



Universidad de
Oviedo



Universidad de Oviedo

ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ÁREA DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO PARA EL BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DEL PROYECTO TRIBIONOR

D. CARCEDO MARTÍNEZ, Alberto
TUTOR: D. GARCÍA MENÉNDEZ, David

FECHA: 07 de SEPTIEMBRE de 2021

Índice de documentos

- ❖ MEMORIA
- ❖ PLANOS
- ❖ PRESUPUESTO

Área de Máquinas y Motores Térmicos

MEMORIA

Diseño del sistema de frenado para el banco de pruebas de motores del proyecto

TRIBIONOR

Índice de contenido

1. ANTECEDENTES Y OBJETIVO	15
2. INTRODUCCIÓN	17
2.1 EL MOTOR <i>STIRLING</i>	20
2.1.1 <i>Contexto histórico</i>	20
2.1.2 <i>Principio de funcionamiento</i>	21
2.1.3 <i>Configuraciones del motor Stirling</i>	23
2.2 MODELO <i>STIRLING ST05G</i>	24
3. ANÁLISIS DE SOLUCIONES	27
3.1 FRENO ELECTROMAGNÉTICO	27
3.2 FRENO DE TAMBOR	29
3.3 FRENO DE DISCO.....	30
4. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN: FRENO DE DISCO	32
4.1 ELEMENTOS DEL FRENO DE DISCO	32
4.1.1 <i>Tipos de discos de freno</i>	34
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO.....	36
4.2.1 <i>Adquisición de componentes del freno</i>	36
4.2.2 <i>Eje de unión</i>	38
4.2.3 <i>Soporte de pinza de freno</i>	45
4.2.4 <i>Sistema de accionamiento de frenado</i>	48
4.3 ANCLAJES Y SUJECCIONES	54
4.4 MONTAJE DEL SISTEMA.....	55
4.5 COMPROBACIÓN DE FUNCIONAMIENTO	61
4.6 RESUMEN DE PRESUPUESTO	62
5. PLANIFICACIÓN TEMPORAL	64
6. CONCLUSIONES FINALES	67
7. REFERENCIAS	69
8. EVALUACIÓN ECONÓMICA	89
8.1 COSTE DE MATERIALES.....	89
8.2 COSTES HUMANOS.....	91

8.3 PRESUPUESTO FINAL 92

Índice de figuras

Figura 1.1. Esquema del ensamblaje final del proyecto TRIBIONOR.	15
Figura 2.1. Máquina de vapor.....	17
Figura 2.2. Consumo mundial de fuentes de energía en millones de TEP (BP, 2019).	18
Figura 2.3. Reparto de porcentajes entre fuentes de energía (BP, 2019).	18
Figura 2.4. Adaptación de boceto para patente presentada por <i>Robert Stirling</i> (Cuaderno del ingeniero, 2016).....	20
Figura 2.5. Ciclo <i>Stirling</i> ideal.	22
Figura 2.6. Estados característicos del ciclo <i>Stirling</i> (Aguilera, et al., 2009).	23
Figura 2.7. Configuraciones <i>alfa</i> (α), <i>beta</i> (β) y <i>gamma</i> (γ) del motor <i>Stirling</i> (Duato, 2016).....	24
Figura 2.8. Motor <i>Stirling ST05G-CNC</i>	25
Figura 2.9. Izda: Eje de salida del motor <i>Stirling</i> ; Dcha: Eje de salida con volante acoplado.	26
Figura 3.1. Freno electromagnético (SUCO, 2019).....	27
Figura 3.2. Sentidos de flujo en freno electromagnético (Alamy, 2019).	28
Figura 3.3. Esquema de freno de tambor (Autonoción, 2015).	29
Figura 3.4. Esquema de un freno de disco (Udaix, 2014).	30
Figura 4.1. Maneta de freno (360bs, 2020).	32
Figura 4.2. Pinza de freno (Pareja, 2019).....	33
Figura 4.3. Pastillas de freno genéricas (LeV, 2020).	33
Figura 4.4. Discos de freno (Girling, 2020).	34
Figura 4.5. Variantes de discos de freno (Menna, 2016).....	35
Figura 4.6. Evolución de potencias frente a velocidades de giro.	36
Figura 4.7. Freno de disco de <i>Suzuki katana 50</i>	37
Figura 4.8. Modelo de instalación sin generador.....	38
Figura 4.9. Acoplamiento <i>Lovejoy</i> , serie GS.....	39
Figura 4.10. Disco de freno: Agujero central en azul // Agujeros equidistantes en rojo.....	40
Figura 4.11. Modelo 3D de eje de unión de disco de freno.....	41
Figura 4.12. Esquema de fuerzas sobre eje de unión.....	41

Figura 4.13. Generador eléctrico <i>Brusatori VT90-L</i> (Celis, 2017).....	43
Figura 4.14. Modelo de instalación con ranura para el disco.....	44
Figura 4.15. Ensamblaje tras incorporación de eje de unión.....	45
Figura 4.16. Cilindro y agujeros roscados en pinza de freno.....	46
Figura 4.17. Modelo de soporte de pinza de freno.....	46
Figura 4.18. Ranuras para acoplamiento de soporte para pinza.....	47
Figura 4.19. Ensamblaje tras incorporación de soporte de pinza de freno.....	48
Figura 4.20. Tensor de cable.....	49
Figura 4.21. Chapa soporte de la apartamenta eléctrica del banco de ensayos.....	49
Figura 4.22. Elementos del sistema eléctrico del banco de ensayos.....	50
Figura 4.23. Sujetacables para soporte de tensor de cable.....	50
Figura 4.24. Ranurado para unión de placa y soporte de maneta.....	51
Figura 4.25. Agujeros M6 en maneta de freno.....	52
Figura 4.26. Modelo de soporte de maneta de freno.....	52
Figura 4.27. Modelo final ensamblaje (1).....	53
Figura 4.28. Modelo final ensamblaje (2).....	53
Figura 4.29. Sistema tras retirada de generador <i>Brusatori VT90-L</i>	55
Figura 4.30. Soporte pinza de freno.....	56
Figura 4.31. Eje de unión de disco de freno.....	56
Figura 4.32. Acoplamiento <i>Lovejoy L075</i>	57
Figura 4.33. Situación de generador previo a unión.....	57
Figura 4.34. Plataforma soporte atornillada en agujeros no especificados.....	58
Figura 4.35. Plataforma soporte tras mecanización de ranuras y agujeros.....	59
Figura 4.36. Ensamblaje del sistema de accionamiento del freno.....	60
Figura 4.37. Ensamblaje tras incorporación del encóder.....	61

Índice de tablas

Tabla 2.1. Características principales del motor <i>ST05G-CNC</i>	25
Tabla 3.1. Ventajas e inconvenientes de freno electromagnético.....	28
Tabla 3.2. Ventajas e inconvenientes de freno de tambor.....	30
Tabla 3.3. Ventajas e inconvenientes del freno de disco.....	31
Tabla 4.1. Listado de tornillos, tuercas y arandelas.....	54
Tabla 4.2. Tabla resumen de costes y presupuesto total.....	63
Tabla 5.1. Fase de documentación.	64
Tabla 5.2. Fase de diseño.....	65
Tabla 5.3. Fase de montaje.	66
Tabla 5.4. Computo total de horas de trabajo.....	66
Tabla 8.1. Costes de adquisición y fabricación.	90
Tabla 8.2. Costes de amortización de equipo.	90
Tabla 8.3. Costes de materiales.	91
Tabla 8.4. Costes de la mano de obra.	91
Tabla 8.5. Presupuesto base.....	92
Tabla 8.6. Presupuesto total.....	92

LISTADO DE ABREVIATURAS

El presente listado, mostrado a continuación, recoge todas aquellas abreviaturas que serán utilizadas para la redacción del proyecto.

TRIBIONOR: Trigeneración con Biomasa Normalizada.

3D: 3 dimensiones.

ARFRISOL: Arquitectura Bioclimática y Frío Solar.

micro-CHP: *Micro Combined Heat and Power System*. Sistema Combinado de Calor y Potencia a pequeña escala.

TEP: Toneladas Equivalentes de Petróleo.

BP: Empresa *British Petroleum*.

PV: Presión – Volumen.

ISEC: *International Stirling Engine Conference*. Conferencia Internacional del Motor *Stirling*.

CNC: Control Numérico por Computadora.

Izda: Izquierda.

Dcha: Derecha.

SAE: *Society of Automotive Engineering*. Sociedad de Ingenieros Automotrices.

DIN: *Deutsches Institut für Normung*. Instituto Alemán de Normalización.

ISO: *International Organization for Standardization*. Organización Internacional de Normalización.

Mx: Métrica de un elemento normalizado. “x” corresponde al valor numérico.

COVID-19: *Coronavirus Disease 2019*. Enfermedad por coronavirus 2019.

IVA: Impuesto sobre el Valor Añadido.



1. Antecedentes y objetivo

Durante el desarrollo del proyecto TRIBIONOR (Trigeneración con Biomasa Normalizada), llevado a cabo por la Universidad de Oviedo, se decide montar un banco de ensayos en el que se acopla un motor *Stirling*¹ a una caldera de biomasa. Análogamente, dicho motor va unido también a una máquina eléctrica *Brusatori*, que actúa como generador y motor de arranque. Un esquema del ensamblaje obtenido se muestra en la Figura 1.1.

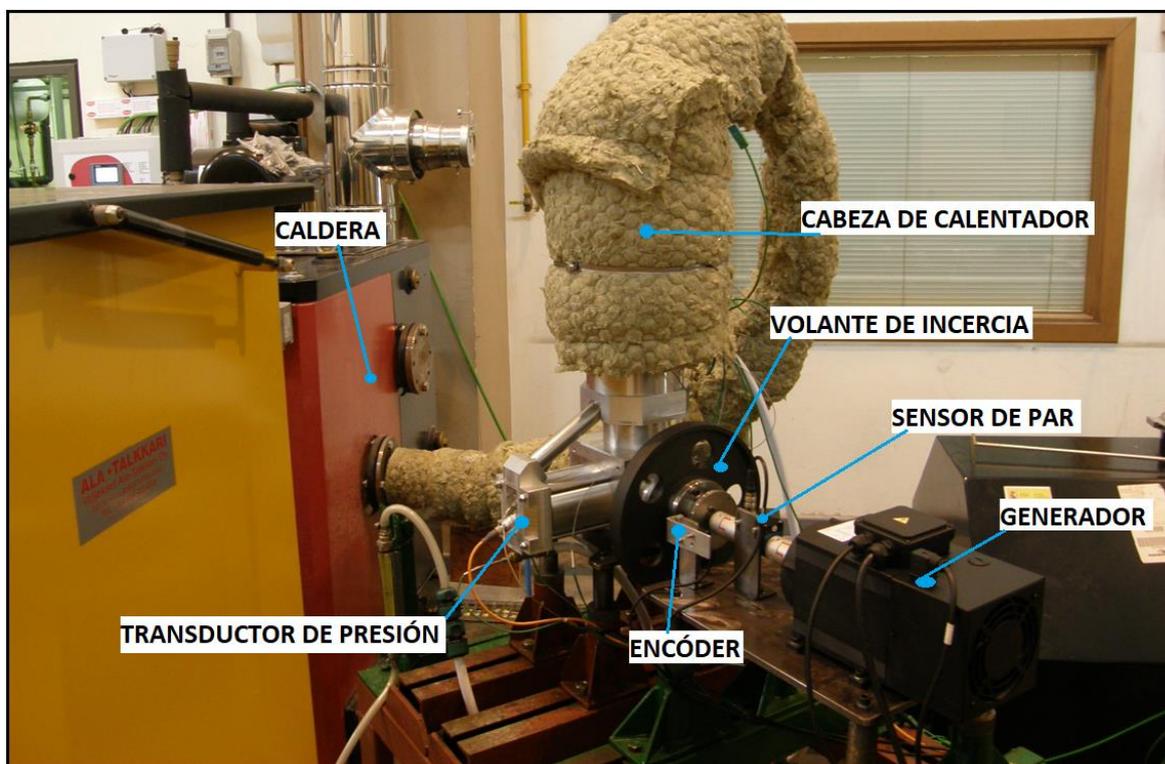


Figura 1.1. Esquema del ensamblaje final del proyecto TRIBIONOR.

Durante el desarrollo del proyecto se ha utilizado la máquina eléctrica como freno, actuando en modo generador con control de velocidad. Sin embargo, este tipo de control provoca que la máquina eléctrica entregue par al motor *Stirling* en determinados momentos del ciclo de trabajo, en particular en aquellas partes del ciclo termodinámico en las que el

¹ Motor térmico de combustión externa basado en el ciclo termodinámico de *Stirling*.

motor *Stirling* no está entregando par y por lo tanto la velocidad de rotación del sistema formado por el motor *Stirling* y la máquina eléctrica tiende a descender. Estas aportaciones de par causan distorsiones en las medidas instantáneas, tanto de la potencia de freno, como de la potencia indicada.

Como consecuencia de esas perturbaciones de par, el motor *Stirling* no se ha podido caracterizar correctamente, y se pretende solventar dicho problema.

El objetivo del presente trabajo es sustituir el sistema de frenado eléctrico por un freno mecánico que nunca aporte par al motor *Stirling*.

Para la consecución de este objetivo, se abordarán los siguientes puntos:

- Análisis de posibles soluciones o alternativas, que permitan frenar el motor *Stirling* sin distorsionar su comportamiento.
- Selección, justificación y desarrollo de la solución.

2. Introducción

A lo largo de la historia, el ser humano ha buscado el desarrollo de nuevas tecnologías, con el objetivo de facilitar tareas que, de otro modo, pudieran requerir grandes esfuerzos. Un ejemplo de ello es la invención de la máquina de vapor² (Figura 2.1) la cual fue el elemento clave de la Primera Revolución Industrial³ (Reportero Industrial, 2015).

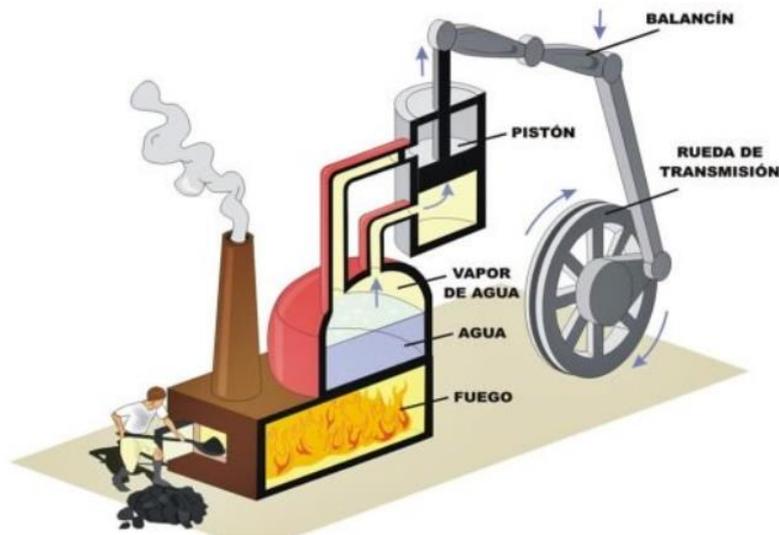


Figura 2.1. Máquina de vapor.

De esta forma, y con el paso del tiempo, comienzan a surgir nuevos tipos de motores cada vez más avanzados y con mejor respuesta. Es fundamental destacar que el elemento común en ellos es el uso de la quema de combustibles fósiles como fuente de energía principal.

No obstante, el uso masivo de este tipo de combustibles, sumado al incremento de la demanda energética y la falta de medidas de control por parte de las industrias, han dado lugar a un progresivo agotamiento de los recursos energéticos, y a un incremento de la contaminación atmosférica a causa de las emisiones nocivas (Celis, 2017).

² Máquina que, a través de la quema de un combustible, calienta el agua de una caldera, convirtiéndola en vapor. Este vapor de agua avanzará hasta el interior de un cilindro, donde al aumentar la presión, se desplazará su pistón, produciendo energía mecánica.

³ Desarrollo generado en una sociedad, en la que la agricultura, la ganadería y la artesanía dejan de ser el motor económico principal, y es la industria la que se impone.

Lejos de buscar una solución temprana al gran deterioro medioambiental ocasionado, la demanda global de estos medios como fuente de energía no ha hecho más que crecer desde entonces, tanto por parte de empresas, como de particulares. Las figuras Figura 2.2 y Figura 2.3 presentan, para diferentes fuentes de energía, los reportes de consumo global en millones de toneladas equivalentes de petróleo (TEP), y su reparto en porcentaje, entre 1993 y 2018.

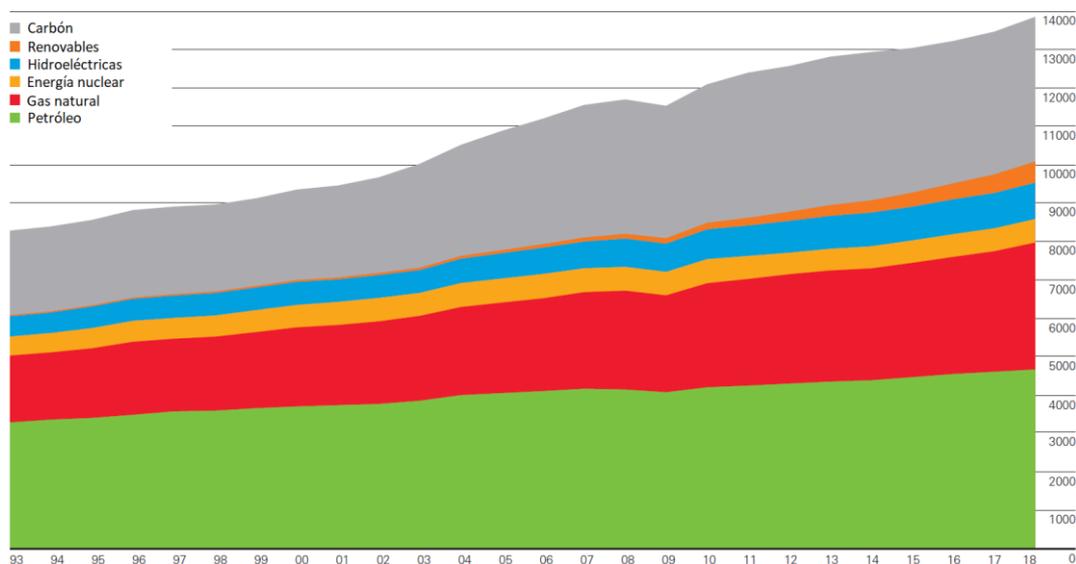


Figura 2.2. Consumo mundial de fuentes de energía en millones de TEP (BP, 2019).

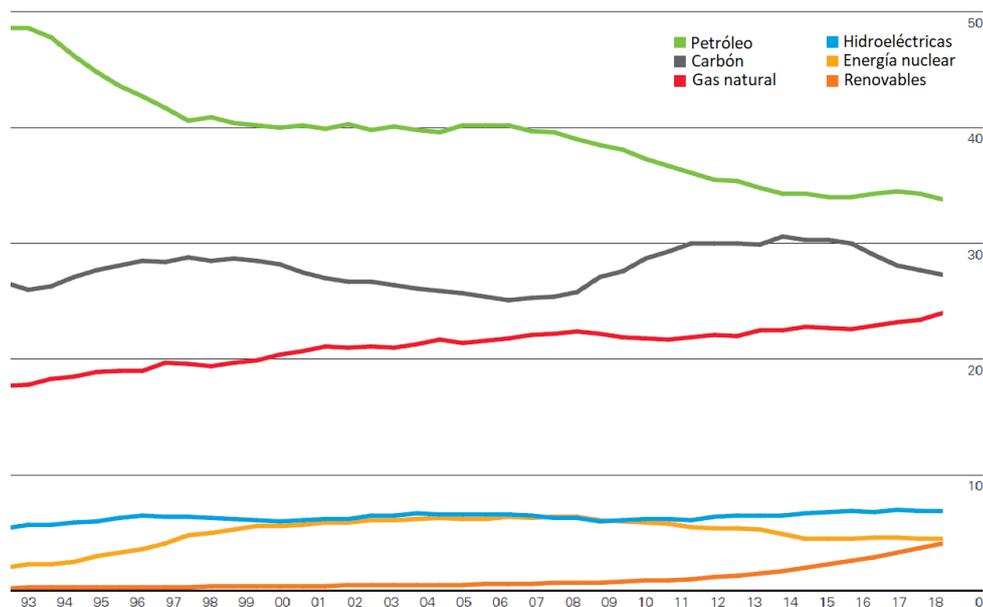


Figura 2.3. Reparto de porcentajes entre fuentes de energía (BP, 2019).

Sin embargo, en las figuras Figura 2.2 y Figura 2.3 se aprecia un creciente énfasis en el uso de las fuentes de energía renovables⁴ como alternativa sostenible. En aras de fomentar esta tendencia, se da luz a proyectos de investigación, tales como el proyecto TRIBIONOR, promovido por la Universidad de Oviedo.

