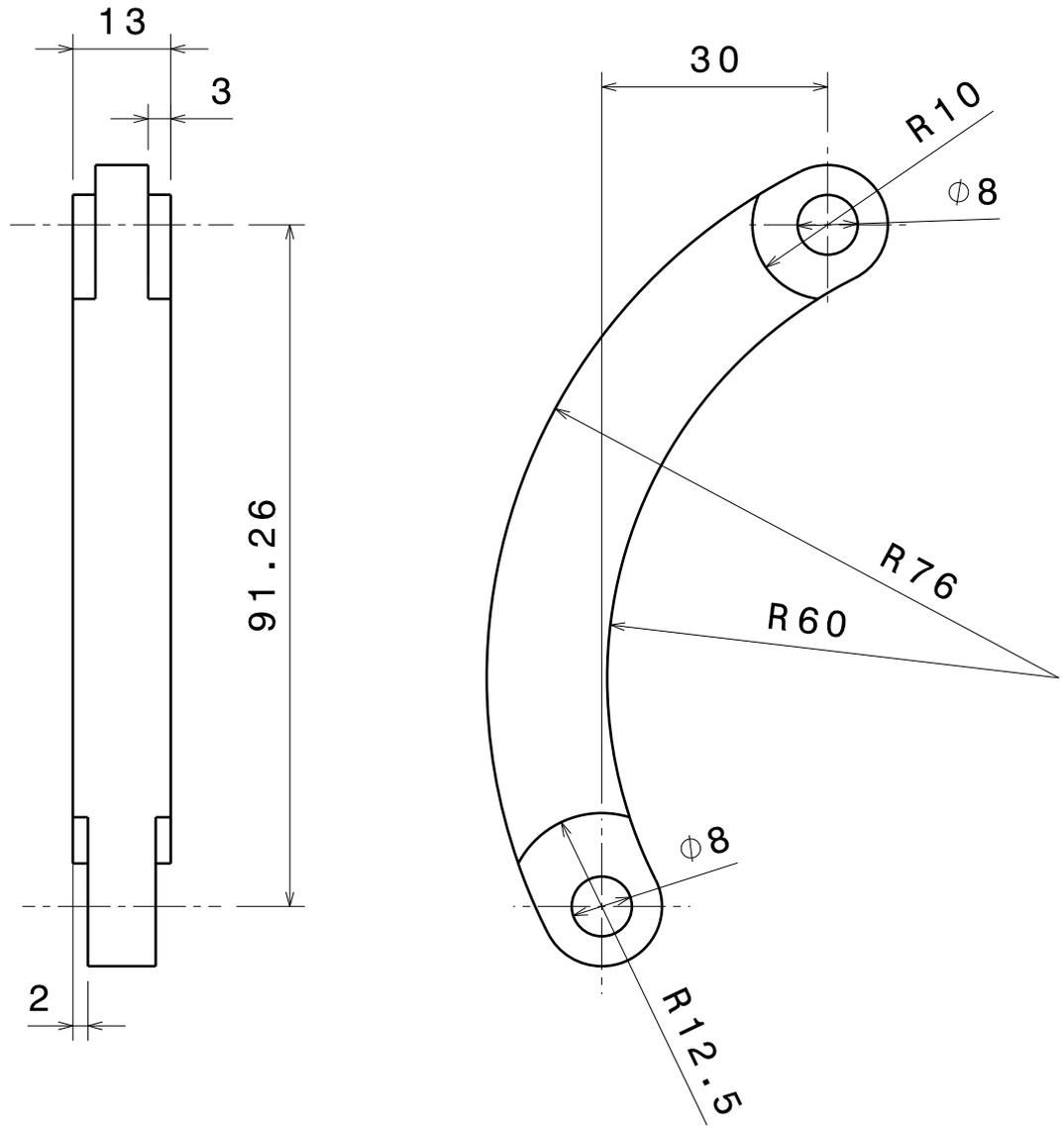


Radios de acuerdo: 5mm
 Espesor: 4mm



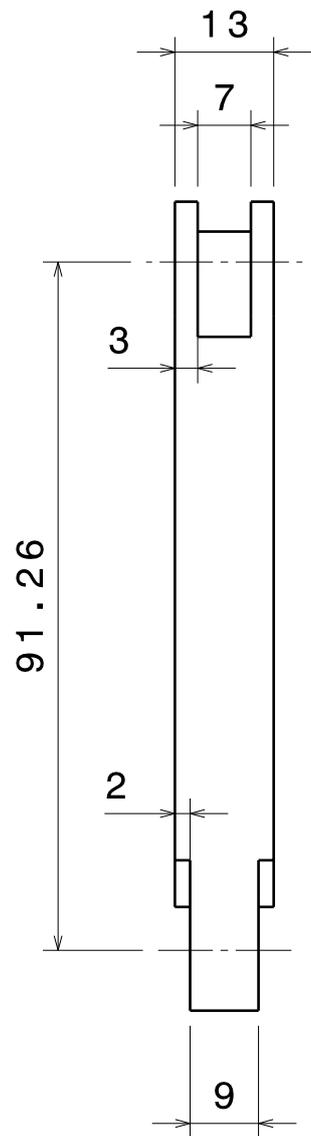
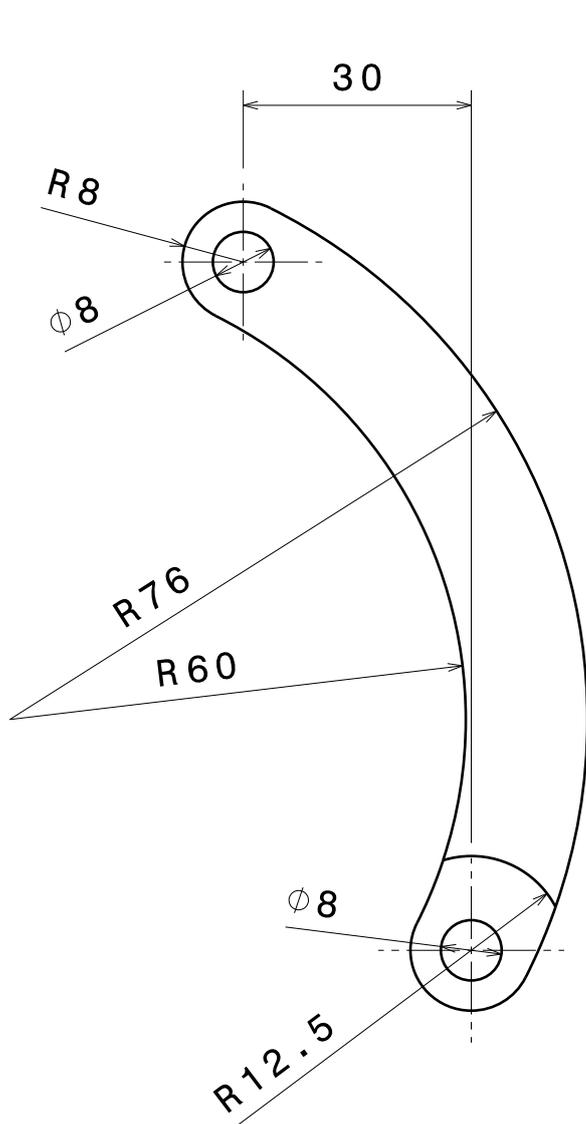
Vista isométrica
 Escala: 1:5

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
DIBUJADO	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	Nº DE PLANO: 2
ESCALA	1:2		Nº DE PÁGINA:
PLACA HORQUILLA			



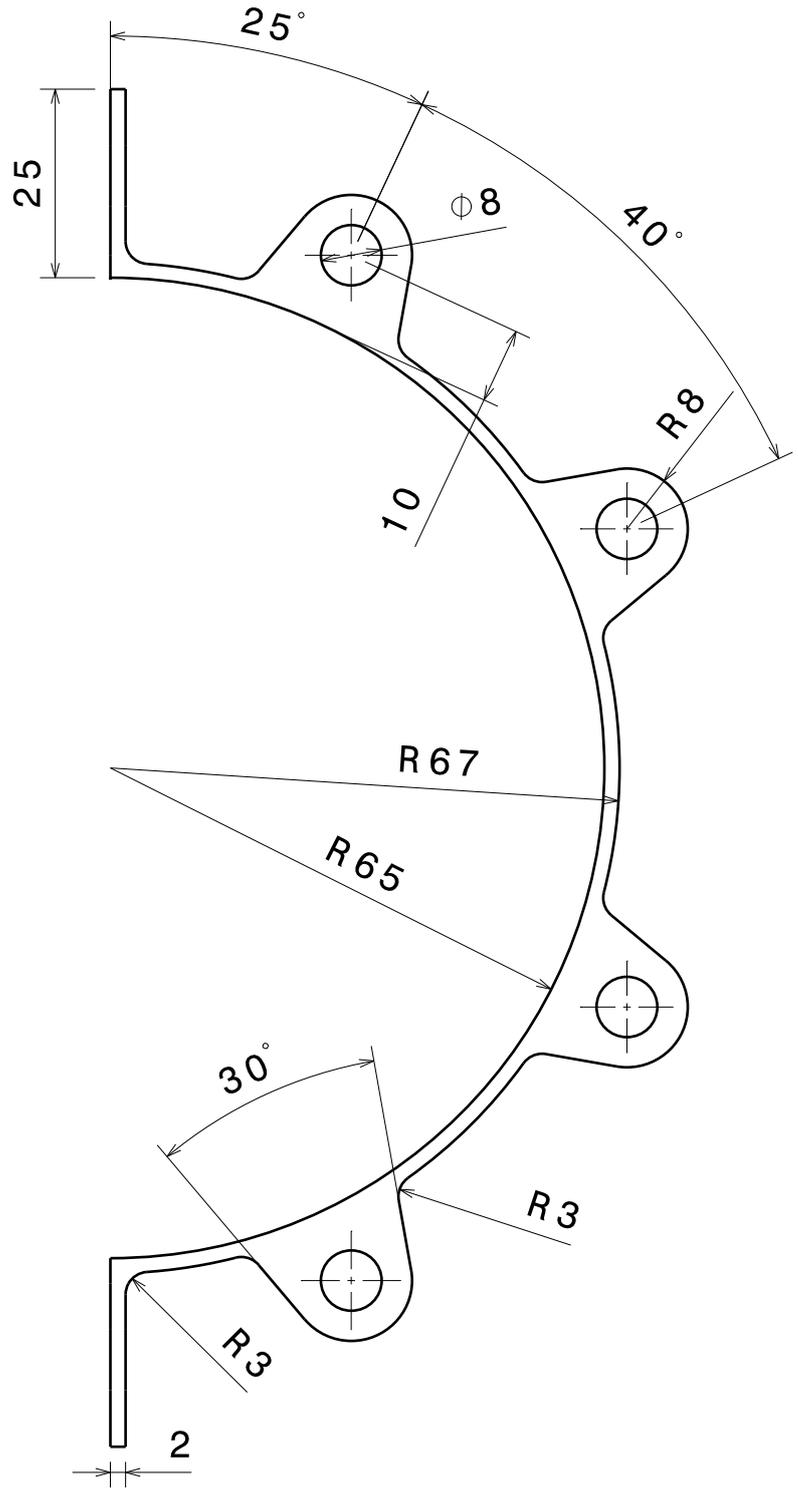
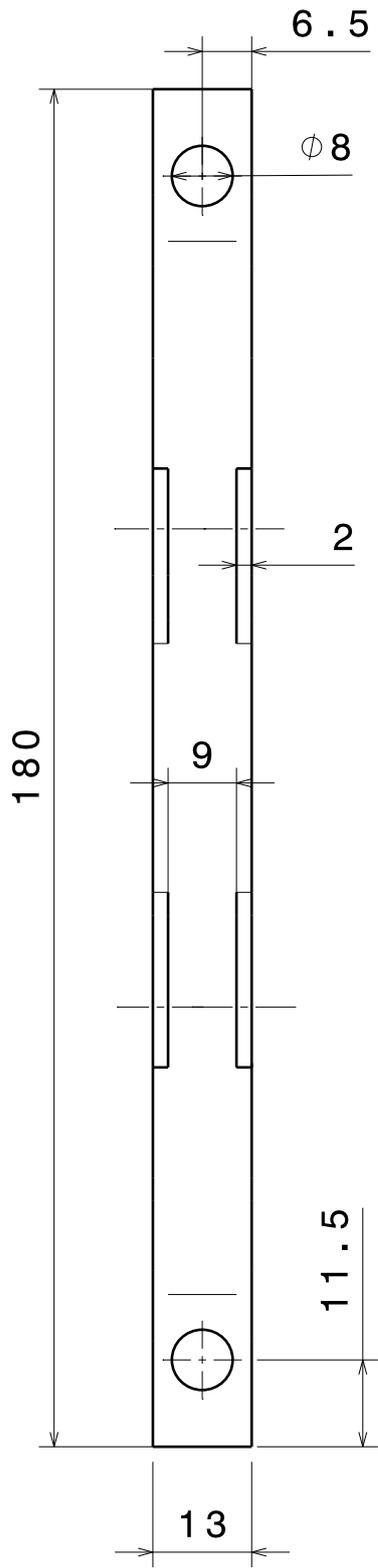
Vista isométrica
Escala: 1:2