El objetivo del proyecto TRIBIONOR se ha centrado en el modelaje de reactores de combustión de biomasa, y su uso para la trigeneración, que es la producción simultánea y diversificada de energía eléctrica y térmica, tanto para calefacción como para refrigeración (Celis, 2017).

Análogamente, el proyecto ha buscado aprovechar, con pocas y justificadas incorporaciones de material y personal, la aportación de gran parte del equipo de investigación responsable del proyecto ARFRISOL⁵, por el cual la Universidad de Oviedo se ha beneficiado de un laboratorio de caracterización fisicoquímica de combustibles potenciales, así como de una planta piloto de climatización mixta⁶.

En una profundización mayor, el proyecto TRIBIONOR ha buscado el establecimiento de unas bases fundamentadas para la calificación y categorización de posibles combustibles, y una modelización de su cinética de combustión.

Además, como se ha mencionado previamente, también surge la idea de acoplar un motor *Stirling* a una caldera, en donde el aporte de energía provenga de la combustión directa de biomasa normalizada. Se desea que el motor *Stirling* se integre en una unidad combinada de calor y potencia, denominado sistema micro-CHP (Celis, 2017).

La ejecución de dicho proyecto ha requerido principalmente del desarrollo de los siguientes puntos:

- Ensayos preliminares sobre el análisis del comportamiento de humos en calderas de biomasa.
- Selección y adquisición de elementos necesarios (motor *Stirling*, generador, caldera, etc).

⁴ Aquellas que si son utilizadas de manera responsable, se regeneran de forma natural.

⁵ Proyecto Singular Estratégico sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar.

⁶ Sistema que permite la calefacción y el frío solar con recuperación geotérmica y disipación.

- Diseño de la bancada, los soportes y acoplamientos necesarios para el ensamblaje del conjunto.
- Ensayos experimentales, adquisición de datos y análisis de los resultados obtenidos en estos.

No obstante, debido a que el motor *Stirling* resulta ser el corazón de la instalación, resulta atractivo realizar un pequeño estudio acerca de él.

2.1 EL MOTOR STIRLING

La incorporación del motor *Stirling* al conjunto da lugar a un interés por profundizar en el contexto histórico de su origen, los conocimientos acerca de su principio de funcionamiento, y sus diferentes modos de configuración.

2.1.1 Contexto histórico

El origen del motor *Stirling* se remonta a 1816, fecha en la que es presentado por el reverendo *Robert Stirling* (Figura 2.4) cuando realiza una patente para un *economizer*⁷, en un intento de simplificar la máquina de vapor. Se trata de un motor de combustión externa, de modo que la quema de combustibles para su aporte de energía se realiza fuera de la máquina (Cuaderno del ingeniero, 2016).

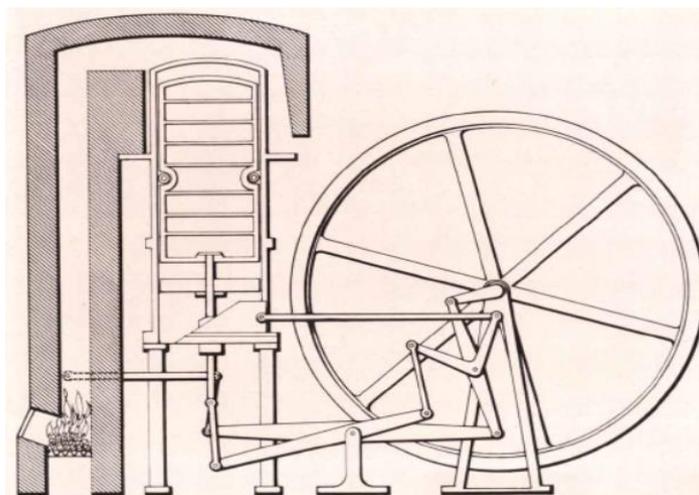


Figura 2.4. Adaptación de boceto para patente presentada por *Robert Stirling* (Cuaderno del ingeniero, 2016).

⁷ Sistema que aprovecha parte del calor residual del fluido de trabajo para reducir el aporte de energía necesario de la caldera.

En términos de diseño, el motor *Stirling* presenta dos grandes diferencias con respecto a los motores de combustión interna de la época. Estas se reducen a la ausencia de una caldera en la que convertir el agua líquida en vapor, y por ende, a un cese del uso de este como fluido de trabajo, siendo sustituido por aire (Cuaderno del ingeniero, 2016).

No obstante, la gran inferioridad que presenta esta variante frente a la mayoría de motores de combustión interna, en términos de entrega de potencia, le ha reportado poca popularidad, relegando los motores *Stirling* a un segundo plano como sistemas de accionamiento de aguas de poca potencia. A principios del siglo XX terminaría siendo olvidado (Cuaderno del ingeniero, 2016).

Tras terminar la Segunda Guerra Mundial, el motor *Stirling* comienza a recuperar popularidad gracias a los avances en ingeniería y al desarrollo del conocimiento sobre la termodinámica y los fluidos de trabajo empleados, que posibilitaban la reducción de tamaños y costes, así como un aumento en la potencia (Cuaderno del ingeniero, 2016).

2.1.2 Principio de funcionamiento

Los motores *Stirling* se caracterizan por requerir de una combustión externa para su aporte de energía, así como por ser regenerativos⁸ y cerrados⁹. Además, pese a que el diferencial de temperatura entre los focos frío y caliente es pequeño, permite una conversión eficiente de energía térmica en mecánica.

El ciclo termodinámico seguido por estos motores se denomina ciclo *Stirling*. En la Figura 2.5 se muestra una representación ideal de este en un diagrama PV (Presión - Volumen)¹⁰. Análogamente, se observa que el ciclo está conformado por cuatro fases definidas por el movimiento de los pistones (Aguilera, et al., 2009).

El pistón horizontal se denomina pistón desplazador, pues su función es trasladar el fluido de trabajo desde el foco caliente hacia el frío y viceversa. Por otro lado, el pistón inferior de desplaza dentro del cilindro, dando lugar a variaciones de volumen en el gas.

⁸ Se almacena energía en forma de calor en el proceso de enfriamiento, para entregarlo al gas en posterior calentamiento, disminuyendo las necesidades energéticas del ciclo.

⁹ La cantidad de fluido de trabajo permanece constante, y no existe aporte ni extracción de fluido.

¹⁰ Diagrama que contrasta las variaciones de un ciclo termodinámico al modificar presiones y/o volúmenes.

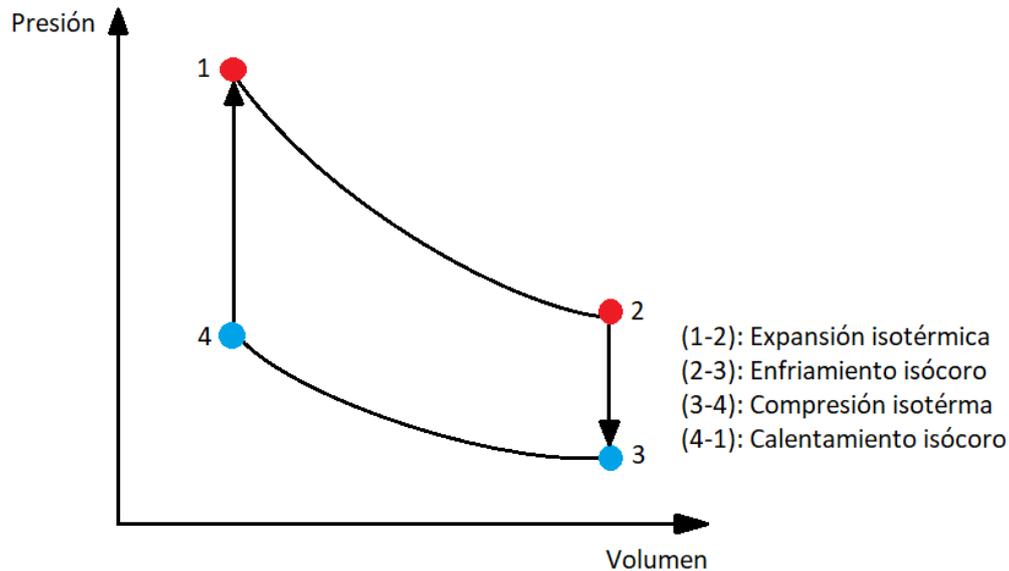


Figura 2.5. Ciclo *Stirling* ideal.

- Fase (1-2): Expansión a temperatura constante; El pistón inferior se desplaza, alejándose del foco caliente. Esta fase es la que produce el trabajo mecánico.
- Fase (2-3): Enfriamiento a volumen constante; El pistón desplazador avanza y el fluido de trabajo entra en su cámara, reduciendo así su temperatura hasta igualar la del foco frío.
- Fase (3-4): Compresión a temperatura constante; El pistón inferior avanza su carrera a través del cilindro. La temperatura permanece constante debido al intercambio de calor a través de las paredes de dicho cilindro.
- Fase (4-1): Calentamiento a volumen constante; El aporte de calor en el foco caliente provoca un aumento de la temperatura en la cámara del pistón desplazador, obteniendo así un aumento de la presión y la temperatura.

En la Figura 2.6 se presentan las posiciones de los pistones del motor en cada uno de los estados que dan lugar a las fases descritas.

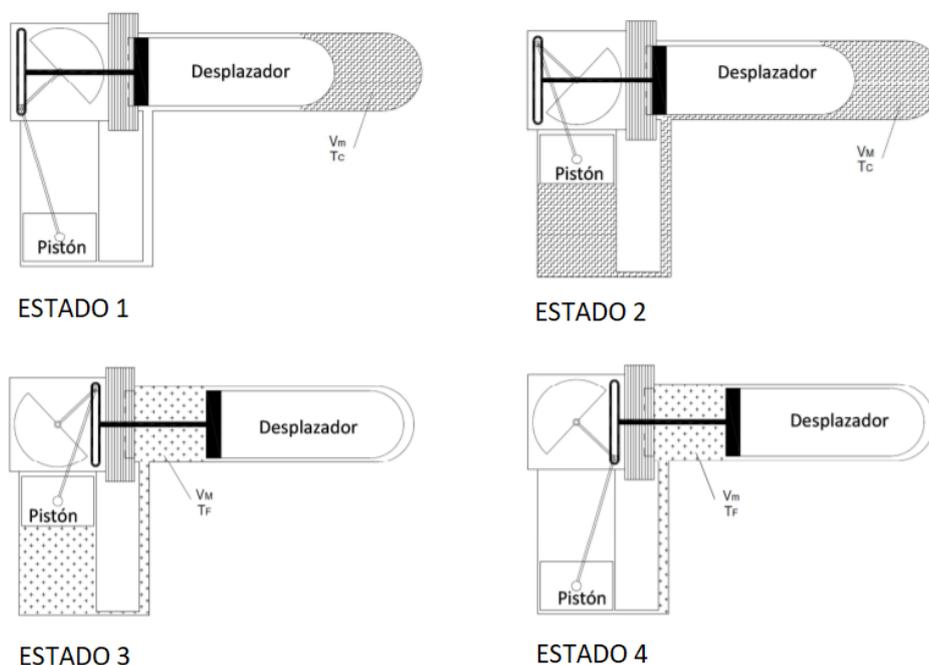


Figura 2.6. Estados característicos del ciclo *Stirling* (Aguilera, et al., 2009).

2.1.3 Configuraciones del motor *Stirling*

Atendiendo a la disposición entre cilindros y pistones, al uso de pistones simples o de doble efecto, o si existe unión entre los pistones, los motores *Stirling* pueden ser clasificados en 5 tipos, comunmente denominados como configuraciones (Celis, 2017):

- Configuración *alfa* (α): Formada por dos pistones unidos al sistema de accionamiento. Cada uno de ellos opera de forma exclusiva sobre un foco, correspondiendo uno al caliente, y el otro al frío.
- Configuración *beta* (β): Trata de la distribución original. El pistón y el émbolo se encuentra en el mismo cilindro. Se obtiene como resultado una relación de compresión mayor y un volumen muerto¹¹ menor.
- Configuración *gamma* (γ): Simplificación de la configuración *beta*. Presenta dos cilindros, evitando así el solapamiento de ambos pistones.

¹¹ Volumen que no da lugar a variaciones de volumen del gas de trabajo.

- Configuración con pistones de doble efecto: Expone cada extremo del pistón a dos ciclos termodinámicos distintos, lo que permite obtener una mayor potencia específica.
- Configuración de pistón libre: Los pistones son desplazados por el fluido de trabajo o por resortes.

En la Figura 2.7 se muestran, de izquierda a derecha, los esquemas de las configuraciones *alfa*, *beta* y *gamma*.

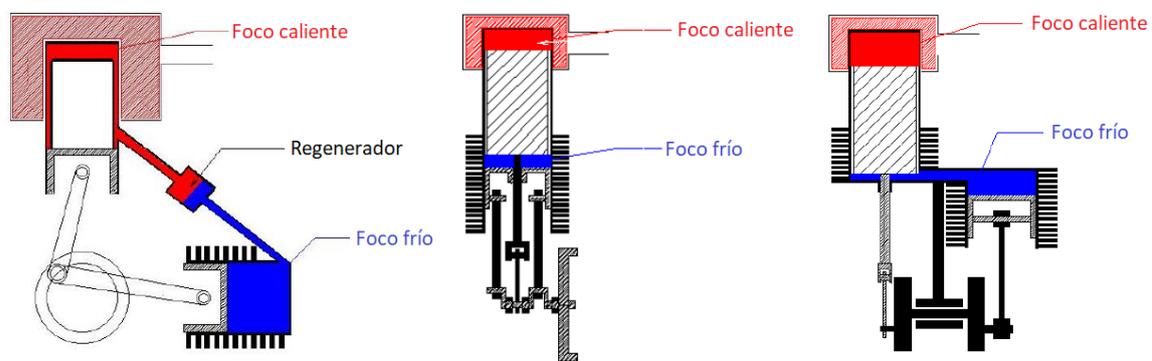


Figura 2.7. Configuraciones *alfa* (α), *beta* (β) y *gamma* (γ) del motor *Stirling* (Duato, 2016).

2.2 MODELO *STIRLING ST05G*

En la presente instalación, se emplea el uso de un motor *Stirling* experimental, modelo *ST05G*, y diseñado por *Dieter Viebach* en 1992 en un intento de fomentar la micro-cogeneración¹² utilizando biomasa como combustible.

Este motor es presentado en la *International Stirling Engine Conference* (ISEC) en 1993. A raíz de este hecho, se han venido desarrollando múltiples modificaciones, tales como la fabricación de las piezas a través de máquinas CNC (*ST05G-CNC*), o la incorporación de un generador integrado (*ST05G-G*). Se destaca que el modelo empleado en la instalación es el *ST05G-CNC*, mostrado en la Figura 2.8.

¹² Tecnología que permite la producción simultánea de energía térmica y eléctrica, de forma que se aproveche el calor residual generado durante el proceso de obtención de electricidad (OCU, 2018).



Figura 2.8. Motor *Stirling ST05G-CNC*.

Se trata de un motor de configuración tipo *gamma*, que consta de dos pistones, uno de potencia, de 85 mm de diámetro, y otro de émbolo, con un diámetro de 75 mm. Ambos están unidos a través de un sistema de accionamiento, de forma que su movimiento está desfaso en 90°. Los parámetros principales del motor se exponen en la Tabla 2.1:

Dimensiones	350 x 300 x 600 mm
Peso vacío	34,5 kg
Configuración	Gamma (γ)
Fluido de trabajo	Nitrógeno (N_2)
Potencia máxima	500 W
Presión máxima	10 bar
Desplazador: Diámetro // Carrera	95 x 75 mm
Pistón: Diámetro // Carrera	85 x 75 mm
Temperatura máxima admisible	650 °C
Nº tubos de calentador	20
Diámetro exterior tubos de calentador	8 mm

Tabla 2.1. Características principales del motor *ST05G-CNC*.

Para este caso se ha empleado nitrógeno como fluido de trabajo, el cual se calienta en los tubos superiores del motor, expuestos al calor procedente de gases de combustión de biomasa en la caldera. Este hecho, da lugar a un aumento de la presión, lo que se resuelve en una expansión que desplaza al pistón, entregando potencia al eje del motor.

En el otro foco se emplea agua para refrigerar el nitrógeno y disminuir la presión. A continuación, se produce una compresión debido a la energía procedente de la inercia del mecanismo.

El conjunto de expansiones y compresiones, junto con las absorciones y cesiones de calor cíclicas en ambos focos produce la energía mecánica que da lugar al giro en un eje solidario a un volante de inercia exterior (Figura 2.9).

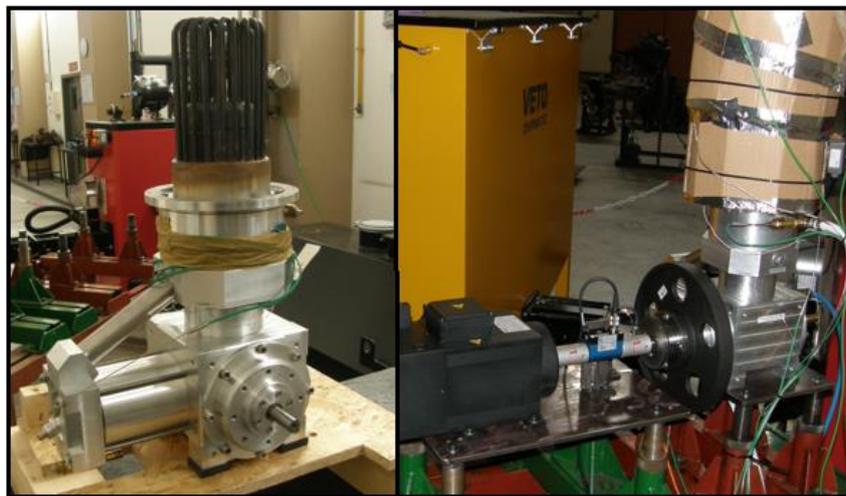


Figura 2.9. Izda: Eje de salida del motor *Stirling*; Dcha: Eje de salida con volante acoplado.

3. Análisis de soluciones

Tras haber focalizado el problema, se determina que una buena solución es el diseño e instalación de un sistema de frenado, para que a través de posteriores ensayos de potencia a diferentes velocidades, se logre obtener una correcta caracterización del motor *Stirling* afectado.

Se procede a la proposición de tipos de frenos comúnmente utilizados en la actualidad, con el fin de realizar un breve estudio de las características de cada uno, contrastando las ventajas y desventajas que poseen, y determinando cuál puede dar un mejor resultado.

3.1 FRENO ELECTROMAGNÉTICO

El freno electromagnético (Figura 3.1) tiene su base en las corrientes de *Foucault*. Al variar el flujo electromagnético en un cuerpo conductor, se obtienen como resultado unas corrientes que giran en sentido contrario, con trayectorias cerradas sobre una pieza conductora, tal y como se muestra en la Figura 3.2.

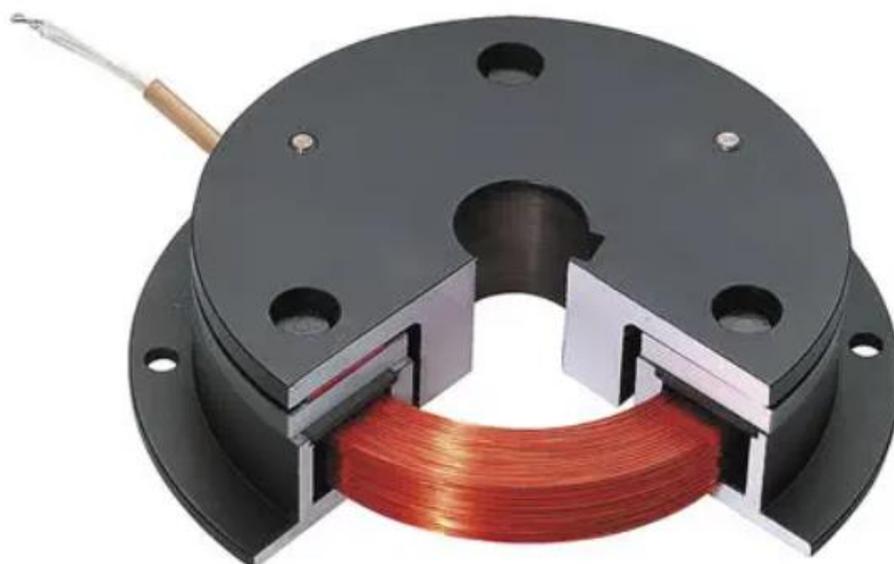


Figura 3.1. Freno electromagnético (SUCO, 2019).

El accionamiento de este tipo de frenos consiste en desplazar un imán, el cual, conforme se aproxima o aleja de un disco conductor solidario al eje de salida, produce variaciones en el flujo magnético, frenando al disco en mayor o menor magnitud.

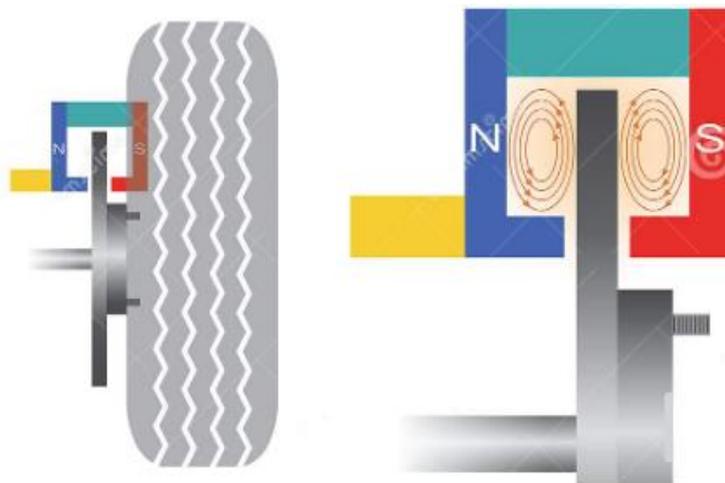


Figura 3.2. Sentidos de flujo en freno electromagnético (Alamy, 2019).

En Tabla 3.1 se recogen las principales ventajas e inconvenientes presentes en un freno electromagnético (Callejón, 2018):

Ventajas	Inconvenientes
Vida útil considerable	Sólo es complemento de ayuda de freno
Control del par de frenado	Buen rendimiento sólo en grandes motores
Bajo coste de mantenimiento	Complejidad en el control electrónico

Tabla 3.1. Ventajas e inconvenientes de freno electromagnético.

Como conclusión, se considera que este freno no es la alternativa óptima, pues el motor al que se debe ensamblar tiene registrado un pico de potencia máxima de 500 W, muy inferior a la potencia entregada por los grandes motores en los que se recomienda su uso.

3.2 FRENO DE TAMBOR

El freno de tambor, mostrado a través del esquema de la Figura 3.3, está compuesto por dos partes diferenciadas.

En primer lugar, está la parte móvil, donde se encuentra el tambor. Este se instala mediante el uso de espárragos y tuercas. Es el elemento que absorberá casi la totalidad del calor generado, por lo que se suelen fabricar por fundición, debido a su alto coeficiente de absorción térmica y su bajo coste de producción.

En segundo lugar, se encuentra la parte fija, compuesta por el plato de freno. Sobre él se instala un bombín que funciona por accionamiento hidráulico, las zapatas de freno y sus mecanismos de regulación, que se unen al bombín por uno de sus extremos.

Al accionar el freno, se empujan las zapatas contra el tambor, produciendo fricción entre ellos. Este fenómeno da lugar a un frenado.

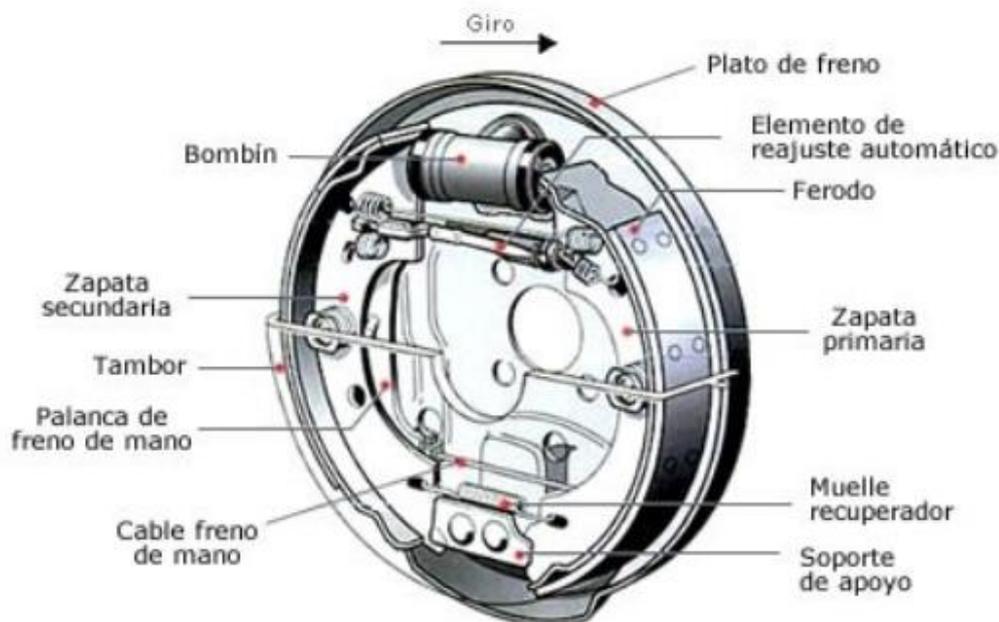


Figura 3.3. Esquema de freno de tambor (Autonoción, 2015).

A continuación, en la Tabla 3.2 se exponen las ventajas e inconvenientes de este tipo de freno:

Ventajas	Inconvenientes
Bajo coste de producción	Baja resistencia a la fatiga
Bajo coste de mantenimiento	Calentamiento superior al resto de frenos
Sencillez en el mecanismo	Necesario regular el tambor cada poco tiempo

Tabla 3.2. Ventajas e inconvenientes de freno de tambor.

La conclusión tomada en este caso es que se trata de un sistema de frenado poco eficiente, pues no permite una gran autonomía entre cada mantenimiento, además del gran inconveniente que supone el calentamiento. Por ello, se descarta como alternativa viable.

3.3 FRENO DE DISCO

El freno de disco funciona al hacer contacto entre las dos pastillas de freno y un disco metálico, solidario al eje de salida. La fricción generada, da lugar a un frenado en el eje.

En la Figura 3.4 se presenta un esquema de las piezas que componen este tipo de freno.

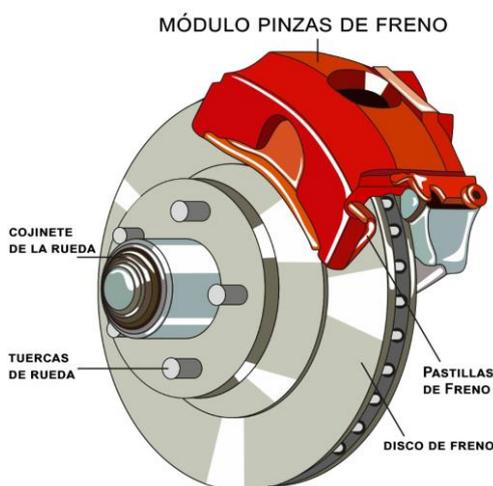


Figura 3.4. Esquema de un freno de disco (Udaix, 2014).

Se trata del método más empleado en vehículos de tipo turismo, motos y motocicletas. Esto se debe su enérgica frenada, que permite acortar tiempos y distancias (Ferrer, 2015).

Además, puesto que sus componentes no están tapados, la refrigeración obtenida es mayor, y la energía se absorbe y transforma más rápido (Ferrer, 2015).

El freno de disco presenta ciertas ventajas e inconvenientes, los cuales se exponen en la Tabla 3.3:

Ventajas	Inconvenientes
Buena refrigeración	Requiere mayor esfuerzo
Facilidad de recambio de pastillas	Menor eficacia en frío
Dilatación del disco favorece la frenada	Mayor coste que freno de tambor
Sencillez mecánica y de control	
Costes generales baratos	

Tabla 3.3. Ventajas e inconvenientes del freno de disco.

La conclusión tomada respecto a este freno es que presenta una alta versatilidad. Si bien consta de un mecanismo sencillo, también ofrece buenos rendimientos, especialmente tras la dilatación térmica del disco causa del rozamiento constante.

Tras haber realizado un estudio sobre las diferentes alternativas, se resuelve que el freno escogido para su desarrollo es el freno de disco. La justificación se recoge en un principio de funcionamiento muy sencillo, un coste de adquisición bajo frente a otras alternativas, y la existencia de un acceso rápido y fácil a cualquiera de los componentes en caso de avería.

4. Desarrollo de la solución: freno de disco

Es de interés detallar la composición del freno de disco. Este está compuesto generalmente por cuatro elementos indispensables: el sistema de accionamiento, la pinza, las pastillas y el disco de freno.

4.1 ELEMENTOS DEL FRENO DE DISCO

- **Sistema de accionamiento.** Consta de un accionador hidráulico, como puede ser una maneta de freno (ver Figura 4.1). Al ser activado, empuja el líquido de frenos contenido en las cámaras de la pinza a través del conducto que lo une a la pinza de freno.



Figura 4.1. Maneta de freno (360bs, 2020).

- **Pinza de freno.** Sirve como conector de los demás componentes del freno. Contiene uno o más pistones, en función del tipo de pinza, donde se aloja el líquido de frenos. Al activar el sistema de accionamiento, el líquido es empujado contra los pistones, los cuales a su vez empujan las pastillas de freno. En la Figura 4.2 se presenta una pinza de freno.



Figura 4.2. Pinza de freno (Pareja, 2019).

- **Pastillas de freno.** La composición del material que entra en contacto con el disco varía en función de las necesidades. Se deben colocar siempre por parejas, y a la hora de cambiarlas, ambas deberán de ser retiradas, independientemente de la diferencia de desgaste entre una y otra. La Figura 4.3 da cuenta del aspecto de unas pastillas de freno genéricas.



Figura 4.3. Pastillas de freno genéricas (LeV, 2020).

- **Disco de freno** (Figura 4.4). Se fija solidariamente al eje de salida. Al accionar el freno, las pastillas entran en contacto con el disco, y por medio de fricción se produce una deceleración en el eje.



Figura 4.4. Discos de freno (Girling, 2020).

No obstante, existe una amplia gama de variaciones entre los discos de freno, dependiendo del material o el modo de refrigeración.

4.1.1 Tipos de discos de freno

A grandes rasgos, los discos de freno se pueden dividir en 5 tipos:

- **Discos sólidos:** Es el caso más básico, su superficie de contacto es lisa y carente de agujeros.
- **Discos ventilados:** Disponen de una entrecara vaciada entre las superficies de contacto. De este modo, se permite una mayor refrigeración al facilitar la entrada de aire en el disco.
- **Discos perforados:** Contienen varios patrones de agujeros y ranuras a lo largo de la superficie de contacto. No obstante, el calentamiento del disco es mayor que la de los discos ventilados, al tener menor superficie.
- **Discos rayados:** La cualidad más destacada es la eliminación de los restos acumulados entre el disco y las pastillas, que podrían afectar al frenado. Además, no sufren del efecto “*cracking*”, que es la aparición de pequeñas grietas cerca de los agujeros de los discos perforados. Aún así, no evacuan el calor tan bien como las versiones ventiladas o perforadas.

- **Discos mixtos:** Este tipo de discos trata de combinar las mejores cualidades de los citados anteriormente, utilizando ventilación, rayas y perforaciones.

En la Figura 4.5 se muestran ejemplos de los tipos mencionados.



Figura 4.5. Variantes de discos de freno (Menna, 2016).

Otro aspecto a tener en cuenta, será la existencia de diferencias entre frenos de disco destinados a un tipo de vehículo u otro. Estas diferencias residen en las solicitaciones admisibles que pueden soportar.

Además, los ensayos de potencia realizados en la instalación a diferentes velocidades se muestran en la Figura 4.6, donde P_B es la potencia que llega al sensor de par. Se observa que su valor aumenta de forma progresiva hasta un máximo de 156,3 W, aunque se espera alcanzar en el futuro la máxima potencia entregable por el motor *Stirling ST05G*, que son 500 W.

Se resuelve que el motor entrega potencias pequeñas al sensor de par, que no superan los 160 W, de modo que un freno de disco destinado a una bicicleta, o el de una motocicleta, podrían ser opciones viables. No obstante, se decantará por la variante de motocicleta, pues podrá soportar un par mayor en caso de requerirse, además de que los precios de ambos tipos de productos son parecidos.

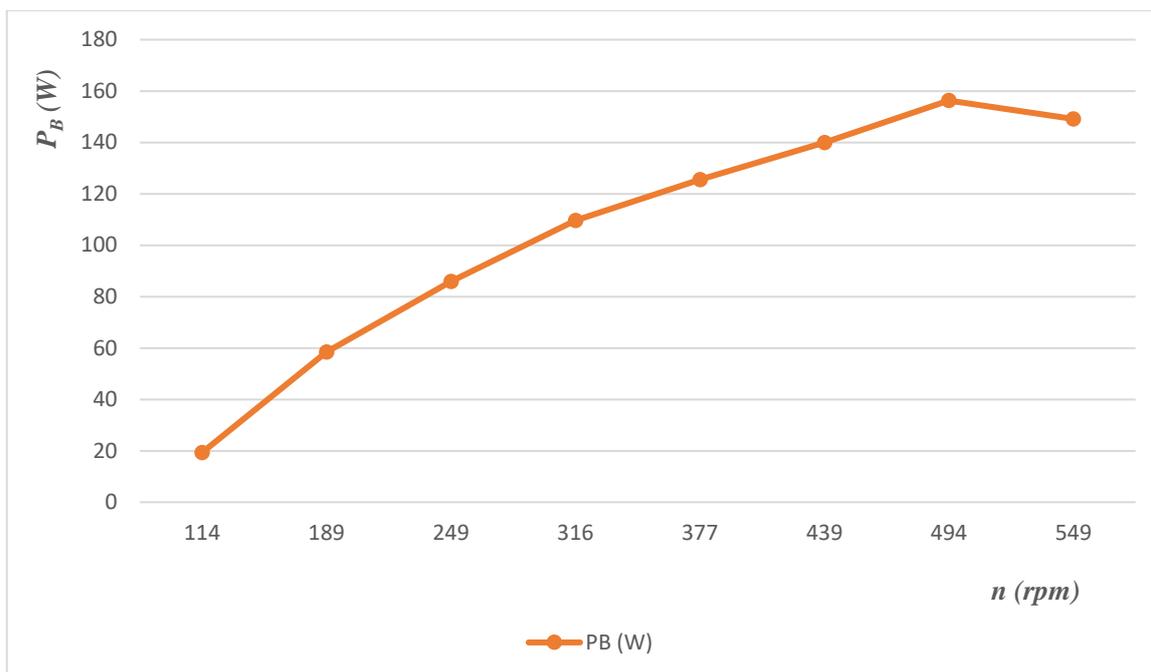


Figura 4.6. Evolución de potencias frente a velocidades de giro.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO

La fase de diseño comienza con la adquisición de los componentes del freno de disco mencionados al inicio del apartado 4, pues su tamaño y forma supondrá variaciones en las piezas que deban ser fabricadas.

4.2.1 Adquisición de componentes del freno

Debe destacarse que este proyecto tiene un tiempo de vida determinado, pues su finalidad última es la caracterización exclusiva del motor *Stirling* afectado. De este modo, surge la posibilidad de adquirir los componentes del freno de segunda mano, pues supondrá un abaratamiento del coste de adquisición¹³ que no afectará a la futura obtención de resultados experimentales.

Otro detalle es asegurar la compatibilidad entre las piezas. Se determina que una solución a este aspecto es adquirirlas conjuntamente en el mismo centro. Adicionalmente, se ha

¹³ Todas las explicaciones y razonamientos económicos se tratan en detalle en el apartado 8.

pedido el asesoramiento de las empresas *Desguaces Picatto S.L* y *VayaFaba Motos S.L*, con el fin de asegurar una elección adecuada.

Tras el asesoramiento por parte de ambas empresas, se ha decidido adquirir los componentes pertenecientes al freno de disco (ver Figura 4.7) de una motocicleta *Suzuki katana 50*.



Figura 4.7. Freno de disco de *Suzuki katana 50*.

En el conjunto de piezas del freno, mostrado previamente en la Figura 4.7, se han observado ciertos aspectos a tener en cuenta a la hora de diseñar el restante de partes:

La maneta de freno presenta dos agujeros roscados no pasantes de M6. Asimismo, la pinza contiene dos agujeros roscados pasantes de M8. Es conveniente destacar que en ambos casos los tornillos requeridos han sido incluidos en la compra.

El fluido de freno empleado es aceite SAE J1401, pues viene indicado en el conducto de unión entre la maneta y la pinza de freno. Ambos cilindros contenedores del fluido de freno sobresalen 5 mm por encima del resto de la carcasa.

El disco de freno tiene un diámetro de 180 mm, un peso de 590 gramos y un espesor de 4 mm.

Antes de proceder comienzo del diseño de las piezas necesarias, surge de manera natural el interés de establecer dónde deberán de ser ensambladas. La primera idea ha sido retirar el generador eléctrico de modelo *Brusatori VT90-L*, tal y como se muestra en la Figura 4.8, de modo que se pueda utilizar todo el espacio tras el sensor de par.

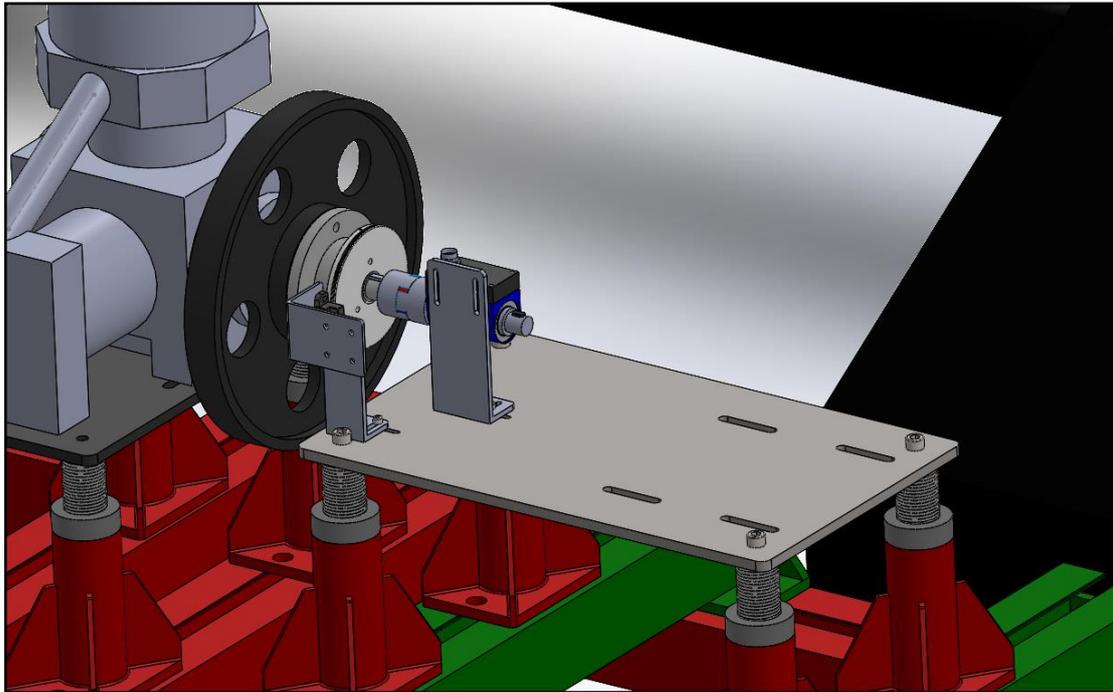


Figura 4.8. Modelo de instalación sin generador.

4.2.2 Eje de unión

Una vez retirado el generador, se deduce que la primera pieza que resulta necesario diseñar es un eje que permita la unión entre el montaje y el disco de freno. Para ello, se tienen en cuenta los requisitos que presentan cada una de las partes con las que hace contacto.

Con respecto al montaje actual, se opta por aprovechar los acoples entre ejes ya existentes, mostrados en la Figura 4.9, de modo que se precisará de un eje de 18 mm y otro de 20 mm de diámetro, fijados a estos acoples mediante chavetas.



Figura 4.9. Acoplamiento *Lovejoy*, serie GS.

Con objeto de simplificar el diseño y optimizar costes, las uniones constarán de un chavetero o cubo, mecanizado sobre cada uno de los ejes, y de una chaveta de forma paralelepípeda.

Para facilitar el desarme del conjunto chaveta-cubo se han propuesto dos alternativas:

- Mecanizar un agujero roscado pasante en el centro de la chaveta y perpendicular a la dirección axial del eje, de forma que al roscar un tornillo en su interior, este hace contacto con la superficie del cubo y comienza a empujar la chaveta hacia fuera.
- Mecanizar una cuña en uno de sus extremos. Para desacoplar la chaveta se introduce un destornillador plano y se hace palanca.

Para este proyecto se ha escogido la opción de la cuña, pues su funcionamiento es más sencillo y su coste menor.

Es de interés mencionar que tanto las chavetas como los chaveteros han sido dimensionados conforme dicta la norma DIN 6885-1, *fijaciones de accionamiento sin acción cónica, chavetas paralelas y chaveteros*.

Por otro lado, el patrón de ranurados del disco de freno puede ser aprovechado para facilitar el diseño de la pieza. En la Figura 4.10 se aprecia la existencia de un agujero

central de 34 mm de diámetro, y otros 3 agujeros de 10 mm de diámetro, equidistantes al centro y repartidos a 120°, que podrán ser utilizados para la unión del disco con el eje diseñado.



Figura 4.10. Disco de freno: Agujero central en azul // Agujeros equidistantes en rojo.

Como se ha mencionado previamente en el apartado 4.2.1, el disco tiene un espesor de 4 mm, aunque durante los ensayos es probable que aumente debido a la dilatación térmica por fricción.

Una vez recogida la información necesaria de cada parte, se modela la forma del eje de unión (ver Figura 4.11). Se trata de una pieza de revolución que consta de 3 agujeros pasantes de 10 mm de diámetro, una superficie cilíndrica de 6 mm de espesor, sobre la que se apoya el disco, y dos ejes, de 18 y 20 mm de diámetro, con el cubo mecanizado.

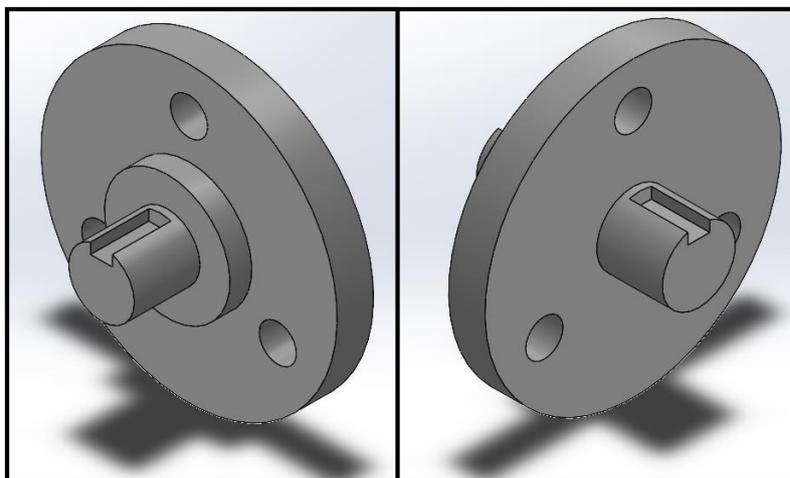


Figura 4.11. Modelo 3D de eje de unión de disco de freno.

No obstante, resulta necesario asegurar el correcto dimensionado del diseño, calculando el diámetro mínimo necesario que pueda soportar las sollicitaciones.

Los aspectos más relevantes a tener en cuenta para ello serán el momento flector debido al peso del disco, el momento torsor soportado durante los ensayos y la colocación de un apoyo en el extremo del eje, para evitar que el conjunto disco-eje se encuentre en voladizo.

De cara al momento flector, se recuerda que el peso del disco de freno es de 590 g y va apoyado sobre el saliente intermedio del eje de unión. En la Figura 4.12 se muestra una representación del reparto de fuerzas sobre dicho eje. No se han considerado los apoyos como empotramientos, pues como se mencionará a continuación, el momento torsor que debe soportar el eje es dato conocido.

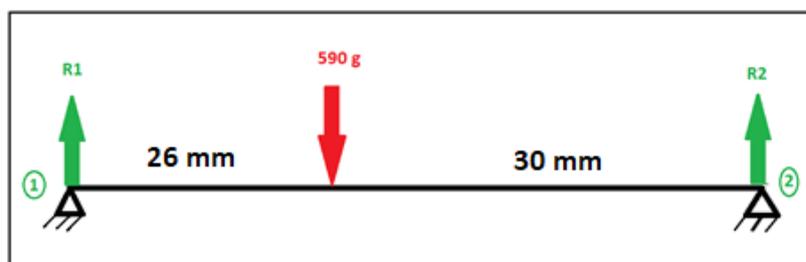


Figura 4.12. Esquema de fuerzas sobre eje de unión.

Complementariamente a la Figura 4.12, la Ecuación 1 plantea y resuelve el equilibrio de momentos sobre el punto 2, para a continuación obtener el momento flector ejercido por el disco.

$$\sum M_2 = 0 \rightarrow 590(g) * \frac{1(kg)}{10^3(g)} * \frac{9,8(N)}{1(kg)} * 30(mm) = R_1(N) * 56(mm)$$

$$R_1 = 3,09(N) \rightarrow M_f = 3,09(N) * 26(mm) * \frac{1(m)}{10^3(mm)} = 0,08(Nm)$$

Ecuación 1. Momento flector ejercido por el disco de freno.

Pese a que las condiciones de trabajo habituales suponen un momento torsor por debajo de los 10 Nm, el par máximo soportado por el sensor de par es de 20 Nm, por lo que se tomará este valor como referencia.

Debido a la diferencia de valores entre ambos tipos de sollicitaciones, resulta coherente considerar despreciable el momento flector y dimensionar el eje atendiendo sólo al valor del torsor. En la Ecuación 2 se muestran los cálculos correspondientes para un eje sometido casi de forma exclusiva a torsión, donde M_t es el momento de torsión soportado y τ_t a la resistencia de torsión, dividida por un valor comprendido entre 4 y 5 (Fernández Rico, et al., 2010).

$$d = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_t}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{20 * 10^3(Nmm)}{\frac{420}{4,5} \left(\frac{N}{mm^2}\right)}} = 10,3(mm)$$

Ecuación 2. Diámetro mínimo necesario en eje de unión.

El resultado de la Ecuación 2 muestra que el diámetro mínimo es inferior a los establecidos, de 18 y 20 mm, de modo que ambos serán válidos.

Otro aspecto relevante al eje de unión es establecer un apoyo tras él, con objeto de evitar voladizos innecesarios. Se han propuesto dos alternativas posibles:

- Instalar un rodamiento a modo de apoyo. Esta solución requiere de la adquisición del propio rodamiento, el diseño y fabricación de un apoyo y la mecanización de ranurados en la placa soporte para fijar dicho apoyo.
- Volver a ensamblar el generador eléctrico (Figura 4.13) como un simple apoyo. Esta solución sólo precisa de ampliar ligeramente la longitud de sus ranuras de unión de la placa soporte.

La solución escogida será aprovechar el generador eléctrico como apoyo, de modo que quede unido al eje mediante otro acoplamiento, como el mostrado en la Figura 4.9.



Figura 4.13. Generador eléctrico *Brusatori* VT90-L (Celis, 2017).

No obstante, es de interés mencionar que el centro del eje de salida del motor se encuentra a 90 mm por encima de la placa soporte, y que previamente se ha expuesto que el diámetro del disco de freno es de 180 mm, lo que puede dar lugar a rozamientos constantes de este con la placa soporte. Es por ello que resulta necesario mecanizar una ranura que evite el contacto de esta con el disco de freno (Figura 4.14). Esta ranura debe tener un ancho de 12 mm para asegurar la separación incluso tras una posible dilatación térmica debida a la fricción del disco con las pastillas de freno.

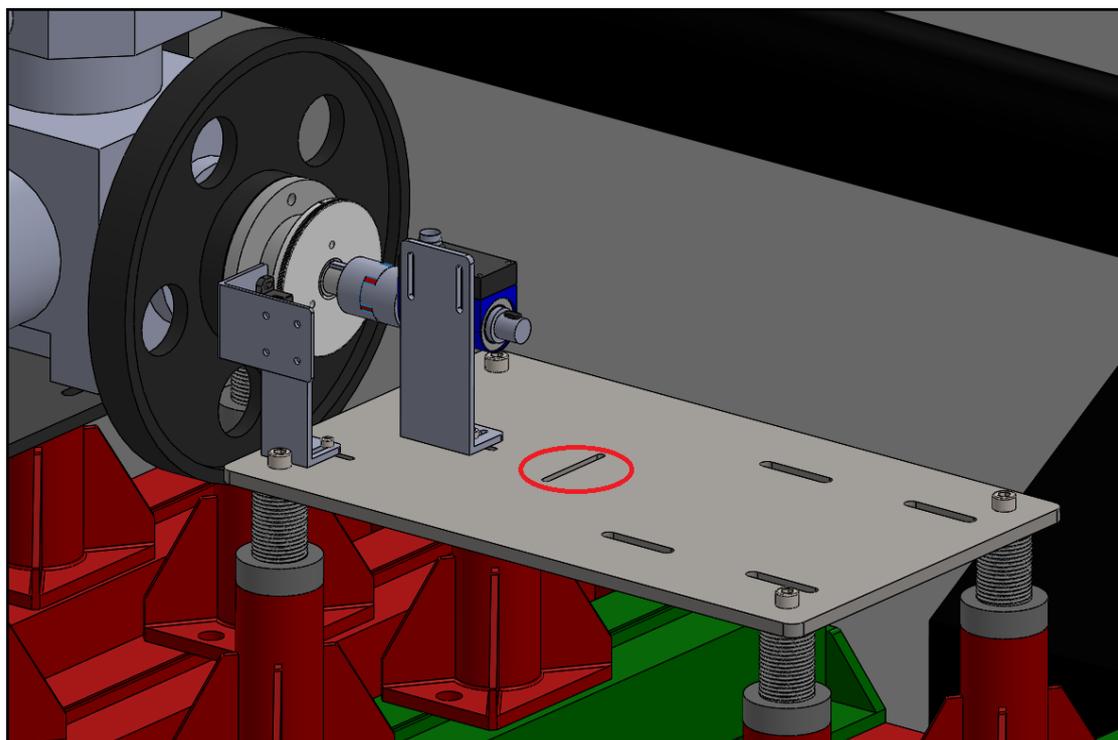


Figura 4.14. Modelo de instalación con ranura para el disco.

Para fijar el disco de frenado al eje se emplean tornillos DIN 912 y tuercas DIN 439. En la Tabla 4.1 se indica cantidad y designación de cada pieza.

Por último, en la Figura 4.15 se muestra un modelo 3D del ensamblaje tras el paso de este apartado. Resulta evidente determinar que la siguiente pieza a diseñar será un soporte para la pinza de freno, pues como se mencionó previamente al final del apartado 4.2.1, el disco debe permanecer a una altura de 90 mm sobre la placa, y por consiguiente, también la pinza de freno, señalada en amarillo.

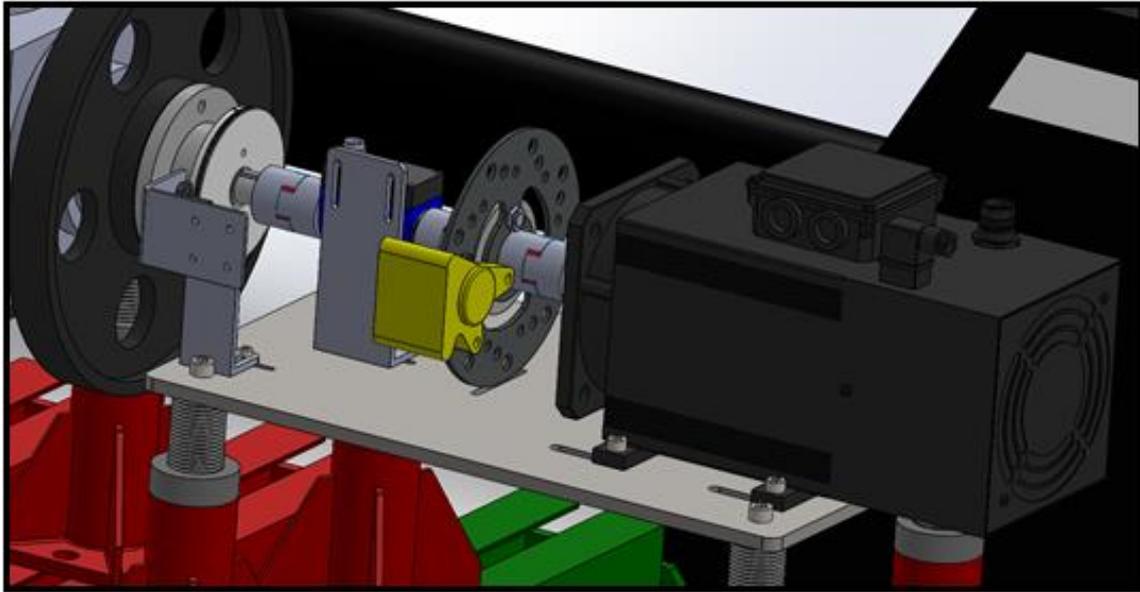


Figura 4.15. Ensamblaje tras incorporación de eje de unión.

4.2.3 Soporte de pinza de freno

Al igual que en el apartado anterior, se comienza el diseño estudiando las singularidades de cada una de las piezas afectadas.

Con respecto a la plataforma soporte, el único requisito aparente es la mecanización de las ranuras para fijar el soporte.

En la Figura 4.16, y como se ha mencionado en el apartado 4.2.1, se puede observar que el cilindro hidráulico izquierdo sobresale 5 mm de la carcasa de la pinza de freno, y que la propia pinza presenta dos agujeros roscados, cuyo juego de tornillos DIN-6921 de M8x35, ha sido incluido en la compra de materiales.



Figura 4.16. Cilindro y agujeros roscados en pinza de freno.

Debido a su simplicidad y alta efectividad, se ha optado por aprovechar parte del diseño ya existente en el resto de soportes del ensamblaje, como puede ser la forma de unión de la pieza con la placa soporte, o el uso de un nervio para reforzar la resistencia frente al peso.

El resultado final del diseño se muestra en la Figura 4.17. Es de interés destacar que el material para la manufacturación de la pieza es el acero estructural 10044 (S275JR) y que esta tiene un espesor de 5 mm.

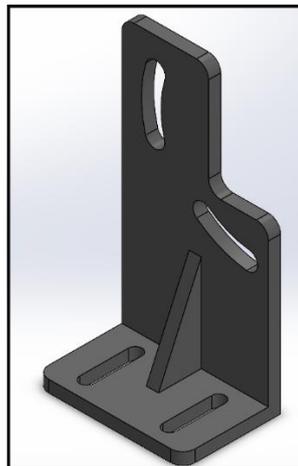


Figura 4.17. Modelo de soporte de pinza de freno.

En la parte superior, la pieza presenta una hendidura sobre la que puede reposar el cilindro y dos ranuras angulares que permiten un mejor ajuste con la pinza.

Con respecto a la parte inferior, se decide mecanizar dos ranuras de 5 mm de ancho para fijar la pieza a la placa soporte, y el uso del nervio previamente mencionado.

Una vez conocida la forma del pieza, resulta posible determinar dónde han de ser mecanizadas las ranuras en la placa soporte, dando lugar a las destacadas en la Figura 4.18.

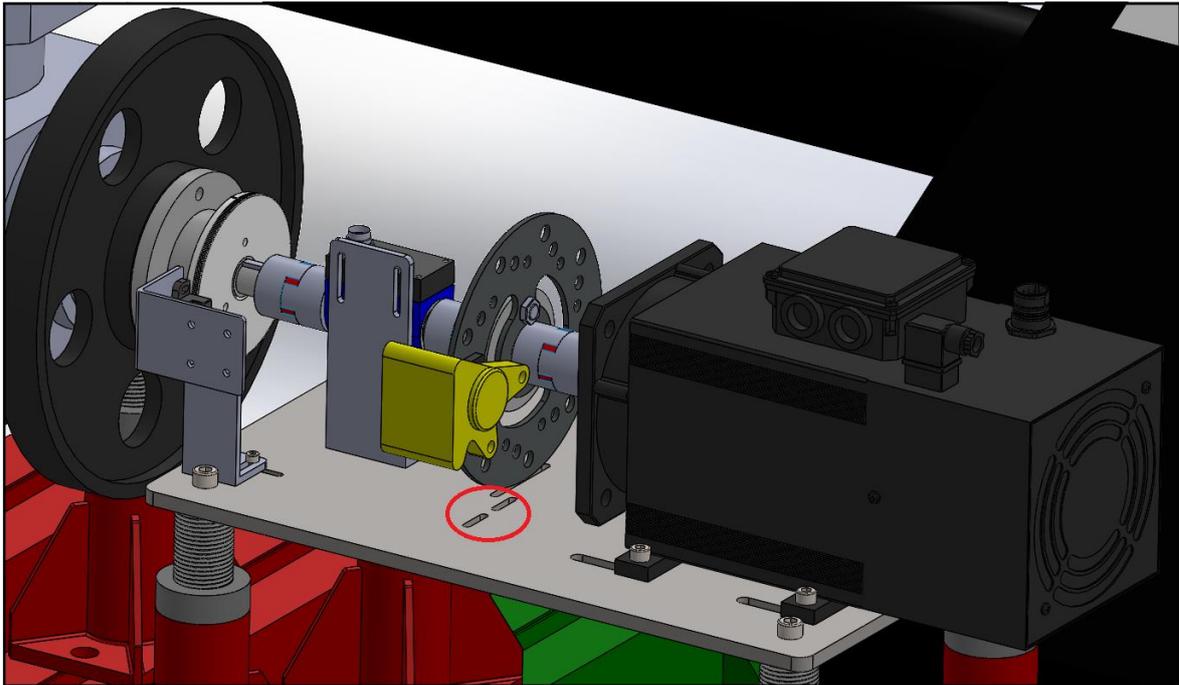


Figura 4.18. Ranuras para acoplamiento de soporte para pinza.

Uniando todas las partes, en la Figura 4.19 se presenta un modelo de la situación actual del ensamblaje donde se aprecia la unión de la placa soporte, el soporte de la pinza de freno diseñado y la pinza de freno, respectivamente.

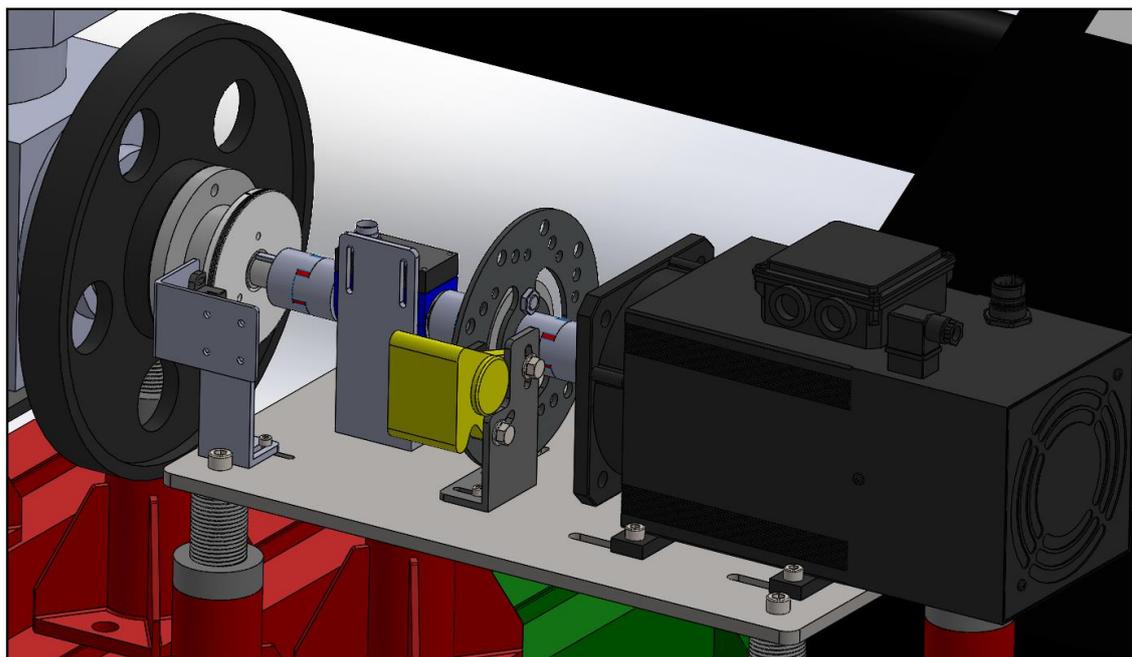


Figura 4.19. Ensamblaje tras incorporación de soporte de pinza de freno.

Todos los modelos y cantidades de tornillos, arandelas y tuercas empleados en este apartado se recogen en la Tabla 4.1.

Una vez finalizado el diseño del soporte de la pinza, el siguiente paso es el establecimiento de la maneta de freno. No obstante, un accionamiento manual del sistema resultaría demasiado impreciso durante los ensayos. Por consiguiente, surge la necesidad del desarrollo de un método que permita mantener pares de frenado constantes.

4.2.4 Sistema de accionamiento de frenado

El accionamiento del freno es una parte indispensable para este, pues es el conjunto de elementos que permiten al usuario aplicar el par de frenado necesario, y variarlo en función de las necesidades.

La solución adoptada en este caso se basa en unir el extremo del accionador con un tensor de cable¹⁴, como el mostrado en la Figura 4.20, y aplicar la tensión necesaria roscándolo en mayor o menor medida.

¹⁴ Pieza de metal que mediante un eje tratable y el uso de roscas, aplica tensión a un cable.



Figura 4.20. Tensor de cable.

El razonamiento de la elección de esta alternativa se sirve de una sencillez de diseño, sumado a un buen rendimiento y un bajo coste adquisición.

Considerando la necesidad de acoplar el tensor de cable a un sistema fijo, surge la idea de aprovechar una pieza ya existente en el montaje, denominada aparamenta eléctrica (Figura 4.21). Se trata de una gran placa de acero estructural que sirve de soporte para los elementos del sistema eléctrico, como se muestra en la Figura 4.22.



Figura 4.21. Chapa soporte de la aparamenta eléctrica del banco de ensayos.



Figura 4.22. Elementos del sistema eléctrico del banco de ensayos.

La unión entre el tensor de cable y la aparatenta tiene lugar mediante el uso de un sujetacables (Figura 4.23). Generalmente se compone de dos partes, denominadas puente y horquilla (Rodríguez, 2013).



Figura 4.23. Sujetacables para soporte de tensor de cable.

Adicionalmente, se requiere del diseño de un soporte para mantener la maneta de freno en una posición compatible al tensor de cable. Al igual que en el apartado 4.2.3, el diseño de

la parte inferior de este soporte será similar al del resto de soportes ya existentes en la instalación.

Como se mostró previamente en la Figura 4.7, la unión entre la pinza de freno y la maneta se realiza mediante un conducto para el líquido de frenado. Esto permite una mayor libertad a la hora de escoger dónde colocar la maneta y su soporte. Sin embargo, se ha decidido colocar el conjunto en el mismo lado que la pinza de freno. En la Figura 4.24 se resalta la localización del ranurado, de 5 mm de ancho, para la unión de la placa con el soporte de la maneta.

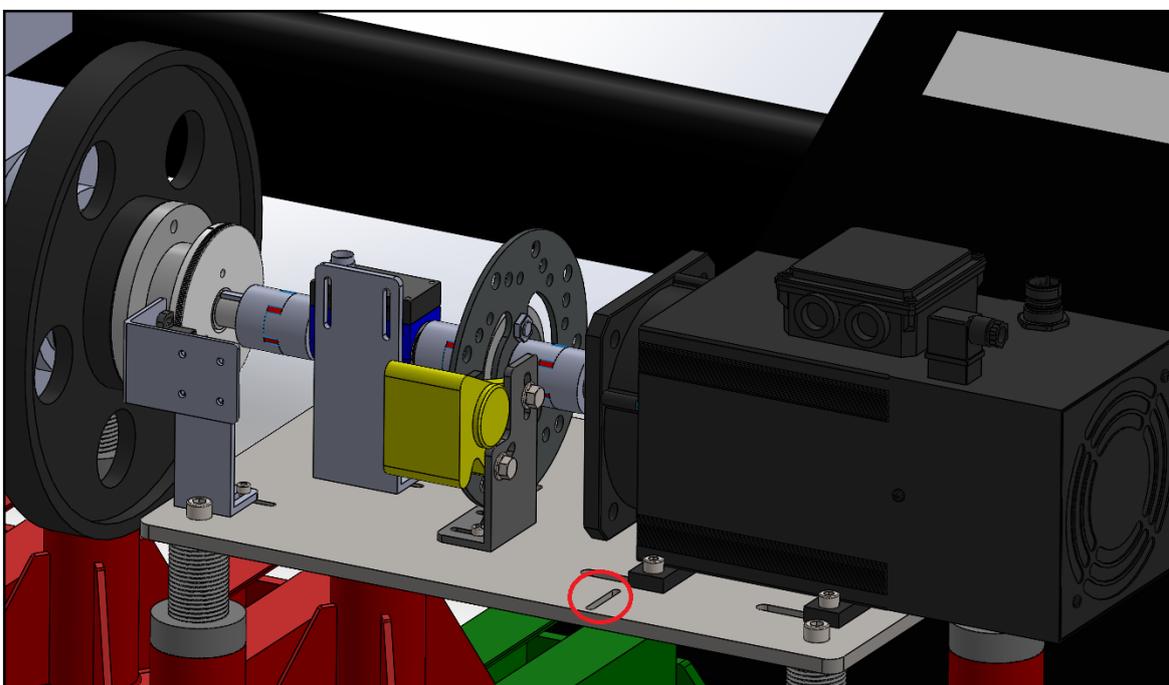


Figura 4.24. Ranurado para unión de placa y soporte de maneta.

Tal y como se mencionó previamente en el apartado 4.2.1, en la maneta de freno se observan dos agujeros de M6 (Figura 4.25), los cuales pueden ser aprovechados en el diseño del soporte.

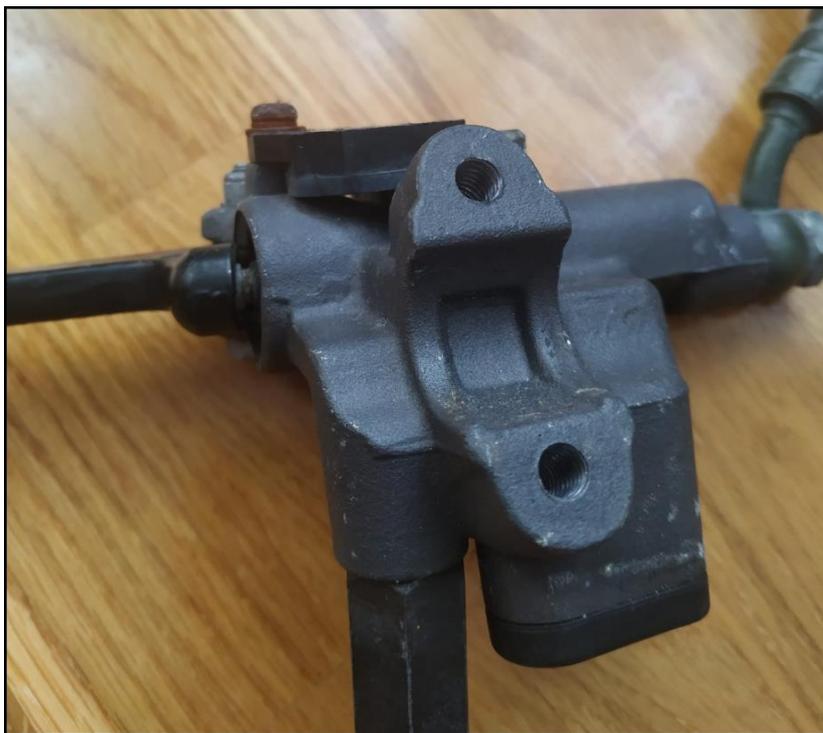


Figura 4.25. Agujeros M6 en maneta de freno.

Atendiendo a su disposición, el diseño del soporte será el mostrado en la Figura 4.26.

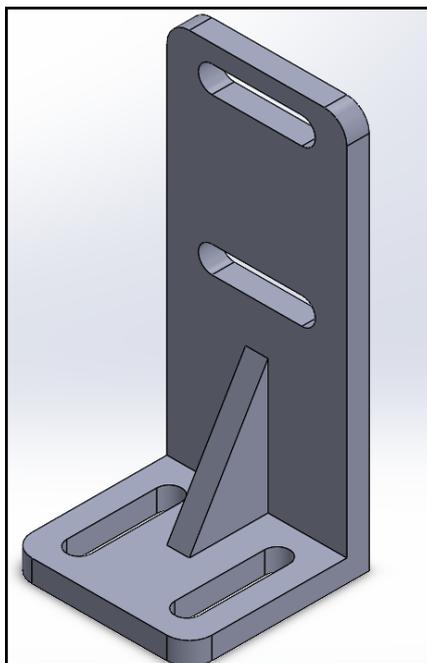


Figura 4.26. Modelo de soporte de maneta de freno.

En la zona superior, las dos ranuras poseen un ancho de 6 mm para permitir el acople con los dos agujeros M6 de la maneta. Análogamente en la parte inferior, las dos ranuras presentan un ancho de 5 mm, similar a los mecanizados sobre la placa soporte.

Las figuras Figura 4.27 y Figura 4.28 muestran el estado final del ensamblaje tras la implementación del sistema de accionamiento de frenado.

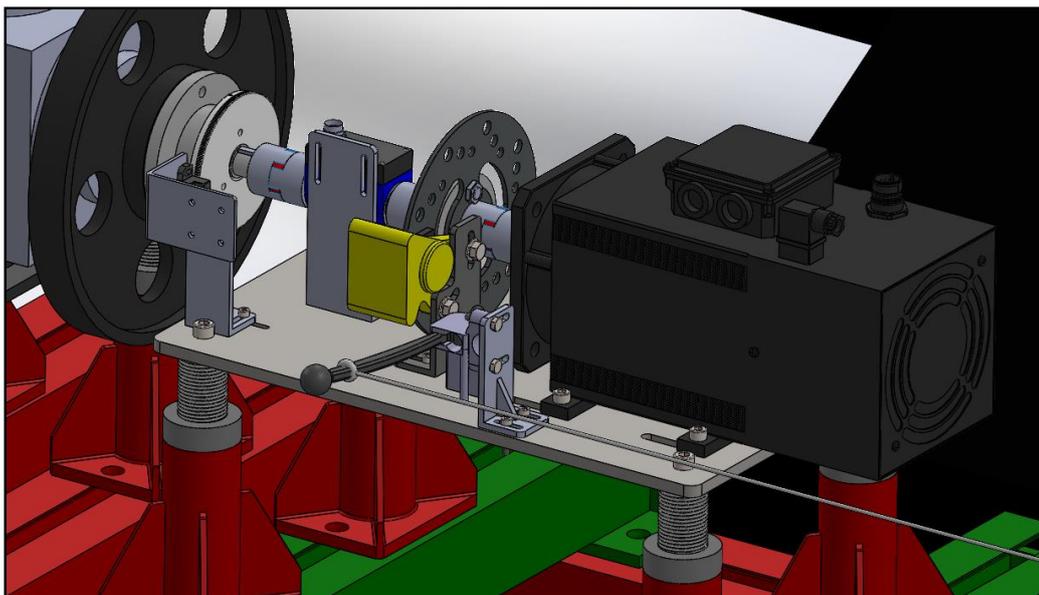


Figura 4.27. Modelo final ensamblaje (1).

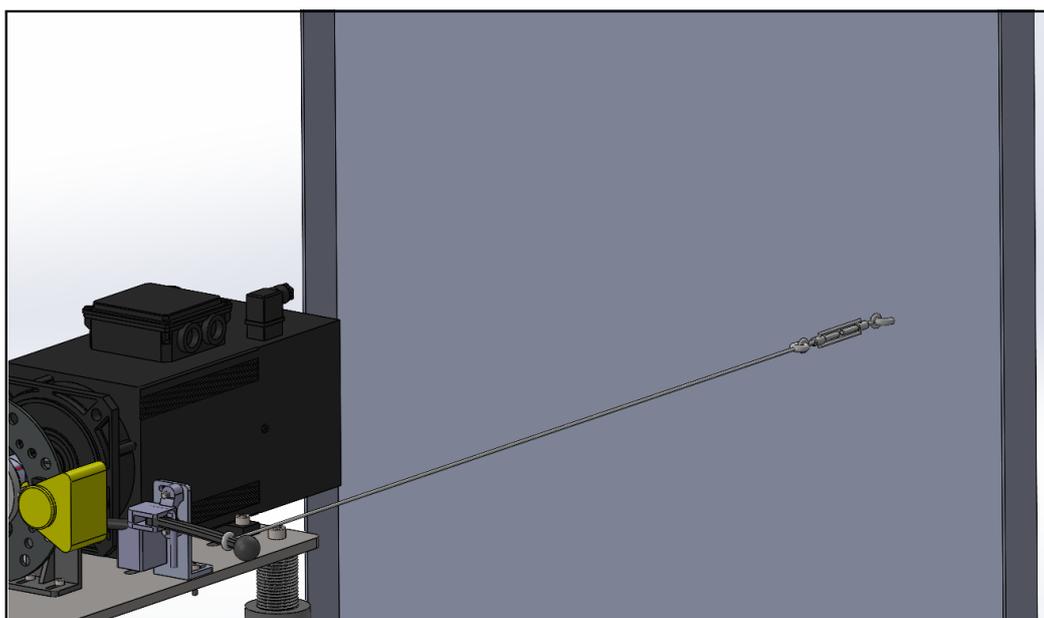


Figura 4.28. Modelo final ensamblaje (2).

4.3 ANCLAJES Y SUJECCIONES

A continuación, en la Tabla 4.1 se muestra un recuento de los modelos y cantidades de tornillos, tuercas y arandelas, necesarios para una correcta ejecución en el montaje del conjunto.

UNIÓN	TORNILLOS		TUERCAS		ARANDELAS	
	Cantidad	DIN 912	Cantidad	DIN 936	Cantidad	DIN 125A
Placa soporte / Soporte de pinza	2	M5x25	2	M5	4	M5
Placa soporte / Soporte de maneta	2	M5x25	2	M5	4	M5
	Cantidad	DIN EN 24015	Cantidad	-	Cantidad	DIN 125A
Soporte / Maneta de freno	2	M6x25	-	-	4	M6
	Cantidad	DIN 6921	Cantidad	DIN 439	Cantidad	DIN 125A
Soporte / Pinza de freno	2	M8x35	2	M8	4	M8
	Cantidad	DIN 912	Cantidad	DIN 439	Cantidad	DIN 125A
Disco de freno / Eje	3	M10x20	3	M10	6	M10

Tabla 4.1. Listado de tornillos, tuercas y arandelas.

4.4 MONTAJE DEL SISTEMA

La incorporación del freno al sistema original comienza con la llegada de las piezas diseñadas, así como el suministro de los elementos de tornillería y relativos al sistema de accionamiento del freno.

En un principio, el proceso comienza con la retirada del generador *Brusatori VT90-L* (Figura 4.29), con el objetivo de obtener el espacio necesario para poder marcar las ubicaciones de las ranuras para la fijación entre la plataforma y los soportes, así como de cualquier modificación requerida en ella.



Figura 4.29. Sistema tras retirada de generador *Brusatori VT90-L*.

Adicionalmente, se decide acoplar todas aquellas piezas que lo permitan en subensamblajes, con el objetivo de reducir el número de elementos individuales y permitir manipulaciones más sencillas entre estos.

De este modo, se procede a la unión entre la pinza de freno y su soporte correspondiente, mostrado en la Figura 4.30. Adicionalmente, se ha requerido una pequeña modificación en un lateral de dicho soporte para facilitar la unión entre las dos piezas mencionadas.



Figura 4.30. Soporte pinza de freno.

Análogamente al caso anterior, se construye el subensamblaje formado por el eje diseñado (Figura 4.31), el acoplamiento solicitado (Figura 4.32) y el disco de freno, presente en la Figura 4.7.

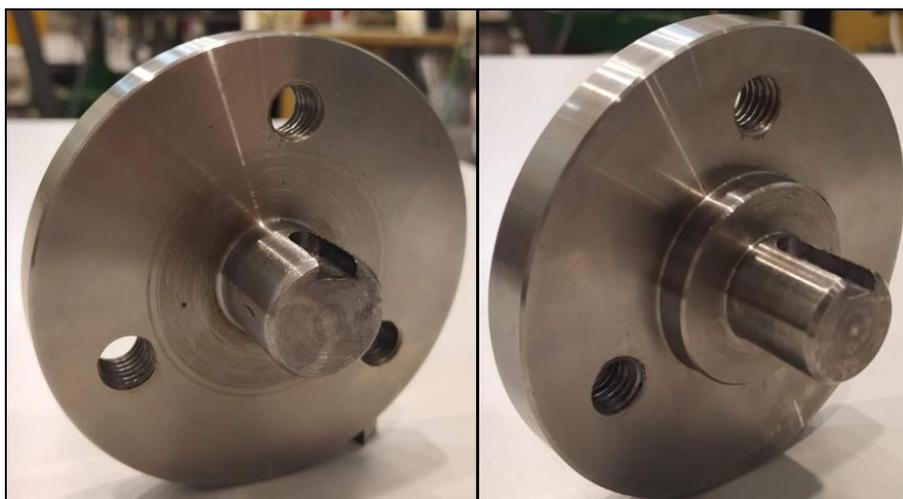


Figura 4.31. Eje de unión de disco de freno.



Figura 4.32. Acoplamiento *Lovejoy* L075.

No obstante, una vez montados todos los componentes en el sistema, se observa que las ranuras de fijación del generador no caben dentro del espacio restante de la plataforma soporte (Figura 4.33).



Figura 4.33. Situación de generador previo a unión.

Puesto que esta situación no es la mostrada y calculada en el diseño, se procede a realizar una análisis de las causas. Se determina que la causa es debida a una modificación no especificada en el montaje original, que trata de un acercamiento de la plataforma soporte al motor *Stirling* mediante la mecanización de dos agujeros auxiliares en sus soportes, tal y como se muestra en la Figura 4.34.

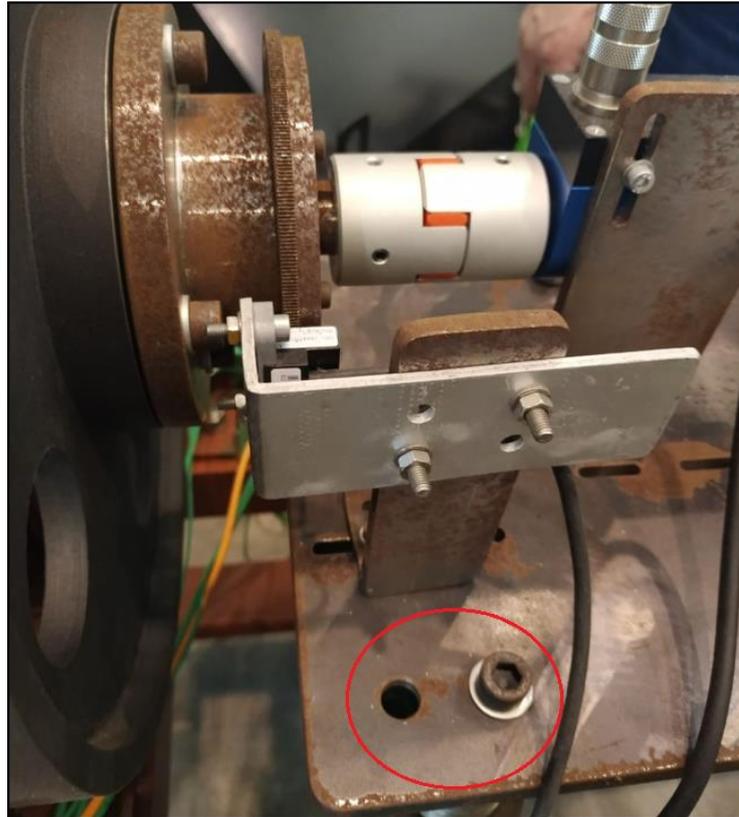


Figura 4.34. Plataforma soporte atornillada en agujeros no especificados.

De esta forma, se opta por desmontar todos los componentes unidos a la plataforma y volver a unirla por los agujeros originales de diseño. Una vez posicionada, nivelada y atornillada, se recolocan todos los elementos y se procede a marcar las zonas de ranurado, según consta en el plano.

Es de interés resaltar que estas operaciones de mecanizado han sido realizadas en la Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón, por el alumno y bajo supervisión. El resultado final se puede observar en la Figura 4.35.



Figura 4.35. Plataforma soporte tras mecanización de ranuras y agujeros.

A continuación, se recolocan y fijan todos los elementos correspondientes, a excepción del sistema de accionamiento del freno y del encóder¹⁵. El motivo se debe a que el sistema de accionamiento tiene una gran libertad de posicionamiento, pues de ello no depende ningún requisito para el correcto funcionamiento.

Por otro lado, el encóder deberá ser colocado en último lugar debido a la gran precisión que se requiere para que las mediciones sean correctas y no den lugar a errores.

Respetando el orden indicado de los elementos que restan por ser colocados, se procede a abordar el montaje del sistema de accionamiento del freno.

Este conjunto se compone de la maneta de freno y su soporte respectivo, además del cable y su tensor, anclado en un nervio de la aparamenta eléctrica. Del mismo modo que en los casos anteriores, maneta y soporte se ensamblan para ser tratados como una única pieza y facilitar su manipulación. No obstante, aprovechando la longitud y flexibilidad del conducto hidráulico de unión entre maneta y pinza, se opta por reposicionar su localización

¹⁵ Sensor magnetoresistivo de pequeñas dimensiones, que en su salida proporciona una señal digital cuadrada conforme al paso del dentado de la rueda, tomándola como señal de entrada.

e instalarlo en una de las chapas que sirven como apoyo para la plataforma soporte, visible en la (Figura 4.36).



Figura 4.36. Ensamblaje del sistema de accionamiento del freno.

El motivo se debe a una posición más cercana a la ubicación del personal a la hora de realizar los futuros ensayos, así como de una mejor accesibilidad hacia este, en caso de ser necesario.

El último paso para finalizar la fase de montaje del sistema será, entonces, la instalación del encóder, obteniendo el ensamblaje final de la Figura 4.37.



Figura 4.37. Ensamblaje tras incorporación del encóder.

4.5 COMPROBACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

Tras completar la fase de montaje con la incorporación del encóder, resta asegurar la condición de correcto funcionamiento del freno con el motor encendido. Se trata de la parte más crucial del proyecto, pues de ella depende el éxito o fracaso del mismo.

Dicha comprobación de funcionamiento se resume en la puesta en marcha del motor *Stirling* afectado, seguido de sucesivos accionamientos del freno con el fin de aplicar un par de frenado.

Tras realizar los ensayos pertinentes, se confirma que el freno actúa debidamente, validando la condición de éxito del proyecto.

4.6 RESUMEN DE PRESUPUESTO

A continuación, se detallará una recopilación de los aspectos más relevantes de cara a la redacción y cálculo del presupuesto. Sin embargo, es de interés mencionar que una explicación más detallada, así como de todos los costes asociados a cada una de las partidas se encuentra en el documento de Evaluación económica.

Los costes más visibles son aquellos asociados al conjunto de piezas adquiridas. En este grupo se recogen todas las piezas diseñadas, los elementos de tornillería y todo el freno de disco.

Sólo se tendrá como coste de amortización el del ordenador requerido por el alumno para el diseño de piezas, ensamblaje de las mismas en el programa correspondiente y redacción de la presente memoria.

Para culminar con los costes materiales, se añadirá el valor de las licencias de los programas necesarios para el desarrollo del proyecto, y el coste de adquisición de todas las herramientas y utillajes que han sido requeridas en la fase de montaje.

También han de ser destacados los costes de la mano de obra. Para este proyecto en particular, se tendrán en cuenta los costes horarios del maestro de taller y del alumno, el cual se considera que contará con un nivel de experiencia profesional semejante al de un recién graduado en ingeniería mecánica.

Finalmente, al presupuesto base obtenido de la suma de la mano de obra y los materiales se le aplicará los porcentajes derivados de los gastos generales y el beneficio industrial, así como del IVA, siendo de un 15%, 8% y 21%, respectivamente.

La Tabla 4.2 muestra una recopilación de los costes materiales, de mano de obra, y el valor del presupuesto final una vez aplicados todos los porcentajes requeridos:

RESUMEN COSTES // PRESUPUESTO	
Costes materiales (piezas, programas, equipo, etc)	987,31 €
Mano de obra (alumnado, maestro de taller)	4.890,00 €
TOTAL (Material, Mano de obra, porcentajes aplicados)	8.747,19 €

Tabla 4.2. Tabla resumen de costes y presupuesto total.

5. Planificación Temporal

Este apartado comprende una redacción y recopilación de todas las tareas llevadas a cabo durante el desarrollo del presente proyecto. Para poder concretar mejor los periodos de tiempo destinados a cada tarea, el proyecto se encuentra dividido en diferentes fases.

Es de interés mencionar que la discrepancia entre fechas en los distintos apartados se debe a la temprana situación de inicio del proyecto por parte del alumno, así como la aparición de una crisis a gran escala, originada por una pandemia global (*COVID-19*).

En primer lugar se aborda la fase de documentación (Tabla 5.1). Esta etapa engloba el inicio del proyecto, y da comienzo el 3 de febrero de 2020. En ella se lleva a cabo una recopilación de toda la información previa, así como de la lectura y asimilación de los conocimientos necesarios para la futura elaboración del análisis y desarrollo de soluciones.

Esta fase parte de una primera puesta en contacto y reunión con el profesorado, en la que se establecen las pautas a seguir. También consta de otras dos reuniones para la obtención de documentación. Finaliza el 22 de junio de 2020, al completar el estudio de alternativas.

FASE DE DOCUMENTACIÓN	7 días	lun 03/02/20	lun 22/06/20
Contacto con el profesorado.	1 día	lun 03/02/20	lun 03/02/20
Reunión/visita al motor <i>Stirling</i> .	1 día	vie 07/02/20	vie 07/02/20
1º reunión de documentación previa.	1 día	mar 11/02/20	mar 11/02/20
2º reunión de documentación previa.	1 día	mié 11/03/20	mié 11/03/20
Estudio de alternativas.	3 días	mié 17/06/20	lun 22/06/20

Tabla 5.1. Fase de documentación.

Una vez terminado dicho estudio, el 20 de julio de 2020 comienza la fase de diseño, mostrada en la Tabla 5.2. Esta se compone de un amplio número de tareas, que abarca desde una primera búsqueda de piezas a través de catálogos online, hasta el envío de la orden de pedido de todas aquellas piezas necesarias, tanto diseñadas como seriadas. Aquellas tareas con una duración de 0 días se corresponden a hitos.

En esta fase destacan las dos visitas a *Automeres Picatto, SA* y a *Vayafaba Motos*, pues la elección de los componentes del freno de disco han sido bajo recomendación de trabajadores de estas empresas, expertas en el sector de la automoción.

FASE DE DISEÑO	61 días	lun 20/07/20	mié 30/06/21
Búsqueda de piezas en catálogos.	15 días	lun 20/07/20	lun 08/08/20
Contacto con Autormeres Picatto, SA.	1 día	jue 06/08/20	jue 06/08/20
Visita a Automeres Picatto, SA.	1 día	vie 07/08/20	vie 07/08/20
Contacto con Vayafaba Motos.	1 día	mié 12/08/20	mié 12/08/20
Visita a Vayafaba Motos.	1 día	jue 13/08/20	jue 13/08/20
Obtención del freno de disco.	1 día	lun 17/08/20	lun 17/08/20
Instalación de SolidWorks 2020.	3 días	mié 10/02/21	vie 12/02/21
Parametrización de las piezas del freno.	12 días	lun 15/02/21	vie 26/02/21
Diseño del eje de unión.	6 días	jue 18/03/21	mar 23/03/21
Diseño de soporte de pinza de freno.	8 días	lun 12/04/21	mar 20/04/21
1º modificación de plataforma soporte.	1 día	mar 20/04/21	mar 20/04/21
1º corrección del diseño actual.	0 días	vie 23/04/21	vie 23/04/21
Diseño de soporte de maneta de freno.	6 días	mié 05/05/21	mar 11/05/21
2º modificación de plataforma soporte.	1 día	mar 11/05/21	mar 11/05/21
Corrección final del diseño actual.	0 días	mié 12/05/21	mié 12/05/21
Elaboración de lista de tornillería necesaria.	2 días	jue 24/06/21	vie 25/06/21
Orden de pedido de piezas diseñadas y tornillería.	1 día	vie 25/06/21	vie 25/06/21
Reelección de listado por piezas en stock de tienda.	1 día	mié 30/06/21	mié 30/06/21

Tabla 5.2. Fase de diseño.

La última fase del proyecto corresponde a la del montaje. Comienza el 19 de julio de 2021 con la llegada de todas las piezas solicitadas y finaliza el 7 de septiembre de 2021 tras terminar de ensamblarlas todas.

Durante el desarrollo de esta parte, se han llevado a cabo todas aquellas tareas de desmontaje de la situación original del ensamblaje, posibles modificaciones de piezas o ubicaciones de las mismas y recolocación de todo el conjunto, así como de las comprobaciones necesarias que aseguraran la integridad y el futuro correcto funcionamiento de la instalación.

En la Tabla 5.3 se presenta el listado de todas las tareas e hitos implicados en el proceso.

FASE DE MONTAJE	6 días	jue 19/07/21	mar 07/09/21
Llegada de piezas al laboratorio.	1 día	lun 19/07/21	lun 19/07/21
Comprobación de llegada de todas las piezas.	0 días	mié 21/07/21	mié 21/07/21
Subensamblajes y desmontaje del sistema original.	1 día	mié 21/07/21	mié 21/07/21
Primera comprobación y corrección de posibles errores.	0 días	mié 21/07/21	mié 21/07/21
Primera sesión de montaje.	2 días	jue 22/07/21	vie 23/07/21
Segunda comprobación y corrección de posibles errores.	0 días	vie 23/07/21	vie 23/07/21
Última sesión de montaje.	2 días	lun 06/09/21	mar 07/09/21
Tercera comprobación y prueba de funcionamiento.	0 días	mar 07/09/21	mar 07/09/21

Tabla 5.3. Fase de montaje.

Se debe mencionar que la memoria ha sido redactada de forma paralela a la ejecución del proyecto conforme se ha ido avanzando, de modo que no puede incluirse en una fase concreta. No obstante, la duración estimada se recoge en 108 días.

Finalmente, tras haber establecido y calculado todos los tiempos destinados al diseño, elaboración, ensamblaje y redacción del trabajo, se obtiene el cómputo global en horas, mostrado en la Tabla 5.4.

Es de interés destacar que se ha estimado un tiempo diario promedio de trabajo de 3 horas dedicado al proyecto. No obstante, estos aspectos se detallan con mayor precisión en el apartado “Evaluación económica”.

COMIENZO	FIN	
lun 03/02/20	mar 07/09/21	
DURACIÓN (días naturales)	TIEMPO DE TRABAJO (días)	TIEMPO DE TRABAJO (horas)
536 días	74 días	222 horas

Tabla 5.4. Compuo total de horas de trabajo.

6. Conclusiones finales

Fruto de todo lo mencionado en el apartado 2.1, resulta interesante una profundización en las posibilidades de los motores de ciclo *Stirling*, pues ha quedado demostrada su gran utilidad en numerosas aplicaciones, dada la amplia variedad de modos de funcionamiento, así como su versatilidad para funcionar en modo motor o en modo máquina inversa.

Pese a que se trata de un movimiento emergente, la implantación y optimización de las fuentes de energía renovables podrá dar cabida a estos motores en aplicaciones competentes, pues no sería la primera vez que el motor *Stirling* vuelve a ganar popularidad debido a un avance tecnológico. No obstante, el avance de esta tendencia de transición se verá ampliamente afectado por el nivel de sensibilización, tanto de empresas como de particulares, por reducir el número de emisiones nocivas a la atmósfera. Es por ello que resulta necesaria la cooperación de todos los organismos competentes en el tema, a través de campañas de concienciación o leyes para la reducción del consumo de fuentes de energía fósiles.

Por otro lado, el diseño y montaje de la solución escogida han podido ser eventualmente completados. No obstante, a lo largo del desarrollo de cada una de las fases han ido surgiendo nuevas complicaciones y retos.

El mayor de los inconvenientes a superar ha sido la repentina imposición de la pandemia a escala global originada por la enfermedad *COVID-19*. Esta ha causado fallas, tales como la imposibilitación de reuniones presenciales, quedando reducidas a la vía telemática, donde dependiendo de la naturaleza del tema a debatir, la comunicación podía verse dificultada.

También han de ser mencionadas las diferencias presentes entre la disposición de piezas en el diseño 3D y el montaje final. De forma casi exclusiva, estas modificaciones se recogen en el cambio de localización del sistema de accionamiento de freno, y en la variación de la forma final de la pieza soporte de la pinza de freno para facilitar su acople, observable entre la Figura 4.17 y la Figura 4.30.

Por lo expuesto ahora y en el apartado 4.4, resultaría de gran interés fomentar, bajo supervisión, la participación del alumnado en la realización de operaciones de mecanizado y montaje, con el fin de permitir una mejor comprensión de las diferencias existentes entre un diseño teórico y su construcción real. Esto también otorgaría experiencia de cara a solventar posibles inconvenientes derivados de dichas diferencias.

Para finalizar, pese a que se encuentra fuera del objetivo del presente proyecto, queda pendiente la realización de los ensayos de potencia a distintas velocidades para obtener las curvas de potencia del motor *Stirling*, pudiendo así caracterizarlo debidamente.

7. Referencias

360bs, 2020. *360bs*. [En línea]

Disponible en: <https://www.360bs.net/tienda/frenos-y-herramientas/maneta-freno-odyssey-monolever-medium/>

[Último acceso: 27 julio 2020].

Aguilera, J. y otros, 2009. *Prácticas de termodinámica*, Oviedo: Ediciones de la Universidad de Oviedo.

Alamy, 2019. *Alamy Vector*. [En línea]

Disponible en: <https://www.alamy.es/sistema-de-frenos-de-automotores-que-utilizan-tecnologia-de-campo-electromagnetico-no-utiliza-presion-a-las-pastillas-de-freno-en-ruedas-de-disco-image245017924.html?pv=1&stamp=2&imageid=283B5C1B-6736-4C5D-85C7-4F2B76605FE2&p=341230&n>

[Último acceso: 26 abril 2021].

Autonoción, 2015. *Autonoción*. [En línea]

Disponible en: <https://www.autonocion.com/frenos-disco-tambor-componentes-tipos-funcionamiento/>

[Último acceso: 26 abril 2021].

BP, 2019. *British Petroleum Statistical Review of World Energy*, s.l.: s.n.

Callejón, C., 2018. *Prezi (Freno electromagnético)*. [En línea]

Disponible en: <https://prezi.com/vry6ko8by0hm/freno-electromagnetico/>

[Último acceso: 1 agosto 2020].

Celis, J. A., 2017. *ACOPLAMIENTO DE MOTOR STIRLING A CALDERA DE BIOMASA*, Gijón: s.n.

Cuaderno del ingeniero, 2016. *Cuaderno del ingeniero*. [En línea]

Disponible en: <https://cuadernodelingeniero.wordpress.com/2016/04/21/los-motores-stirling/>

[Último acceso: 21 agosto 2020].

Duato, A., 2016. *Blog SEAS*. [En línea]
Disponible en: https://www.seas.es/blog/disenio_mecanico/tipos-de-motor-stirling/
[Último acceso: 15 junio 2021].

Fernández Rico, J. E. y otros, 2010. *Elementos de Máquinas. Teoría y Problemas*. Asturias: Servicio de publicaciones de la Universidad de Oviedo.

Ferrer, Á., 2015. *Frenos de disco y de tambor: tipos, componentes y funcionamiento (autonocion.com)*. [En línea]
Disponible en: <https://www.autonocion.com/frenos-disco-tambor-componentes-tipos-funcionamiento/>
[Último acceso: 3 agosto 2020].

Girling, 2020. *Girling*. [En línea]
Disponible en: <https://www.girlingauto.com/es/productos/discos-de-freno/>
[Último acceso: 27 julio 2020].

Kaloc, J., 2020. *We Love Cycling*. [En línea]
Disponible en: <https://www.welovecycling.com/es/2020/03/20/vatios-mueven-ciclistas-profesionales/>
[Último acceso: 19 agosto 2020].

LeV, 2020. *Lubricantes en Venezuela*. [En línea]
Disponible en: <https://www.lubricantesenvenezuela.com/pastillas-de-freno/>
[Último acceso: 27 julio 2020].

Menna, 2016. *Como-Funciona*. [En línea]
Disponible en: <https://como-funciona.co/un-disco-de-frenos/>
[Último acceso: 25 julio 2020].

OCU, 2018. *OCU Inmobiliario*. [En línea]
Disponible en: <https://www.ocu.org/vivienda-y-energia/energia-renovable/noticias/microgeneracion-domestica>
[Último acceso: 30 abril 2021].

[tambor.html](#)

[Último acceso: 21 junio 2020].



UNIVERSIDAD DE OVIEDO
Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón



Área de Máquinas y Motores Térmicos

PLANOS

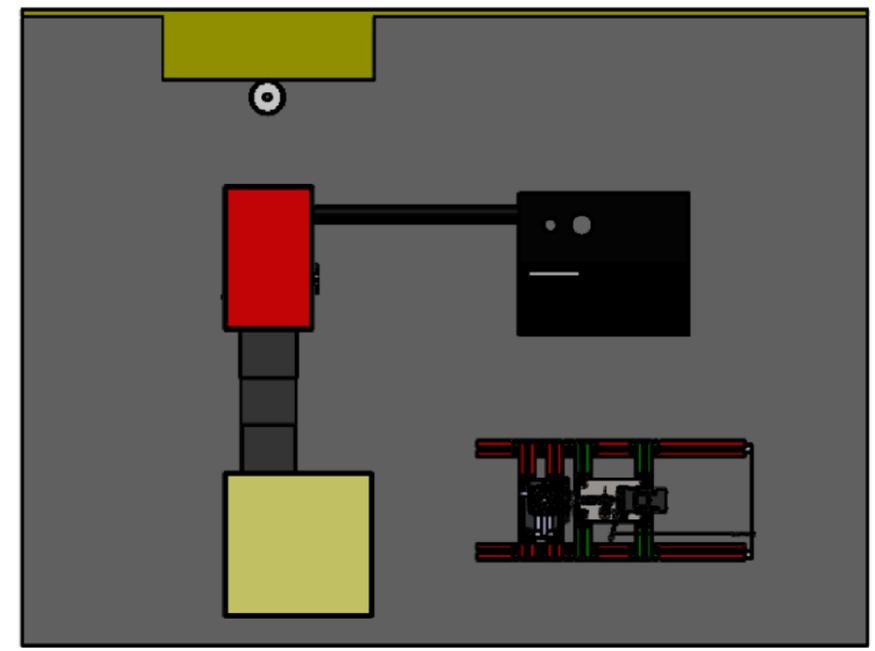
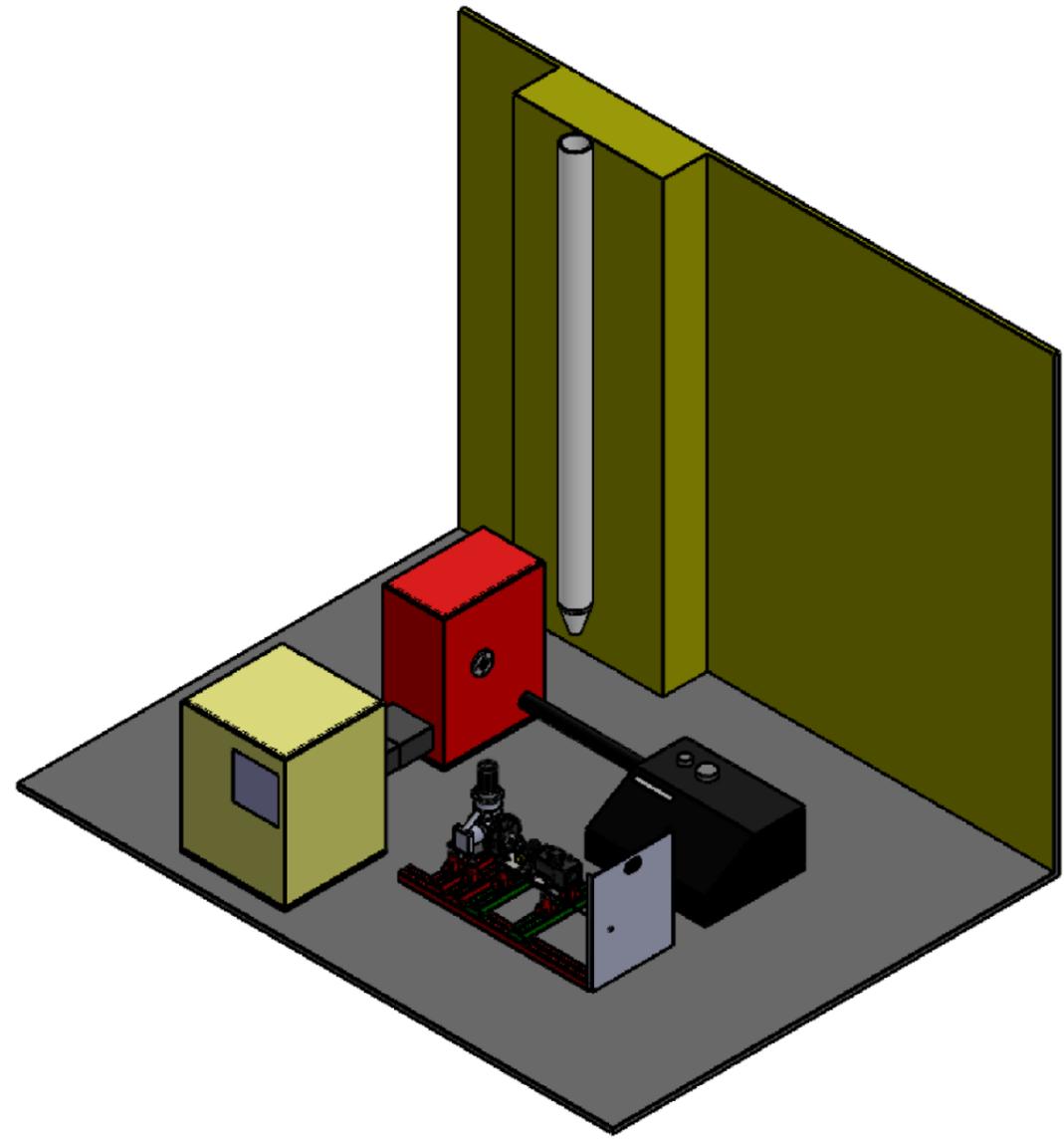
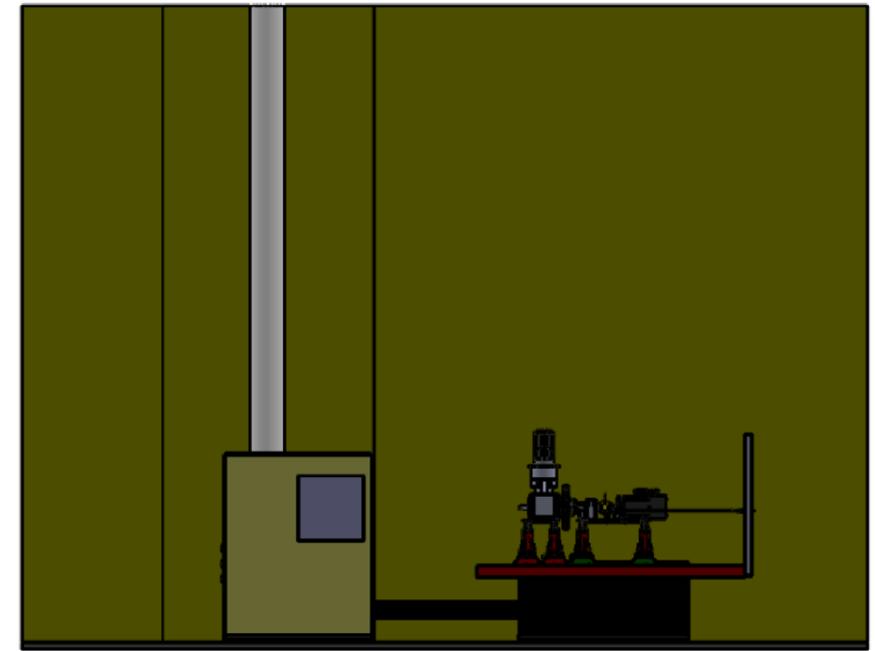
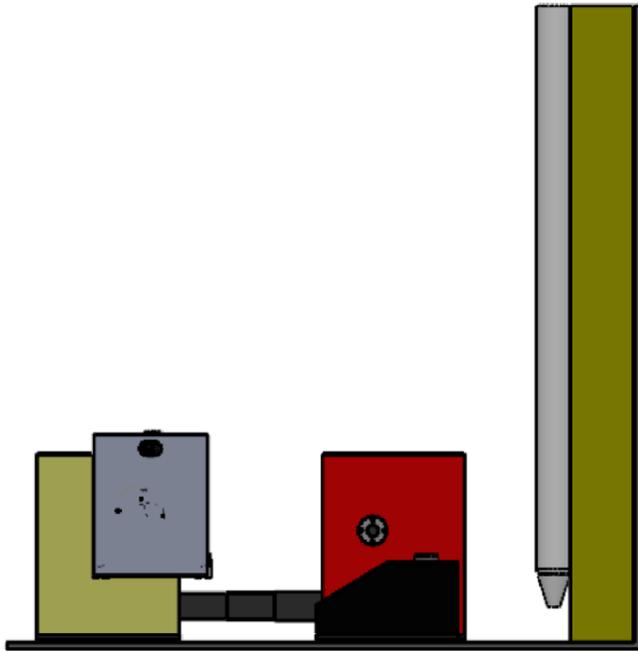
Diseño del sistema de frenado para el banco de pruebas de motores del proyecto

TRIBIONOR

Índice de planos

- 00. Instalación general modificada (elaboración propia con base en Celis, 2017).
- 01.03. Plataforma soporte generador modificada (elaboración propia con base en Celis, 2017).
- 01.04.01. Soporte aparamenta eléctrica modificada (elaboración propia con base en Celis, 2017).
- 06. Sistema de frenado.
 - 06.01. Soporte pinza de freno.
 - 06.02. Eje de unión.
- 07. Sistema de accionamiento.
 - 07.01. Soporte manilla accionadora.

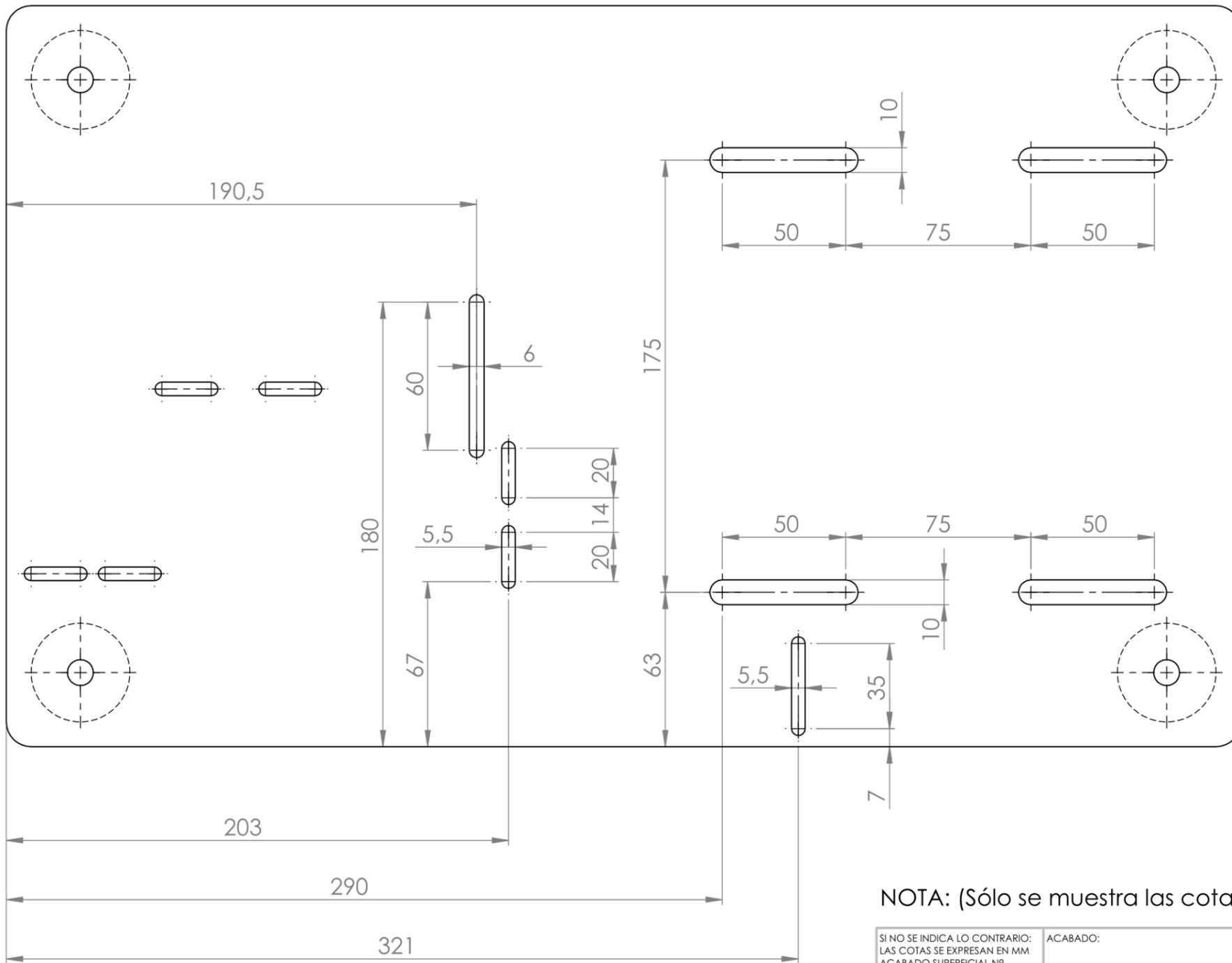
Nº	Pieza	Descripción	Cant.
1	Caldera de biomasa	Comercial	1
2	Silo de biomasa	Comercial	1
3	Contenedor de cenizas	Comercial	1
4	Banco de ensayos	0.01	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL Nº TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TITLE:		
DIBUJ. Alberto Carcedo		18/05/2021	Instalación General		
VERIF. David García		23/05/2021	Nº DE DIBUJO	00	A3
APROB.			ESCALA:1:100	HOJA 1 DE 1	



espesor: 10 mm

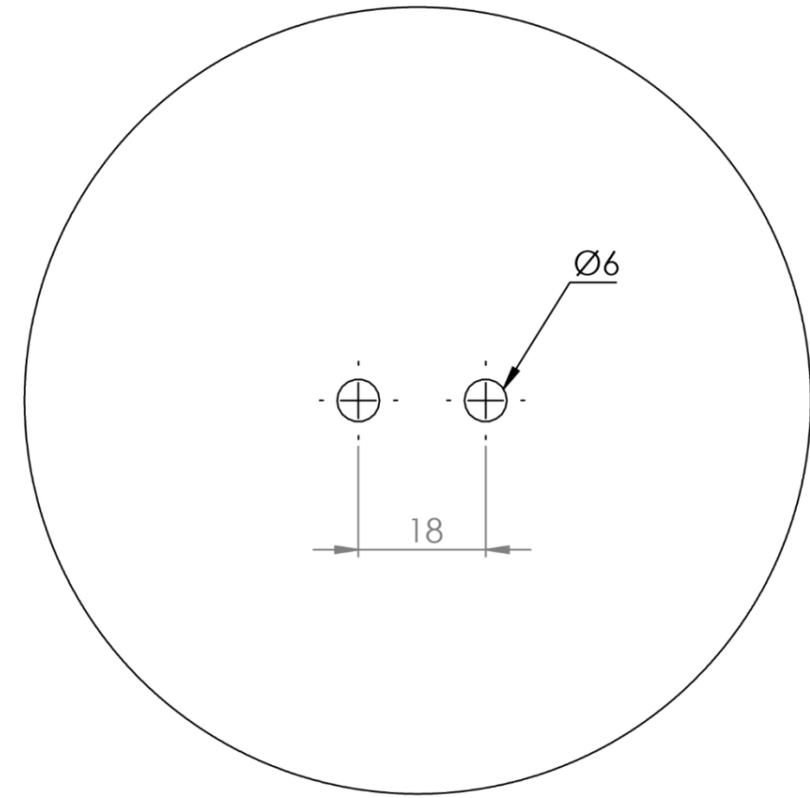
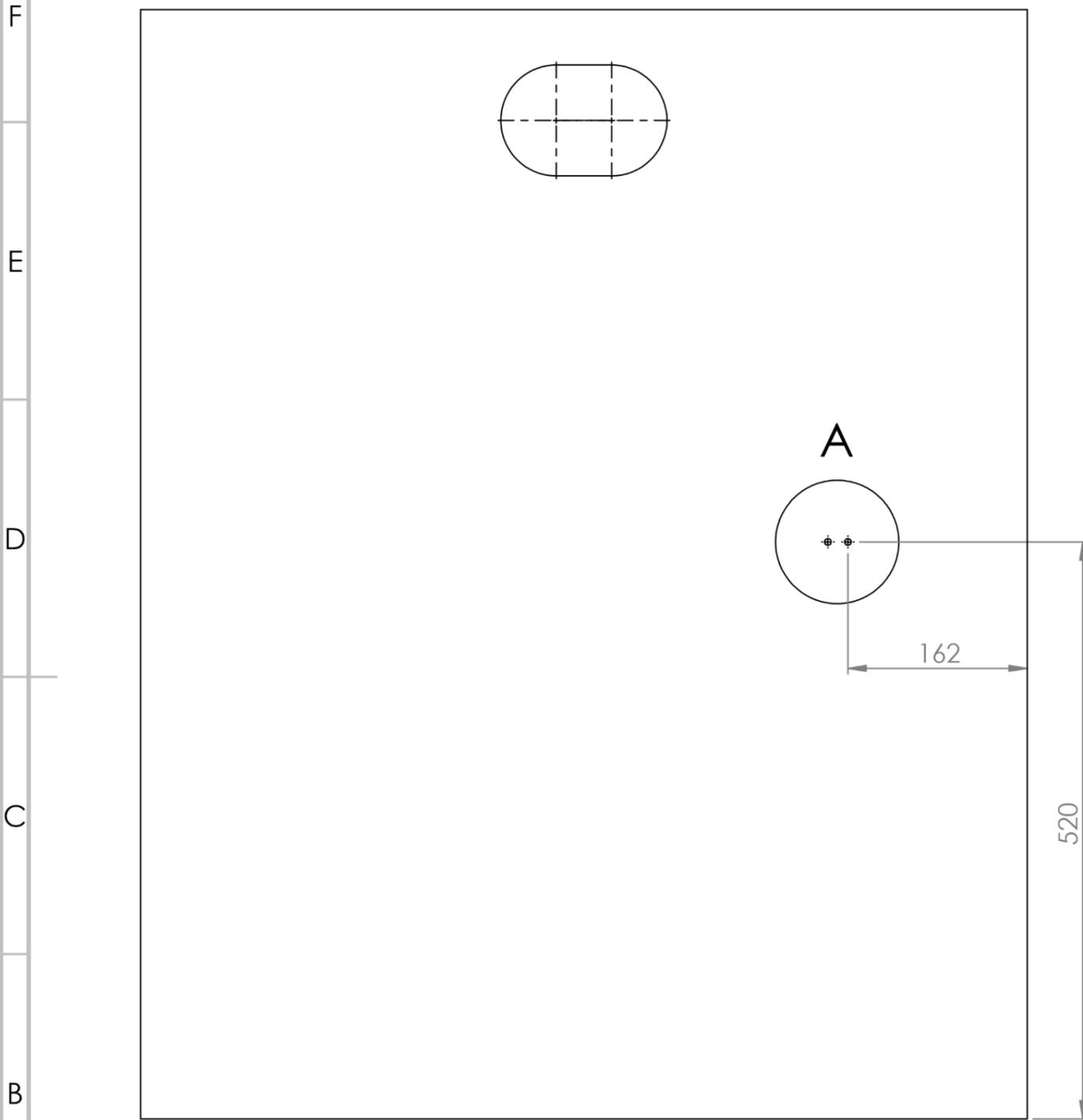


NOTA: (Sólo se muestra las cotas de las partes que se modifica)

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL Nº TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: Plataforma Soporte Generador modificada		
DIBUJ. Alberto Carcedo		12/05/2021	Nº DE DIBUJO 01.03		
VERIF. David García		15/05/2021	A3		
APROB.			ESCALA:1:5		
			MATERIAL: Acero estructural 10044 (S275JR)	HOJA 1 DE 1	

8 7 6 5 4 3 2 1

Espesor: 5mm



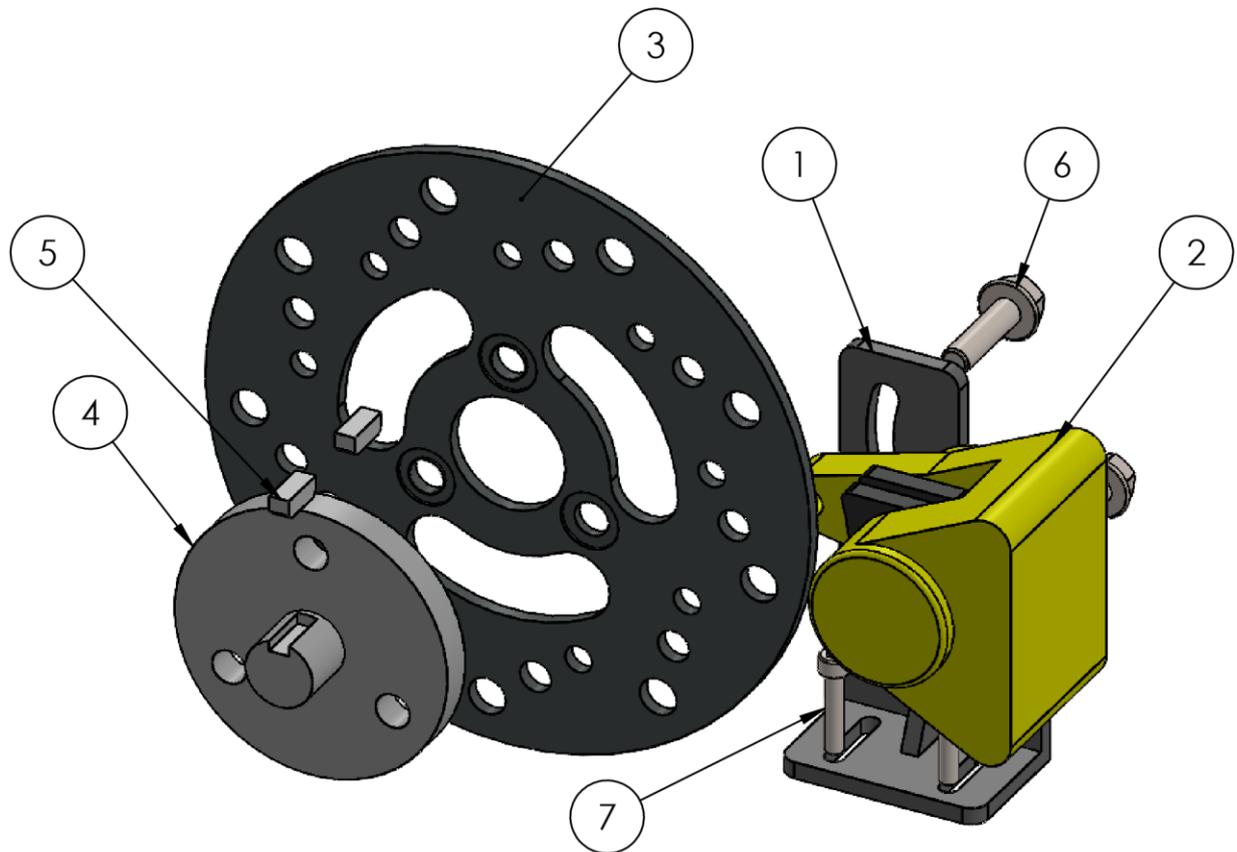
DETALLE A
ESCALA 1:1

NOTA: Sólo se acota las partes que se modifica

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL N9 TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO			
DIBUJ.: Alberto Carcedo		09/05/2021	Soporte apartamento eléctrica modificada			
VERIF.: David García		15/05/2021	Nº DE DIBUJO			
APROB.:			01.04.01			
EPI Universidad de Oviedo			MATERIAL: Acero estructural 10044 (S275JR)	ESCALA:1:5		
			HOJA 1 DE 1			

8 7 6 5 4 3 2 1

Nº	Pieza	Descripción	Cant.
1	Soporte pinza freno	06.01	1
2	Pinza freno	Comercial	1
3	Disco freno	Comercial	1
4	Eje disco freno	06.02	1
5	Chaveta 6x6x15	Comercial	2
6	Tornillo M8x30	Comercial	2
7	Tornillo M5x25	Comercial	2



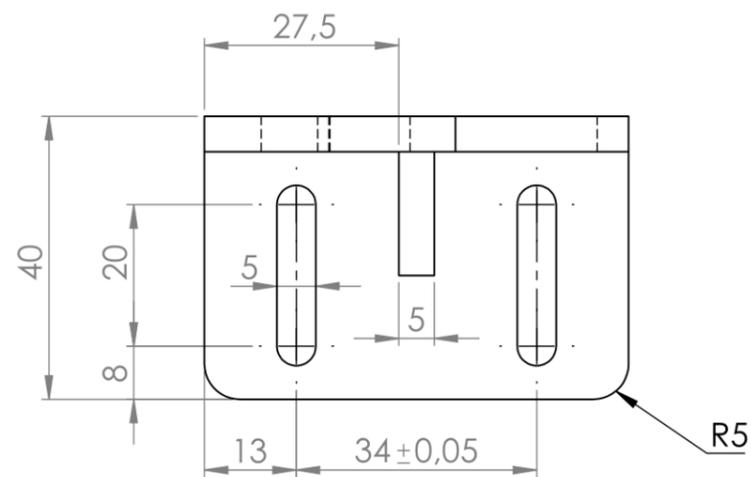
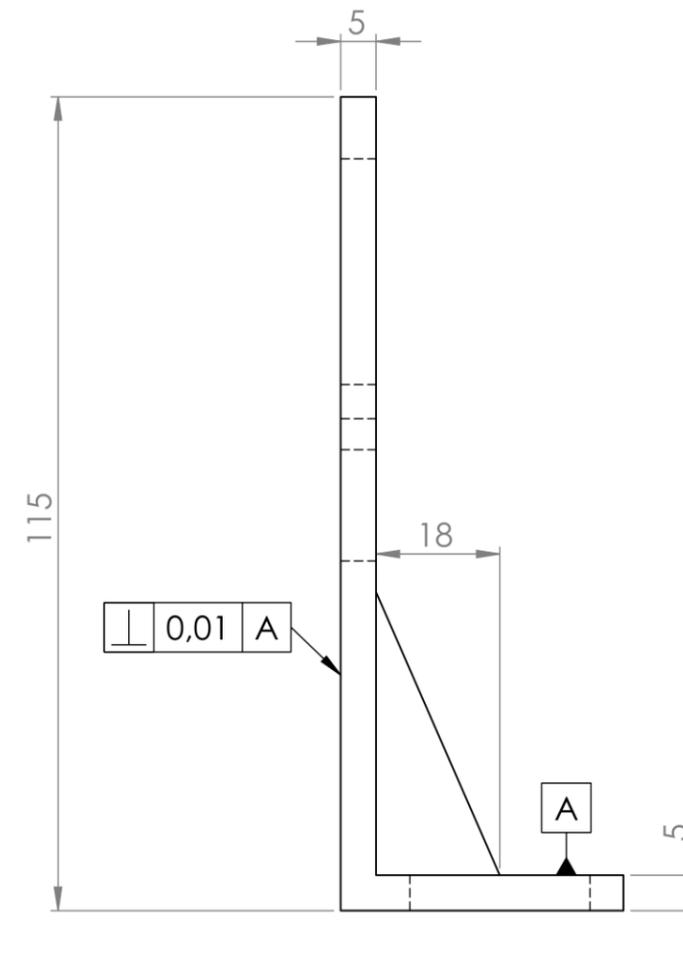
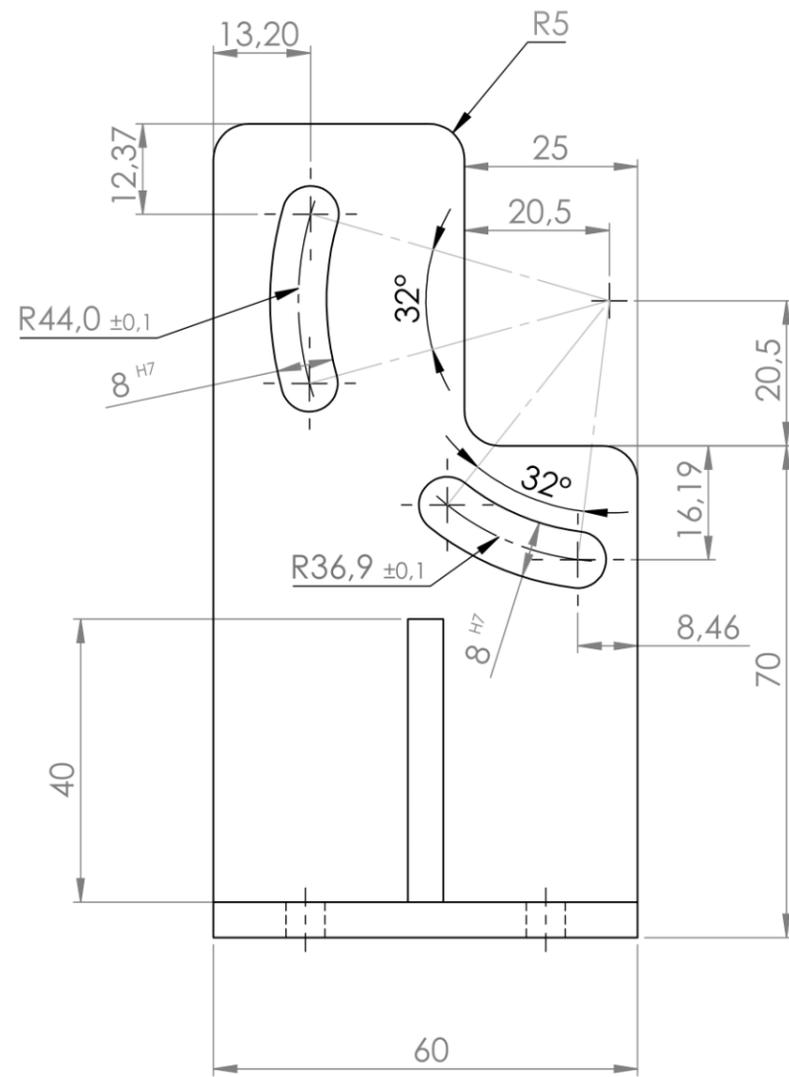
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL N9 TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
---	----------	---------------------------------------	---------------------	----------

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Alberto Carcedo		19/04/2021
VERIF.	David García		20/04/2021
APROB.			

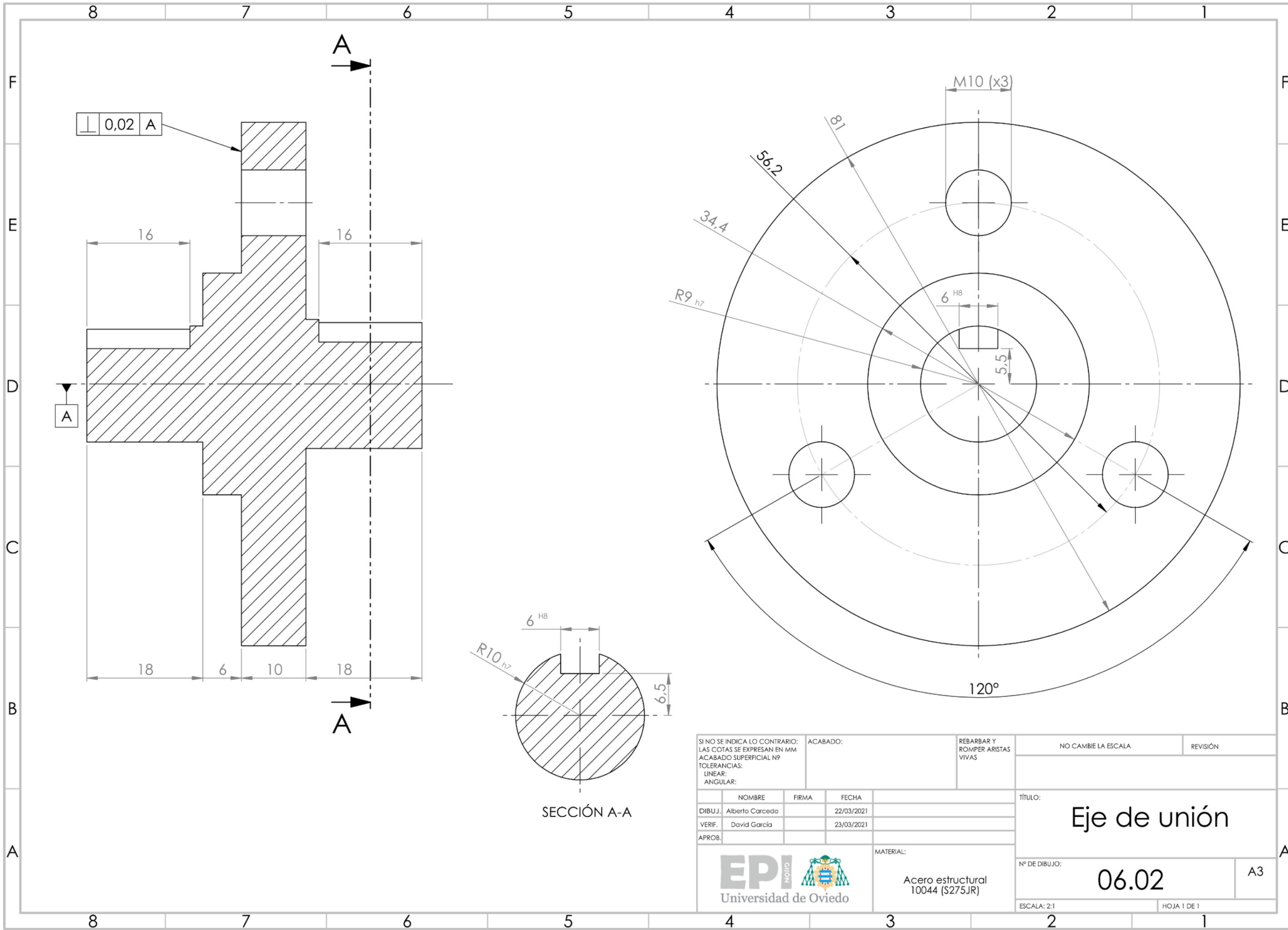
TÍTULO: <h1>Sistema de frenado</h1>	
Nº DE DIBUJO: <h1>06</h1>	A4
ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1

EPI GION
Universidad de Oviedo

MATERIAL:

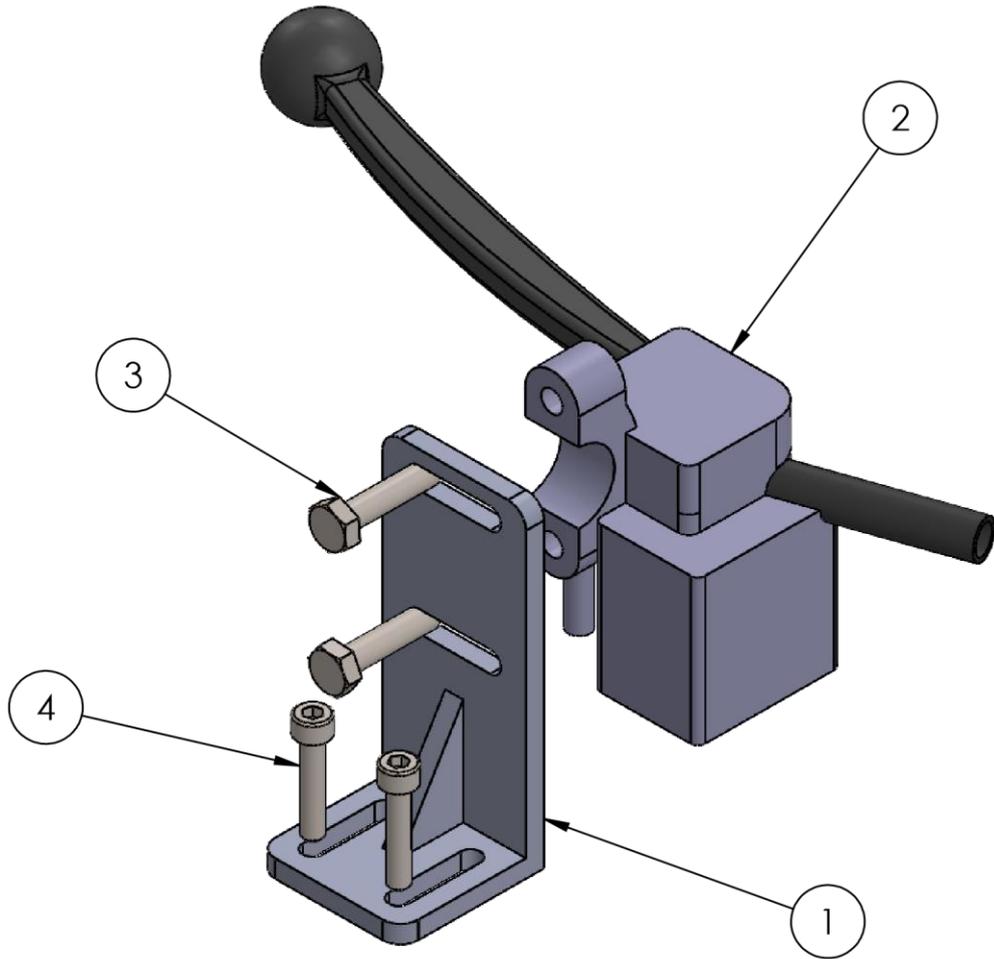


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL N9 TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. Alberto Carcedo			FIRMA	FECHA 18/04/2021	TÍTULO: Soporte pinza de freno	
VERIF. David Garcia				20/04/2021	Nº DE DIBUJO 06.01	
APROB.					A3	
				MATERIAL: Acero estructural 10044 (S275JR)	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL N9 TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: Eje de unión			
DIBUJ. Alberto Carcedo		22/03/2021	Nº DE DIBUJO: 06.02			
VERIF. David García		23/03/2021	A3			
APROB.			ESCALA: 2:1			
			MATERIAL: Acero estructural 10044 (S275JR)	HOJA 1 DE 1		

Nº	Pieza	Descripción	Cant.
1	Soporte manilla freno	07.01	1
2	Manilla freno	07.02	1
3	Tornillo M6x25	Comercial	2
4	Tornillo M5x25	Comercial	2



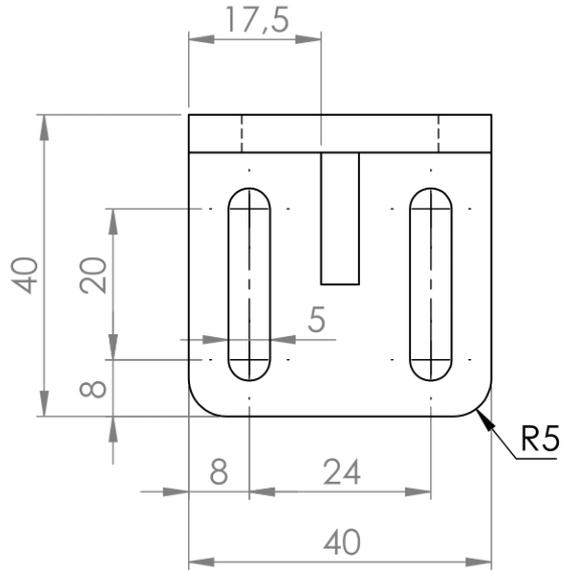
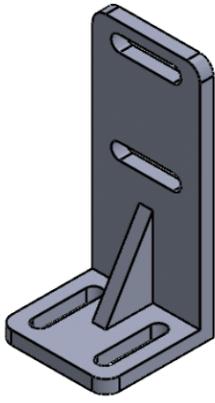
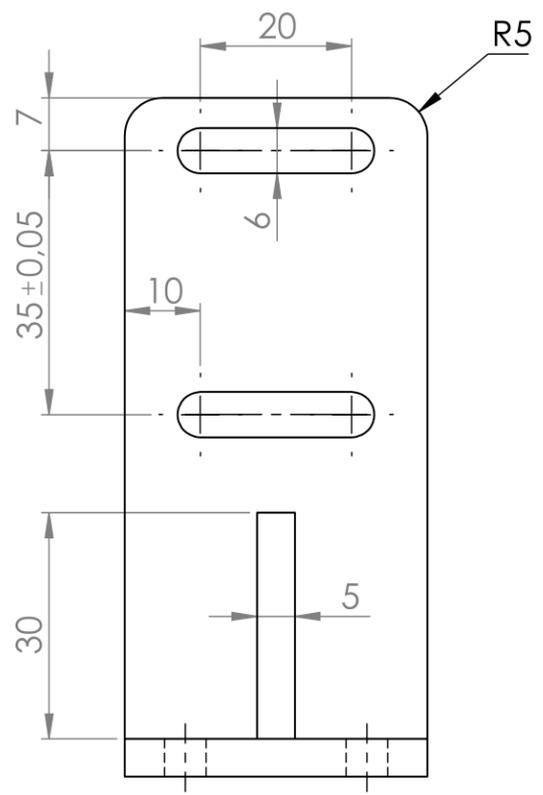
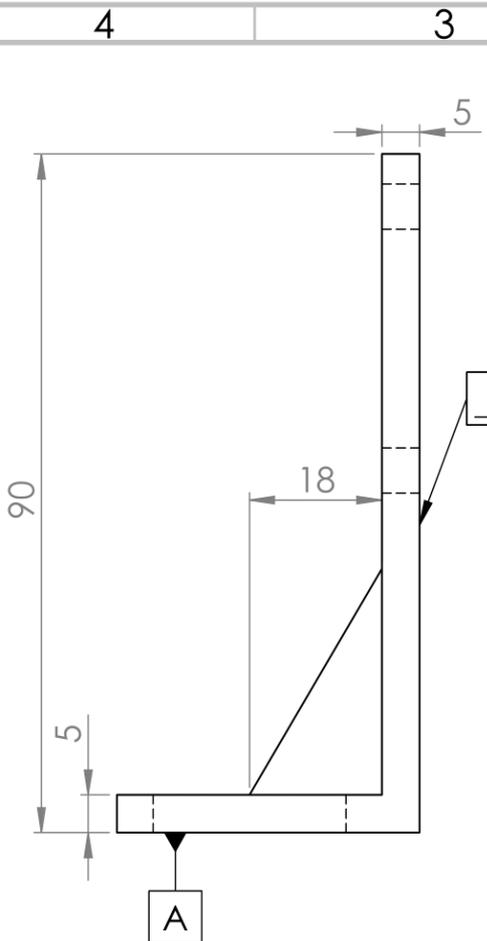
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL N9 TOLERANCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Alberto Carcedo		11/05/2021
VERIF.	David García		15/05/2021
APROB.			

TÍTULO:	<h1>Sistema de accionamiento</h1>	
Nº DE DIBUJO:	07	A4
ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1



MATERIAL:



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL N°9
TOLERANCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Alberto Carcedo		05/05/2021
VERIF.	David García		15/05/2021
APROB.			

TÍTULO:
**Soporte Manilla
Accionadora**



MATERIAL:
Acero estructural
10044 (S275JR)

N° DE DIBUJO
07.01

ESCALA:1:1

HOJA 1 DE 1

A4



UNIVERSIDAD DE OVIEDO
Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón

Área de Máquinas y Motores Térmicos

PRESUPUESTO

Diseño del sistema de frenado para el banco de pruebas de motores del proyecto

TRIBIONOR

8. Evaluación económica

El cálculo del coste de la realización del proyecto se llevará a cabo atendiendo a dos líneas presupuestarias principales, recursos materiales y costes de mano de obra. Además, con objeto de realizar una estimación del coste de elaboración y ensamblaje del freno, se atenderá a tres aspectos esenciales en el valor final del presupuesto:

- Se considerará una jornada laboral dedicada al proyecto de 3 horas diarias de promedio.
- Dicha jornada laboral comprenderá los 7 días de la semana.
- Salvo para la fase de montaje, no se harán excepciones en ningún tipo de festivo, ni regional, ni nacional. Para el montaje se respeta el mes de agosto, pues se imposibilita la supervisión del alumno para la ejecución de las tareas.

8.1 COSTE DE MATERIALES

Los costes materiales (ver Tabla 8.3) se componen de los relativos a la adquisición de las piezas del freno de disco, la tornillería necesaria, piezas auxiliares (tensor de cable, sujetacables, etc.), coste de fabricación de las piezas diseñadas, y coste de las herramientas destinadas al montaje. En la Tabla 8.1 se muestra un desglose de todos los costes referentes a las piezas adquiridas y diseñadas.

No obstante, también se incluirán gastos referentes a la amortización de los equipos utilizados para la consecución del objetivo (Tabla 8.2). Para el presente proyecto, se ha empleado exclusivamente un ordenador portátil.

Por otro lado, los costes destinados al consumo energético requerido por todos los equipos involucrados, así como toda la papelería y material usado, y el internet empleado para la comunicación entre alumno y profesorado, han sido incluidos en los gastos generales, representados en la Tabla 8.6.

Es necesario destacar que pese a que el taller ha recibido los planos vía email, los costes de impresión de los planos de conjunto y detalle también se han incluido en los gastos

generales, pues se ha precisado de la impresión de al menos una copia de cada para la revisión de estos por parte del tutor.

COSTES DE ADQUISICIÓN Y FABRICACIÓN	
Piezas freno de disco	50,00 €
Tornillos, arandelas y tuercas	20,00 €
Cable	14,00 €
Tensor de cable	6,00 €
Sujetacables	1,25 €
Abrazaderas de cable	1,75 €
Acoplamiento <i>Lovejoy</i> L075	22,00 €
Soporte de maneta	65,00 €
Soporte de pinza de freno	65,00 €
Eje de unión	75,00 €
Chavetas	1,00 €
Impresión de planos	12,00 €
TOTAL	333,00 €

Tabla 8.1. Costes de adquisición y fabricación.

COSTES DE AMORTIZACIÓN DE EQUIPO			
	Coste de adquisición (€)	Tiempo de amortización (años)	Coste de amortización (€)
Ordenador	1050,00	5	210,00 €
TOTAL			210,00 €

Tabla 8.2. Costes de amortización de equipo.

COSTES DE MATERIALES	
Adquisición // fabricación de piezas	333,00 €
Amortización de equipos	210,00 €
Herramientas // utillaje para el montaje	270,16 €
Software (Office Hogar y Estudiantes, SolidWorks 2020)	186,15 €
TOTAL	999,31 €

Tabla 8.3. Costes de materiales.

8.2 COSTES HUMANOS

El coste de la mano de obra (ver Tabla 8.4) abarca el computo de horas destinadas por el alumno durante las fases de diseño, desarrollo y redacción del proyecto.

Se expresa que el nivel profesional del alumno se considera equivalente al de un recién graduado en ingeniería mecánica, de modo que se estimará un coste horario de 20 €/h.

Como se ha mostrado en la Tabla 5.4, el cómputo total de horas dedicadas es de 222 horas por parte del alumno. Adicionalmente, se han requerido de 18 horas en la fase de montaje por parte del maestro de taller. Además, al inicio del apartado 8 se determina una cantidad de 3 horas diarias de promedio para todo el personal.

COSTE DE LA MANO DE OBRA			
	Coste horario (€/h)	Tiempo (horas)	Coste total (€)
Alumno de ingeniería	20,00	222	4.440,00 €
Maestro de taller	25,00	18	450,00 €
TOTAL			4.890,00 €

Tabla 8.4. Costes de la mano de obra.

8.3 PRESUPUESTO FINAL

La Tabla 8.5 conforma el presupuesto base al juntar mano de obra y costes materiales.

Por otro lado, la primera mitad de la Tabla 8.6 expone el valor del presupuesto base, junto al incremento derivado de la inclusión de gastos generales y beneficio industrial. Estas dos adiciones se estiman en un 15% y un 8% del presupuesto base, respectivamente.

Finalmente, en la segunda mitad de la Tabla 8.6 se aplica el IVA sobre el valor obtenido y se obtiene la cuantía del presupuesto total.

PRESUPUESTO BASE	
Costes materiales	999,31 €
Mano de obra	4.890,00 €
TOTAL	5.889,31 €

Tabla 8.5. Presupuesto base.

PRESUPUESTO TOTAL (SIN IVA)	
Presupuesto base	5.889,31 €
Gastos generales (15%)	883,40 €
Beneficio industrial (8%)	471,14 €
PRESUPUESTO TOTAL	
Presupuesto (sin IVA)	7.243,85 €
IVA (21%)	1.521,21 €
TOTAL	8.765,06 €

Tabla 8.6. Presupuesto total.

El presupuesto final del proyecto asciende a un valor de ocho mil setecientos sesenta y cinco euros con seis céntimos.

La Felguera, 7 de septiembre de 2021.

Fdo. Alberto Carcedo Martínez