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
AUTOR	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	MASA IZQUIERDA		Nº DE PLANO: 3
1:1			Nº DE PÁGINA:

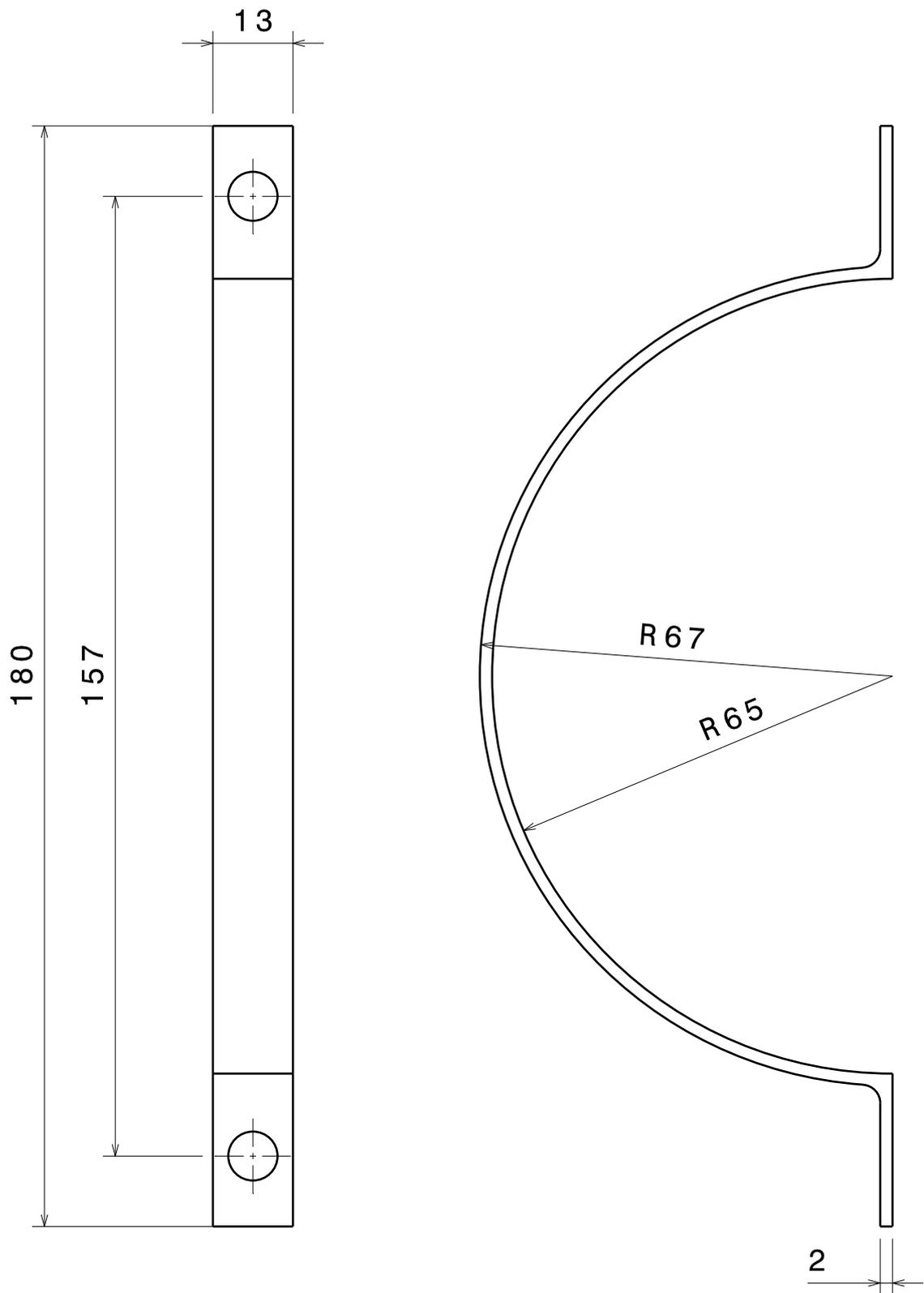


Vista isométrica
Escala: 1:2

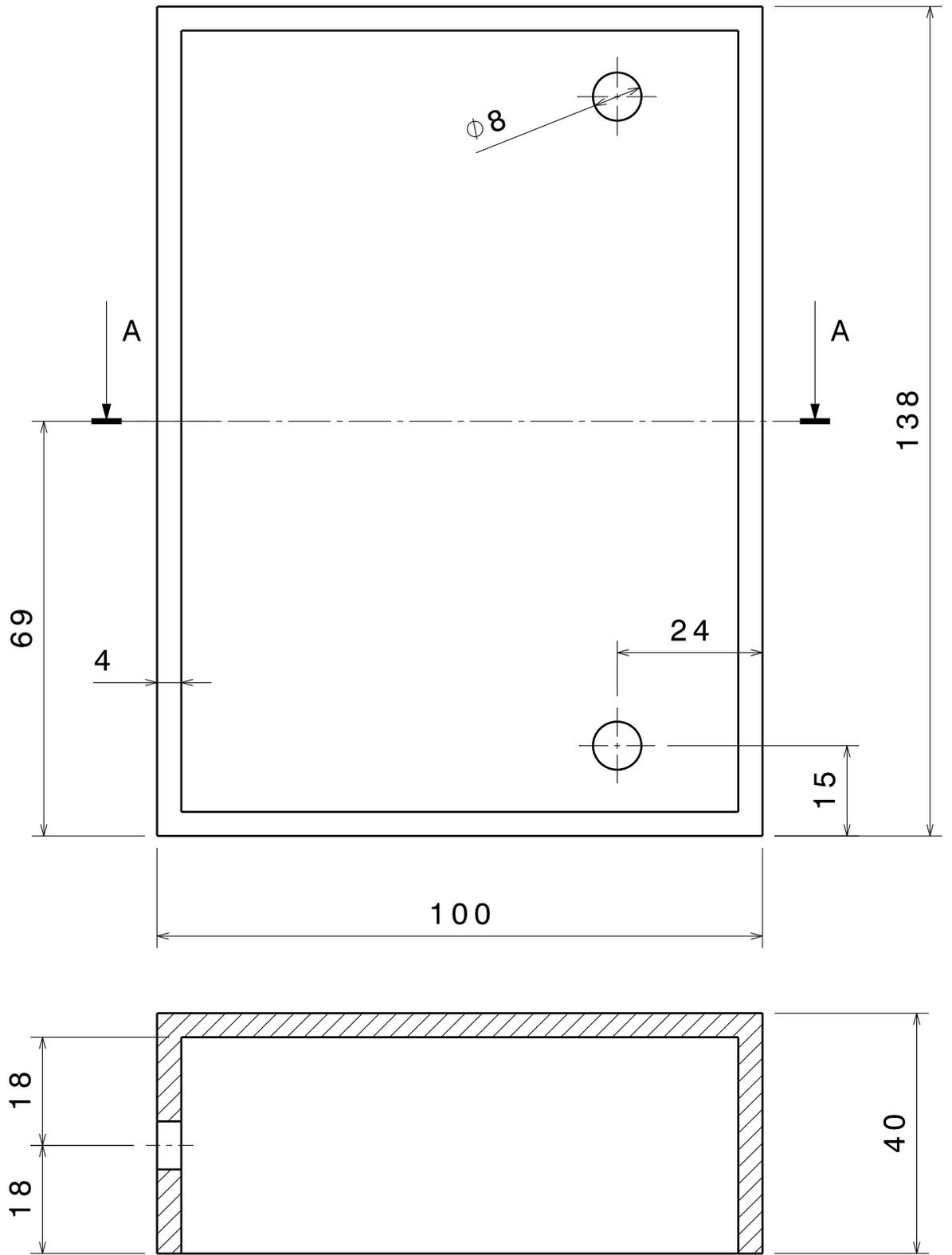
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
AUTOR	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	MASA DERECHA		Nº DE PLANO: 4
1:1			Nº DE PÁGINA:



	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
AUTOR	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	ABRAZADERA SUPERIOR		Nº DE PLANO: 5
1:1			Nº DE PÁGINA:



	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
AUTOR	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	ABRAZADERA INFERIOR		Nº DE PLANO: 6
1:1			Nº DE PÁGINA:



SECCIÓN A-A

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
AUTOR	01/07/2021	RAMOS DIEZ, JOSE MARÍA	
COMPROBADO	04/07/2021	LORENZANA IBÁN, ANTOLÍN	
ESCALA	SOPORTE CONTROLADOR		Nº DE PLANO: 7
1:1			Nº DE PÁGINA: