

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

Diseño de un banco de pruebas de fatiga para engranajes impresos en 3D

INGE-2311

**Proyecto Integrador**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero en Mecatrónica**

Presentado por:

Neisser Jussed Dávila Paredes

Pablo Alejandro Guerra Game

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

## Dedicatoria

---

Es un honor poder dedicar este documento a las personas que han estado a mi lado apoyándome desde siempre, siendo mi fuente de inspiración y la luz que guía mis pasos. Quiero dedicar este trabajo a mi madre y a mi padre, así como a mis hermanos, que son las personas por las cuales intento mejor cada día. Agradezco a mis amigos, los cuales me han ayudado dentro y fuera de la carrera a sobrellevar esta etapa de mi vida.

**Neisser Dávila**

## Dedicatoria

---

Me complace poder dedicar este documento a mi amada familia, cuyo apoyo inquebrantable ha sido mi mayor fortaleza. A Dios, fuente de inspiración y guía en cada paso de este camino. A mis valiosos compañeros, cuya colaboración y aliento han hecho posible este logro. Este proyecto lleva consigo el amor, la fe y el esfuerzo compartido de quienes siempre han estado a mi lado.

**Alejandro Guerra**

## Agradecimientos

---

Mi más sincero agradecimiento principalmente a mis padres: Neiser Dávila y Ana María Paredes, así como a mis hermanos, Josue y Jarely por su amor y apoyo, ya que sin ellos este logro no podría ser posible. A Dios por darme la fortaleza para seguir adelante. A mis amigos, especialmente a mi compañero de tesis Pablo Guerra quien me ha acompañado durante toda la carrera, estando presente en los momentos difíciles, así como en los felices. Por último, agradezco al Ph.D. Carlos Saldarriaga, al M.Sc. Bryan Puruncajas y al M.Sc. Efraín Terán, profesionales que brindaron su apoyo y conocimiento para poder culminar con éxito este proyecto.

**Neisser Dávila**

## Agradecimientos

---

Quisiera extender mi más sincero agradecimiento a mi amada familia, cuyo apoyo constante y amor incondicional han sido mi mayor motivación. Agradezco a Dios por iluminar mi camino y otorgarme la fuerza necesaria para superar cada desafío. A mi querido compañero de proyecto Neisser Dávila le agradezco por su dedicación; este logro no habría sido posible sin su arduo trabajo y compromiso. Finalmente, deseo expresar mi agradecimiento al Ph.D. Carlos Saldarriaga, al M.Sc. Bryan Puruncajas y al M.Sc. Efraín Terán por su invaluable respaldo y expertise, que fueron fundamentales para la conclusión exitosa de este proyecto.

**Alejandro Guerra**

## Declaración Expresa

---

Nosotros, Neisser Jussed Dávila Paredes y Pablo Alejandro Guerra Game acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 29 de enero del 2024.



---

Neisser Jussed Dávila Paredes



---

Pablo Alejandro Guerra Game

## **Evaluadores**

---

**Carlos Saldarriaga, Ph.D.**

Profesor de Materia

---

**Bryan Puruncajas, M.Sc.**

Tutor de proyecto

## Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo principal diseñar y probar el funcionamiento de un banco de pruebas de fatiga para engranajes impresos en 3D. Dado el avance de la tecnología de impresión 3D, se busca evaluar la viabilidad de esta nueva técnica de manufactura al simular las condiciones de trabajo en engranajes. Hoy en día, no se cuenta con suficiente información que garantice su correcto funcionamiento en la industria. En la fase de desarrollo, se adoptaron materiales resistentes y técnicas avanzadas, como el análisis de elementos finitos, para asegurar un diseño mecánico robusto. La implementación de un sistema de control de velocidad de tipo ON/OFF y un freno Prony garantizaron mediciones precisas y un control manual del torque, mientras que la detección de la ruptura del diente fue mediante vibraciones. Los resultados preliminares muestran un diseño resistente a las cargas de trabajo, un prototipo como prueba de concepto, una respuesta eficiente del controlador de velocidad y la detección exitosa de fracturas en engranajes. En suma, este proyecto se presenta como una iniciativa pionera para abordar la falta de información sustancial, aprovechando los avances en la fabricación aditiva para evaluar y mejorar el rendimiento de los engranajes bajo condiciones realistas.

**Palabras clave:** impresión 3D, engranajes, manufactura aditiva, freno prony, fallo por fatiga.



## Abstract

*The main objective of the present project is to design and test the operation of a fatigue test bench for 3D-printed gears. Given the advancement of 3D printing technology, the aim is to assess the viability of this new manufacturing technique by simulating working conditions on gears. Currently, there is insufficient information to guarantee their proper functioning in industry. In the development phase, durable materials, and advanced techniques such as finite element analysis were adopted to ensure a robust mechanical design. The implementation of an ON/OFF type speed control system and a Prony brake ensured precise measurements and manual torque control, while tooth breakage detection was done through vibrations. Preliminary results show a design resistant to workloads, a prototype as a proof of concept, efficient response from the speed controller, and successful detection of gear fractures. In summary, this project is presented as a pioneering initiative to address the lack of substantial information, leveraging advances in additive manufacturing to evaluate and enhance gear performance under realistic conditions.*

*Keywords: 3D printing, gears, additive manufacturing, prony brake, fatigue failure.*

## Índice general

Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	V
Simbología.....	VI
Índice de figuras.....	VII
Índice de tablas.....	X
Índice de planos.....	XI
Capítulo 1.....	1
1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del problema.....	4
1.3 Justificación del problema.....	5
1.4 Objetivos.....	6
1.4.1 Objetivo general.....	6
1.4.2 Objetivos específicos.....	6
1.5 Marco teórico.....	6
1.5.1 Manufactura de engranajes.....	6
1.5.2 Manufactura aditiva.....	9
1.5.3 Fatiga de materiales.....	11
1.5.4 Cargas y esfuerzos cíclicos de engranajes.....	12
1.5.5 Estado de arte.....	12
Capítulo 2.....	15
2.1 Metodología.....	16
2.1.1 Selección de alternativa.....	16
2.2 Proceso de diseño.....	19
2.2.1 Requerimientos del diseño.....	21

2.2.2 Selección del motor.....	21
2.2.3 Diseño de ejes .....	22
2.2.4 Diseño del freno .....	28
2.2.5 Diseño de soporte de ejes.....	32
2.2.6 Diseño de estructura base.....	33
2.3 Diseño del sistema de control.....	34
2.3.1 Diagrama de programación del controlador.....	35
2.3.1 Control de velocidad .....	37
Capítulo 3.....	39
3.1 Resultados y análisis.....	40
3.1.1 Motor seleccionado .....	40
3.1.2 Eje maestro.....	40
3.1.3 Eje secundario .....	41
3.1.4 Freno Prony .....	43
3.1.5 Banco de pruebas .....	45
3.1.6 Prueba de concepto del banco de pruebas.....	48
3.1.7 Sistema de control de velocidad y medición.....	49
3.1.8 Prueba de concepto - Control de velocidad.....	51
3.1.9 Prueba de concepto - Control del sistema de medición y detección de fallo .....	60
3.2 Análisis de costes .....	62
Capítulo 4.....	64
4.1 Conclusiones y recomendaciones.....	65
4.1.1 Conclusiones .....	65
4.1.2 Recomendaciones.....	66
Referencias.....	68
Apéndices.....	71

**Abreviaturas**

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral

AISI American Iron and Steel Institute

AGMA American Gear Manufacturers Association

**Simbología**

mm	Milímetro
cm	Centímetro
V	Voltio
N	Newton
Nm	Newton metro
pulg	Pulgada
MPa	Megapascal
Psi	Libra por pulgada cuadrada
W	Vatio
rpm	Revolución por minuto
°	Grado
Hz	Hercio

## Índice de figuras

Figura 1.1 Engranaje recto metálico AISI 4140 .....	2
Figura 1.2 Factores que limitan la implementación de la impresión 3D en la industria.....	3
Figura 1.3 Engrane fabricándose en impresora 3D.....	4
Figura 1.4 Porcentaje de producción en serie de elementos impresos en 3D .....	5
Figura 1.5 Formación de contornos de un engranaje mediante la técnica de brochado .....	7
Figura 1.6 Tipos de engranajes .....	8
Figura 1.7 Engranajes impresos haciendo uso del material ABS .....	10
Figura 1.8 Rotura de dientes ocasionado por superar el límite de fatiga.....	11
Figura 1.9 Banco de pruebas para engranajes no metálicos .....	13
Figura 1.10 Banco de pruebas para engranajes de polímero .....	14
Figura 2.1 Metodología de diseño .....	20
Figura 2.2 Ejes de referencia .....	22
Figura 2.3 Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje maestro .....	22
Figura 2.4 Fuerzas presentes en engranes rectos acoplados .....	23
Figura 2.5 Gráfica Fuerza cortante vs Longitud .....	24
Figura 2.6 Gráfica Momento Flector vs Longitud.....	25
Figura 2.7 Eje maestro con sus tres puntos críticos.....	25
Figura 2.8 Gráfica Diámetro mínimo del eje vs. Diámetro externo del engranaje.....	27
Figura 2.9 DCL del eje secundario .....	28
Figura 2.10 Esquema general del Freno Prony.....	29
Figura 2.11 DCL del freno Prony – Parte superior.....	30
Figura 2.12 DCL del eje secundario en la zona del freno Prony .....	30
Figura 2.13 Modelado de soporte de ejes en Inventor.....	33
Figura 2.14 Modelado de estructura base en Inventor.....	33
Figura 2.15 Diagrama de bloques del sistema de control de velocidad .....	35
Figura 2.16 Esquema general de las conexiones del microcontrolador conectado al freno ...	35

Figura 2.17 Diagrama de flujo correspondiente a la programación del microcontrolador Arduino .....	36
Figura 2.18 Funcionamiento del interruptor del taladro (gatillo) .....	38
Figura 2.19 Mecanismo de biela, manivela y corredera para presionar el gatillo .....	38
Figura 3.1 Dimensiones del eje maestro .....	41
Figura 3.2 Eje maestro .....	41
Figura 3.3 Dimensiones del eje secundario .....	42
Figura 3.4 Eje secundario .....	42
Figura 3.5 Configuración para el AEF del freno Prony .....	43
Figura 3.6 Esfuerzo de Von Mises en el freno Prony .....	44
Figura 3.7 Modelado del prototipo del banco de pruebas.....	45
Figura 3.8 Configuración para el AEF del banco de prueba.....	46
Figura 3.9 Esfuerzo de Von Mises del banco de prueba.....	47
Figura 3.10 Maqueta para la prueba de concepto del banco de pruebas para engranajes impresos en 3D.....	48
Figura 3.11 Componentes del ensamblaje de la maqueta para la prueba de concepto .....	49
Figura 3.12 Esquema eléctrico del circuito para el control de velocidad del taladro .....	50
Figura 3.13 Esquema eléctrico del circuito para el control de torque, encendido y apagado del motor.....	50
Figura 3.14 Esquema eléctrico de la alimentación del motor .....	51
Figura 3.15 Biela, manivela y corredera acoplada al switch del taladro .....	52
Figura 3.16 Servomotor acoplado al mecanismo de biela manivela y corredera .....	53
Figura 3.17 Circuito con los componentes para el control de velocidad del taladro .....	54
Figura 3.18 Pantalla principal para fijar una velocidad deseada .....	54
Figura 3.19 Accionamiento del servomotor.....	55
Figura 3.20 Lectura de velocidad en un minuto .....	56
Figura 3.21 Velocidad leída en un minuto y número de vueltas acumuladas.....	56
Figura 3.22 Accionamiento del servomotor para alcanzar la velocidad fijada.....	57

Figura 3.23 Alcanzando la velocidad fijada .....	58
Figura 3.24 Servomotor disminuyendo la presión del gatillo con el fin de disminuir la velocidad .....	58
Figura 3.25 Velocidad real superando a la velocidad fijada.....	59
Figura 3.26 Llegando aproximadamente a la velocidad fijada .....	59
Figura 3.27 Circuito de medición, detección y protección del sistema .....	60
Figura 3.28 Pantalla principal con la información provista por los sensores .....	61
Figura 3.29 Relé activado ante botón de paro o en caso de vibraciones excesivas .....	61



## Índice de tablas

Tabla 1.1 Materiales comunes utilizados en la impresión 3D de engranajes .....	10
Tabla 2.1 Evaluación de las condiciones del banco de pruebas de engranajes impresos en 3D .....	17
Tabla 2.2 Evaluación de criterio, bajo costo.....	17
Tabla 2.3 Evaluación de criterio, compacto.....	18
Tabla 2.4 Evaluación de criterio, adaptable.....	18
Tabla 2.5 Evaluación de criterio, rango.....	18
Tabla 2.6 Evaluación de criterio, durabilidad.....	18
Tabla 2.7 Matriz de decisión.....	19
Tabla 2.8 Requerimientos del sistema .....	21
Tabla 2.9 Cargas en puntos críticos .....	26
Tabla 3.1 Especificaciones del Taladro Tekno .....	40
Tabla 3.2 Esfuerzo a la fluencia de componentes del freno Prony .....	44
Tabla 3.3 Esfuerzo a la fluencia de componentes del banco de pruebas .....	47
Tabla 3.4 Análisis de costes.....	62

## Índice de planos

PLANO 1	Diagrama esquemático del sistema de control
PLANO 2	Diagrama esquemático del sistema de medición, detección de fallo y protección del sistema
PLANO 3	Ensamblaje del banco de pruebas
PLANO 4	Ensamblaje del freno Prony
PLANO 5	Ensamblaje del taladro
PLANO 6	Base para eje
PLANO 7	Base móvil
PLANO 8	Base del freno Prony
PLANO 9	Base del motor
PLANO 10	Carcasa izquierda del motor
PLANO 11	Carcasa derecha del motor
PLANO 12	Pieza inferior del freno Prony
PLANO 13	Pieza superior del freno Prony
PLANO 14	Superficie de fricción
PLANO 15	Punta
PLANO 16	Plataforma base
PLANO 17	Soporte de la base
PLANO 18	Biela
PLANO 19	Manivela
PLANO 20	Eje maestro
PLANO 21	Eje secundario
PLANO 22	Soporte de rodamientos

## **Capítulo 1**

## 1.1 Introducción

La fabricación de componentes de maquinarias se ha enfrentado a una revolución en las últimas décadas, impulsada por el surgimiento de nuevas tecnologías como la impresión 3D. Esta técnica de manufactura aditiva permite crear objetos tridimensionales capaces de satisfacer una amplia gama de necesidades industriales. Los engranajes diseñados habitualmente en la actualidad suelen tener geometrías de fácil mecanización, como se muestra en el engrane de la *Figura 1.1*. La impresión 3D ha posibilitado la creación de engranajes con geometrías más complejas que, en el pasado, habrían resultado excesivamente costosos de producir.

**Figura 1.1**

*Engranaje recto metálico AISI 4140*



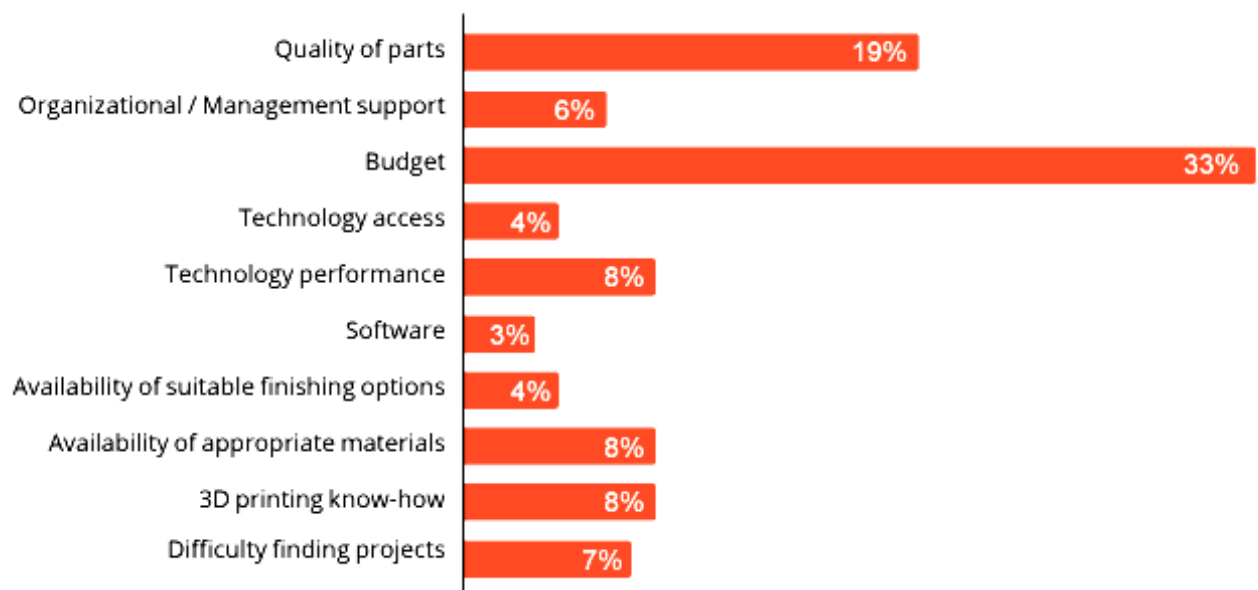
*Nota: Imagen extraída de Made-in-China [1]*

Sin embargo, existen limitaciones que han complicado la adopción de los engranajes impresos en 3D en aplicaciones industriales. La *Figura 1.2* identifica como principales limitantes al presupuesto y la calidad de las piezas impresas. Estos factores dependen de la

empresa y el hardware disponible, por lo que su impacto será diferente para cada proyecto de impresión 3D. Por otro lado, la falta de información sobre impresión 3D, que representa un 8% de las limitaciones, es un problema constante que se puede resolver con los elementos y conocimientos disponibles actualmente. Esta última limitante se evidencia en la carencia de información experimental y confiable que respalde la capacidad de los engranajes impresos en 3D para soportar cargas continuas.

**Figura 1.2**

*Factores que limitan la implementación de la impresión 3D en la industria*



*Nota: Gráfico estadístico obtenido de The State of 3D Printing 2022 Edition [2]*

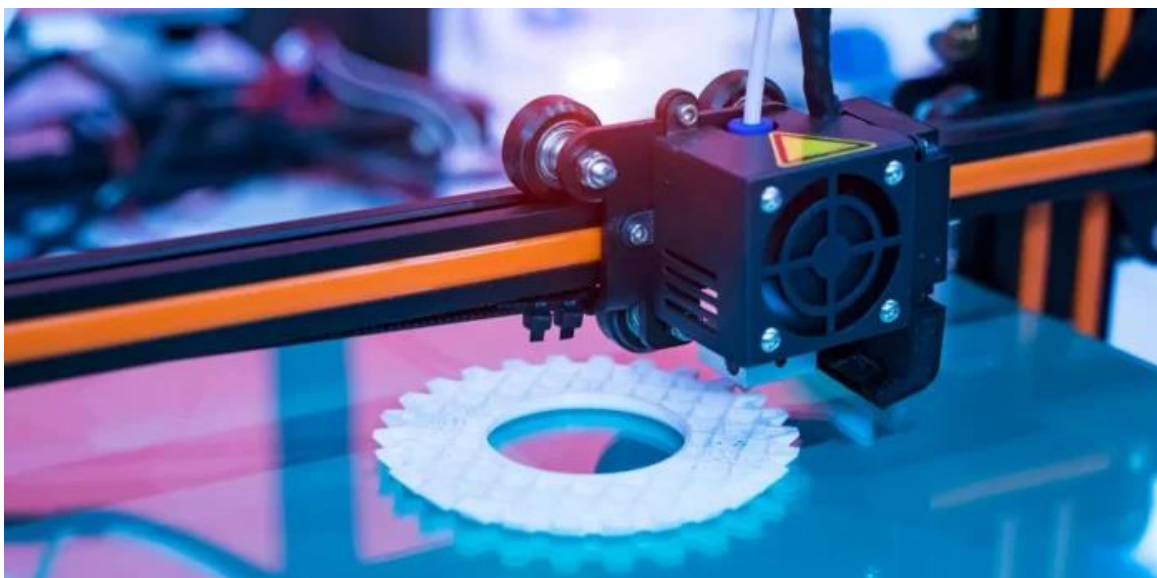
Para solucionar esta problemática se planteó el diseño de un banco de pruebas de fatiga diseñado específicamente para evaluar la capacidad de los engranajes impresos en 3D para soportar cargas controladas que simulen las condiciones de trabajo. Este instrumento de simulación y medición servirá como herramienta para la investigación y obtención de datos sobre cómo se comportan los engranajes impresos en 3D bajo diferentes condiciones de trabajo. El banco de pruebas de fatiga representa un paso adelante hacia la inclusión de engranajes impresos en 3D en nuevos entornos de la ingeniería.

## 1.2 Descripción del problema

La impresión 3D ha tenido un crecimiento exponencial en la última década gracias a los avances tecnológicos que permitieron bajar los precios de los modelos básicos. Por otro lado, la impresión 3D continúa incorporando materiales con mayor precisión y resistencia. En este contexto, es cada vez más común ver diseños y prototipos de maquinaria realizados con esta tecnología. A pesar de la lentitud de fabricación, la complejidad de geometrías que se pueden lograr es elevada. En el caso de los engranajes impresos en 3D, se puede crear formas que requieren maquinaria muy costosa para fabricarse en metal de manera tradicional. La creación de engranajes en 3D, ejemplificada en la *Figura 1.3*, es una nueva oportunidad interesante para los diseñadores de máquinas. Sin embargo, hay muy poca información experimental que avale su capacidad de soportar trabajo continuo.

**Figura 1.3**

*Engrane fabricándose en impresora 3D*



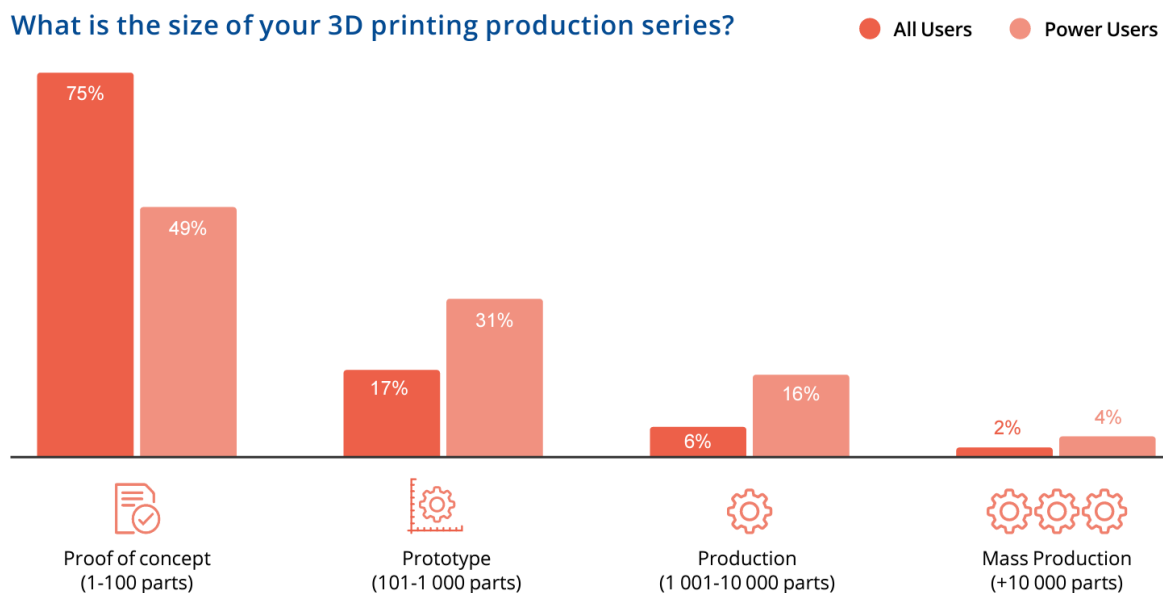
*Nota: Imagen extraída de ADITIVA 3D [3]*

### 1.3 Justificación del problema

Aunque la impresión 3D ha experimentado un notable crecimiento en las últimas décadas y posee el potencial de transformar la fabricación de piezas con geometrías complejas, se observa una notable carencia de información que respalde las capacidades de los engranajes producidos mediante este método, lo cual ha limitado significativamente su aplicación en entornos industriales donde las fuerzas y cargas son elevadas. La *Figura 1.4* muestra que, en la actualidad, los engranajes impresos en 3D son comúnmente utilizados en aplicaciones que requieren cargas relativamente bajas, como prototipos y pruebas de conceptos.

**Figura 1.4**

*Porcentaje de producción en serie de elementos impresos en 3D*



*Nota: Gráfico estadístico obtenido de The State of 3D Printing 2022 Edition [2]*

La falta de evidencia y datos empíricos sobre las condiciones de trabajo que puede soportar un engranaje impreso en 3D antes de experimentar fallas por fatiga ha afectado considerablemente la implementación de estos elementos en aplicaciones industriales. Además de representar un obstáculo para la adopción de elementos impresos en 3D en la fabricación de maquinaria, también limita la capacidad de los diseñadores y fabricantes para aprovechar

plenamente las ventajas de la impresión 3D en términos de personalización, costos y complejidad geométrica.

## **1.4 Objetivos**

### ***1.4.1 Objetivo general***

Diseñar un banco de pruebas de falla por fatiga, integrando componentes mecánicos y electrónicos, para simular las condiciones de trabajo de un engranaje impreso en 3D.

### ***1.4.2 Objetivos específicos***

1. Diseñar un sistema mecánico con torque y velocidad variable, con ajuste de distancia entre centros, que permita someter engranajes hasta su falla.
2. Diseñar un sistema de control que permita regular las condiciones experimentales de trabajo para un engranaje impreso en 3D.
3. Diseñar un sistema de adquisición de datos experimentales para el análisis del desempeño de engranajes luego de las pruebas.

## **1.5 Marco teórico**

La impresión 3D ofrece ventajas frente a métodos de mecanizado tradicionales. Entre sus beneficiarios destacan los engranajes, elementos cotidianos que han experimentado mejoras significativas gracias a esta tecnología. Para comprender el contexto del proyecto, se abordan temas esenciales en el marco teórico.

### ***1.5.1 Manufactura de engranajes***

Comúnmente, los engranajes pueden ser conformados mediante una serie de procesos de corte y acabado. Los engranajes mecanizados alcanzan los más altos niveles de tolerancia de calidad según AGMA en comparación con los producidos por otros métodos. Estos procesos representan aproximadamente el 60% de los costos de fabricación de engranajes.



El brochado es una operación de mecanizado que forma rápidamente contornos deseados en una pieza de trabajo mediante una brocha con dientes que aumentan gradualmente en altura. Este proceso se puede observar en la *Figura 1.5*. El brochado se utiliza para cortar dientes internos, cremalleras y segmentos en engranajes pequeños. El rectificado da forma a las superficies mediante el uso de una rueda abrasiva giratoria y se emplea para crear dientes de paso fino o eliminar la distorsión causada por el tratamiento térmico en engranajes grandes.

**Figura 1.5**

*Formación de contornos de un engranaje mediante la técnica de brochado*



*Nota: Imagen extraída Alfametal – Dentado de engranajes y brochado [4]*

Otros métodos incluyen el *hobbing*, que utiliza herramientas con dientes helicoidales para cortar engranajes intercambiables; el bruñido, para lograr precisión dimensional y acabado fino; el lapeado, que utiliza pastas abrasivas; el fresado, que quita metal entre dientes; el *shaping*, un método de corte con herramientas en forma de piñón; el *shaving*, que quita pequeñas cantidades de metal con herramientas dentadas; y el *skiving*, donde el corte se realiza con una herramienta de forma especial.

En cuanto a la fundición, esta implica verter metal fundido en un molde para fabricar preformados de engranajes. El estampado es una opción económica para producir engranajes a partir de láminas de metal, mientras que el laminado de engranajes forma hilos finos o roscas de gusano. La metalurgia de polvos (P/M) implica prensar polvo y sinterizar a temperatura elevada, adecuada para producción a gran escala de engranajes pequeños. La inyección de plástico se utiliza para producir engranajes de resina termoplástica en gran escala, y la forja se emplea para crear preformados para engranajes de alta resistencia y durabilidad [5].

Estos procesos pueden llegar a formar diferentes tipos de engranes, hay de muchos tipos de engranajes, como los mostrados en la *Figura 1.6*, de entre los cuales se encuentran los engranajes rectos, helicoidales, cónicos, engranajes de tornillo sin fin, cremalleras de engranajes, entre otros [6].

**Figura 1.6**

*Tipos de engranajes*



*Nota: Imagen extraída del artículo Types of gear by KHK stock gears [6]*

### ***1.5.2 Manufactura aditiva***

También conocida como impresión 3D, es una tecnología revolucionaria que ha experimentado una notable evolución a lo largo de los años. Desde sus comienzos hasta la actualidad, ha transformado notablemente la forma en que se diseñan y se fabrican objetos en diversas industrias [7].

La manufactura aditiva (MA) tiene su origen en la década de 1980, cuando se desarrollaron las primeras tecnologías de impresión 3D. Estas primeras impresoras 3D eran costosas y principalmente utilizadas en aplicaciones industriales y prototipado.

A medida que avanzaban las décadas, la manufactura aditiva comenzó a diversificarse y hacerse más accesible. Se desarrollaron nuevas tecnologías y materiales, lo que permitió su adopción en varios sectores. La democratización de la tecnología llevó a la creación de impresoras 3D más asequibles, permitiendo al público general aprovecharlas con el fin de crear prototipos, objetos creativos y personalizadas [8].

Normalmente la fabricación de piezas mecánicas usa técnicas como el torneado, fresado y taladrado. En caso de la MA, este es un proceso que crea objetos tridimensionales capa por capa a partir de datos digitales. En lugar de eliminar material de una pieza sólida (como en la fabricación sustractiva), la impresión 3D agrega material (plástico, metal, cerámica o polímeros) de manera secuencial para construir el objeto deseado a partir de un diseño digital. Los datos de diseño se dividen en capas, y la impresora crea cada capa sucesivamente, fusionando o solidificando el material según sea necesario, como en la *Figura 1.7*, en la cual se puede apreciar engranajes impresos en 3D.

**Figura 1.7**

*Engranajes impresos haciendo uso del material ABS*



*Nota: Imagen extraída de Best 3D printing Material/filament for Gears [9]*

**1.5.2.3 Materiales utilizados.** En la *Tabla 1.1* se detallan los materiales utilizados comúnmente en la impresión 3D junto a sus propiedades y limitaciones:

**Tabla 1.1**

*Materiales comunes utilizados en la impresión 3D de engranajes*

Material	Propiedades	Limitaciones
PLA (Ácido Poliláctico)	Fácil de imprimir. Adecuada para baja fricción.	Menos resistente al calor y al desgaste.
ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno)	Buena resistencia al impacto. Durabilidad y resistencia al calor.	Menos adherencias de capas que el PLA.
Nailon	Muy resistente al impacto. Duradero con buen deslizamiento.	Requiere condiciones de impresión específicas.
Polycarbonato	Muy resistente al calor y desgaste. Alta durabilidad.	Requiere temperaturas de impresión altas.
Acetal (Poliacetal)	Excelente resistencia al desgaste y fricción. Adecuado para aplicaciones de alta precisión.	Menos resistente al impacto que otros materiales.

*Nota.* Datos tomados de Best 3D printing Material/filament for Gears (2023).

### ***1.5.3 Fatiga de materiales***

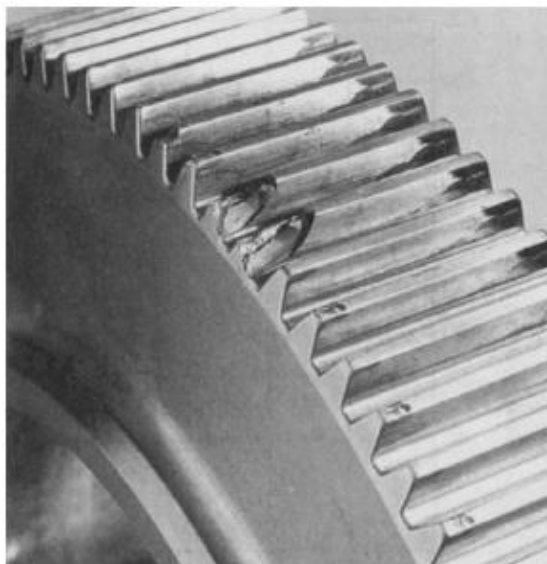
La fatiga es un fenómeno que se produce cuando un material se deteriora y eventualmente falla debido a la aplicación de cargas repetidas o esfuerzos cíclicos a lo largo del tiempo como se aprecia en la *Figura 1.8*. En relación con los engranajes, la fatiga es un factor crítico a considerar, ya que estos componentes suelen estar sometidos a cargas cíclicas debido a su función de transmitir potencia y movimiento.

Un ciclo de carga consiste en una alternancia entre tensiones de tracción y compresión en un material. La fatiga ocurre luego de un gran número de ciclos de carga repetidos. Por su parte, el esfuerzo máximo es el esfuerzo más alto que experimenta un material en cada ciclo de carga. La amplitud de esfuerzos es una medida crítica en la evaluación de la fatiga. Se considera como la diferencia entre el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo en un ciclo de carga.

La vida a la fatiga depende del material y de la amplitud de esfuerzo aplicado. Se refiere al número de ciclos de carga que un material puede soportar antes que falle debido a fatiga [10].

#### **Figura 1.8**

*Rotura de dientes ocasionado por superar el límite de fatiga*



*Nota: Imagen extraída del libro Gear materials, properties, and manufacture [11]*

#### ***1.5.4 Cargas y esfuerzos cíclicos de engranajes***

Se tienen las cargas de torsión cíclicas, las cuales ocurren cuando los engranajes transmiten torque o potencia, generando esfuerzos alternantes de flexión o torsión en los dientes debido a la rotación. Las cargas de flexión se presentan durante la transmisión de potencia, los dientes de los engranajes ejercen fuerzas de flexión uno sobre otro, ocasionando esfuerzos cíclicos en los dientes.

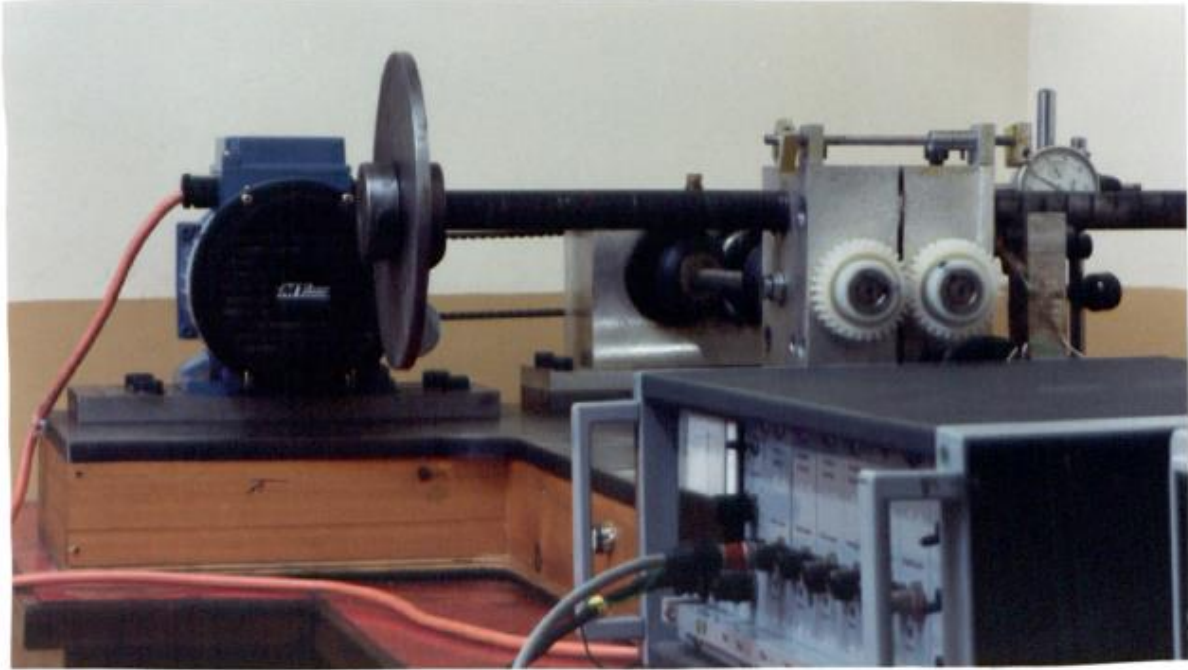
Se generan esfuerzos cíclicos en los puntos de contacto, dada la variación de las fuerzas de contacto entre los dientes que entran y salen de contacto durante la rotación. Estas fuerzas repentinas y cíclicas pueden ocasionar esfuerzos inesperados en los engranajes [11].

#### ***1.5.5 Estado de arte***

En 1993, Mao desarrolló un banco de pruebas para engranajes no metálicos para poder medir el desgaste y la vida útil de estos elementos. Como se parecía en la *Figura 1.9*, su banco de pruebas utilizó un freno Prony para someter engranajes de acetal a diferentes cargas y velocidades. Además, incorporó un sistema de medición en tiempo real que le permitía graficar la respuesta de los engranajes. Como resultado y para validar el funcionamiento de su banco de prueba, sometió diferentes tipos de engranajes de nylon y acetal a velocidades y cargas distintas para poder observar la tendencia de cada engranaje y poder determinar su vida útil [12].

**Figura 1.9**

*Banco de pruebas para engranajes no metálicos*

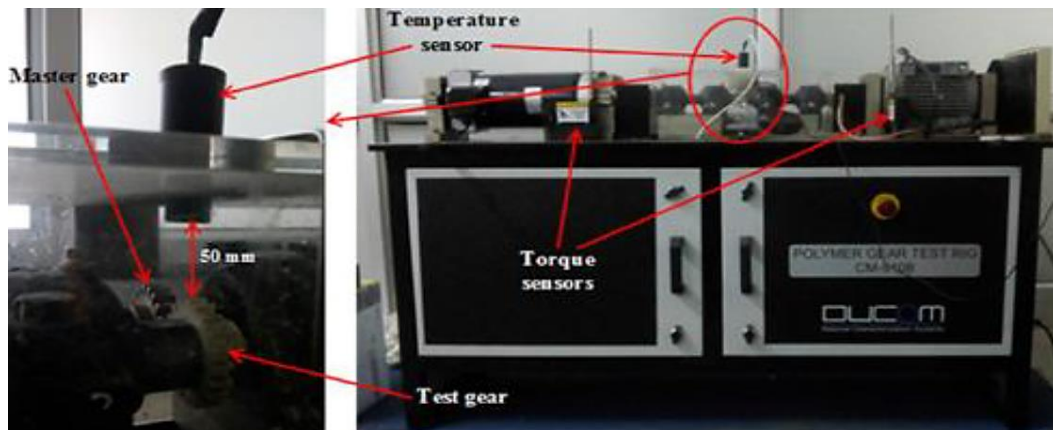


*Nota: Imagen extraída de The Performance of dry running non-metallic gears [12]*

Kalani et al. (2022) desarrollaron un banco de pruebas para engranajes enfocado en medir la temperatura y relacionarlo con el desgaste en los dientes de los engranajes. La *Figura 1.10* muestra el banco de pruebas que implementaron en el cual se utilizó un engranaje máster metálico conectado a un motor AC y un engranaje de PA-12 nylon impreso en 3D. Este segundo engranaje se conecta a un motor DC el cual suministrará una carga mediante la manipulación del reóstato. Las variables que consideraron relevante para las mediciones fueron la temperatura superficial de los engranajes, el torque de entrada y el de salida [13].

**Figura 1.10**

*Banco de pruebas para engranajes de polímero*



*Nota: Imagen extraída de Investigation of Thermal and Wear Behaviour of 3D Printed PA-12 Nylon Polymer Spur Gears [13]*

Los dos bancos de pruebas anteriormente mencionados resultaron ser óptimos para el estudio del comportamiento de engranajes bajo ciertas condiciones de trabajo.

Estos bancos de prueba no fueron pensados para engranajes impresos en 3D con materiales como PLA y ABS. Además, representan una inversión significativa y ocupan espacios considerables.

Ambas soluciones sirven como puntos de referencia para el desarrollo de un nuevo banco de pruebas de fatiga para engranajes impresos en 3D que permita mejorar aspectos como las dimensiones, el costo y la capacidad de simular una amplia gama de condiciones de trabajo.



## **Capítulo 2**

## 2.1 Metodología.

En este capítulo se describieron los métodos usados para seleccionar y diseñar la mejor solución a la problemática expuesta anteriormente. Tras la investigación de bancos de pruebas, se obtuvieron diferentes ideas de diseño y se presentaron tres alternativas de solución.

### 2.1.1 Selección de alternativa

**2.1.1.1 Solución A.** Diseño de un banco de pruebas para engranajes impresos en 3D con distancia entre centro ajustable y carga controlada mediante un freno por fricción.

**2.1.1.2 Solución B.** Diseño de un banco de pruebas para engranajes impresos en 3D con distancia entre centro ajustable y carga controlada mediante un freno regenerativo y un reóstato.

**2.1.1.3 Solución C.** Diseño de un banco de pruebas para engranajes impresos en 3D con distancia entre centro ajustable y carga controlada mediante un freno hidráulico.

Luego de plantear las alternativas de solución, se establecieron los criterios relevantes para poder seleccionar la mejor opción. Dichos criterios son los siguientes:

- 1) **Bajo costo:** se necesita que la solución sea la más económica posible
- 2) **Compacto:** las dimensiones del diseño deben ser reducidas para que ocupe el menor espacio posible.
- 3) **Adaptable:** que permita manipular las condiciones de trabajo (carga y revoluciones) para que se adapten a las necesidades del usuario.
- 4) **Rango:** el rango de torque y velocidad debe ser lo más grande posible, permitiendo así más configuraciones de las condiciones de trabajo.
- 5) **Durabilidad:** la solución debe durar y presentar resultados confiables durante periodos largos de tiempo.

Con los criterios ya definidos, se determinó el peso de cada uno, como se presenta en la *Tabla 2.1*.

**Tabla 2.1**

*Evaluación de las condiciones del banco de pruebas de engranajes impresos en 3D*

<b>Adaptable &gt; Rango &gt; Bajo costo &gt; Durabilidad &gt; Compacto</b>							
<b>Criterio</b>	Bajo costo	Compacto	Adaptable	Rango	Durabilidad	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Bajo costo		1	0	0.5	0.5	3	0.200
Compacto	0		0	0	0	1	0.067
Adaptable	1	1		1	1	5	0.333
Rango	0.5	1	0		1	3.5	0.233
Durabilidad	0.5	1	0	0		2.5	0.167
<b>Suma</b>						<b>15</b>	<b>1</b>

Como se observa en la *Tabla 2.1*, la columna de ponderación muestra el peso que tiene cada uno de los criterios establecidos anteriormente. El criterio con mayor peso para la selección de la solución es la adaptabilidad de esta a las condiciones de trabajo deseadas por el usuario, mientras que las dimensiones reducidas resultó ser el criterio con el menor peso al momento de seleccionar la mejor idea.

**Tabla 2.2**

*Evaluación de criterio, bajo costo*

<b>A &gt; B &gt; C</b>					
<b>Bajo costo</b>	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		1	2	0.333
Solución C	0	0		1	0.167
<b>Suma</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

**Tabla 2.3***Evaluación de criterio, compacto*

<b>B = C &gt; A</b>					
<b>Compacto</b>	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Solución A		0	0	1	0.167
Solución B	1		0.5	2.5	0.417
Solución C	1	0.5		2.5	0.417
<b>Suma</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

**Tabla 2.4***Evaluación de criterio, adaptable*

<b>A &gt; B &gt; C</b>					
<b>Adaptable</b>	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		1	2	0.333
Solución C	0	0		1	0.167
<b>Suma</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

**Tabla 2.5***Evaluación de criterio, rango*

<b>A &gt; B &gt; C</b>					
<b>Rango</b>	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Solución A		1	1	3	0.500
Solución B	0		0	1	0.167
Solución C	0	1		2	0.333
<b>Suma</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

**Tabla 2.6***Evaluación de criterio, durabilidad*

<b>B &gt; A = C</b>					
<b>Durabilidad</b>	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Solución A		0	0.5	1.5	0.25
Solución B	1		1	3	0.5
Solución C	0.5	0		1.5	0.25
<b>Suma</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

Tras evaluar cada uno de los criterios en las tres soluciones propuestas se obtiene el desempeño de cada una de manera individual. Las *Tablas 2.2 – 2.6* presentan la ponderación de cada solución bajo cada criterio. Con esta información y los pesos de los criterios que se establecieron en la *Tabla 2.1*, se puede obtener la prioridad de cada solución.

**Tabla 2.7**

*Matriz de decisión*

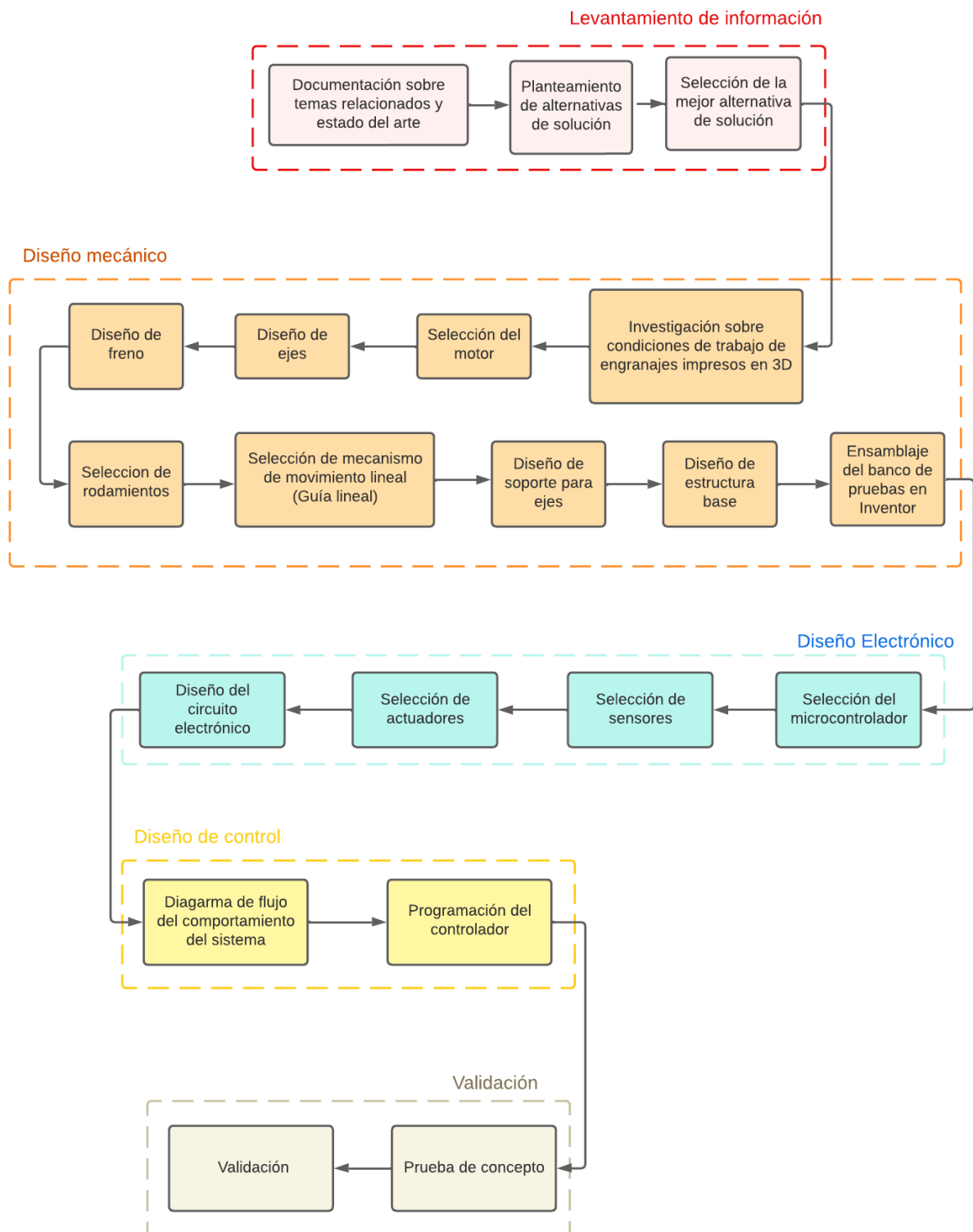
Alternativas	Criterios					Resultados	
	Bajo costo	Compacto	Adaptable	Rango	Durabilidad	$\Sigma$	Prioridad
A	0.100	0.011	0.167	0.117	0.042	0.436	<b>1</b>
B	0.067	0.028	0.111	0.039	0.083	0.328	<b>2</b>
C	0.033	0.028	0.056	0.078	0.042	0.236	<b>3</b>

La *Tabla 2.7* muestra una matriz de decisión que permitió determinar que la Solución A (Banco de pruebas con freno por fricción) era la mejor opción para solucionar la problemática presentada.

## 2.2 Proceso de diseño

Luego de seleccionar la mejor alternativa de solución, se procedió a establecer el mapa conceptual de la *Figura 2.1* con cada una de las etapas diseño necesarias para cumplir el objetivo planteado.

**Figura 2.1**  
Metodología de diseño



### 2.2.1 Requerimientos del diseño

Para comenzar el diseño de la solución fue necesario establecer los requerimientos que debe cumplir la solución final. Mediante observación y análisis de las condiciones de trabajo en diferentes aplicaciones de engranajes impresos en 3D, así como en otros bancos de pruebas, se establecieron los requerimientos recopilados en la *Tabla 2.8*.

**Tabla 2.8**

#### *Requerimientos del sistema*

Torque	Mínimo 30 Nm.
Costo	No se especificó ningún valor, pero se requiere que la inversión sea la menor posible sin que se vea afectada la calidad del diseño.
Diámetro externo de engranajes	Se estableció como diámetro máximo 25 cm basándose en el área de trabajo común de las impresoras impresas en 3D.
Distancia entre centros variable	Con la finalidad de poder implementar diferentes engranes, se estableció una distancia entre centro variable de mínimo lo más bajo posible que permita las dimensiones de la solución y de máximo 50 cm.
Diámetro interno de engranajes	El banco de pruebas debe ser compatible con engranajes de diferentes diámetros internos.
Velocidad controlable	La velocidad a la que giran los engranes debe ser controlable y medible.

### 2.2.2 Selección del motor

El motor debía transmitir al menos 30 Nm, ser relativamente económico y permitir variar la velocidad de giro. Se contrastó entre diferentes alternativas de motores y se llegó a la conclusión que la mejor opción era adaptar un taladro para darle movimiento a todo el sistema.

Las ventajas del taladro frente a otros motores fue el torque máximo que genera a un precio razonable.

### 2.2.3 Diseño de ejes

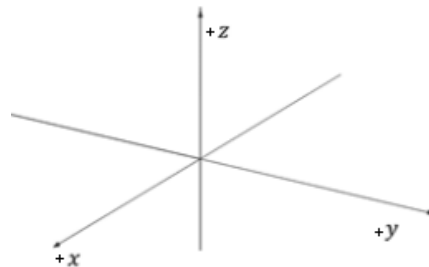
**2.2.3.1 Eje maestro.** El eje maestro tenía tres puntos de interés: el extremo que se acopla con el taladro, la sección del medio y por último la sección donde se posicionó el engrane maestro. Por lo tanto, se necesitó estudiar las cargas presentes en dichos puntos para poder calcular el diámetro mínimo necesario para soportar las condiciones de trabajo.

Dado que el torque es variable, en los cálculos se utilizó el torque máximo el cual se estableció en 70 Nm.

Para todos los cálculos que se presentan en el Capítulo 2 se utilizó el marco de referencia de la *Figura 2.2*.

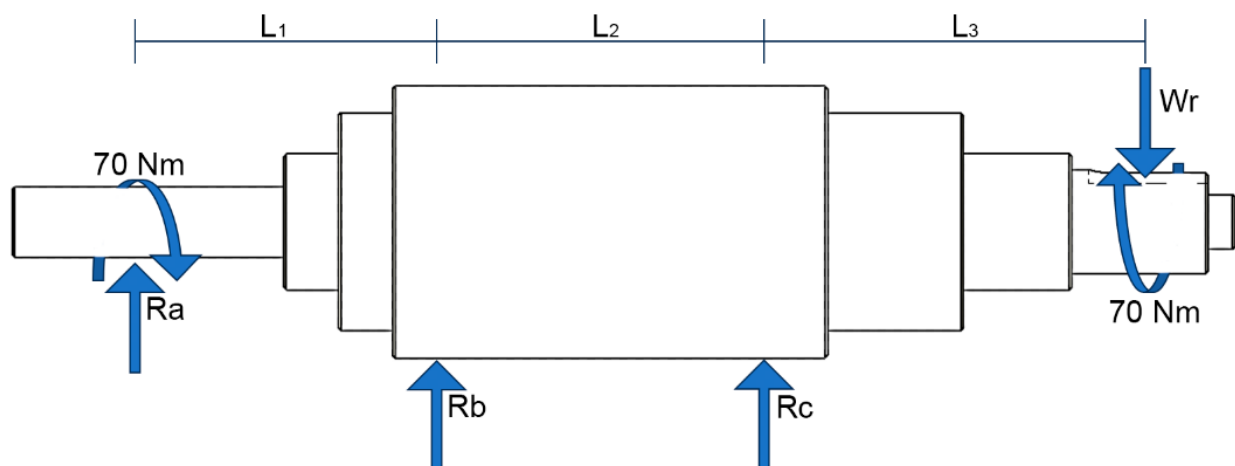
**Figura 2.2**

*Ejes de referencia*



**Figura 2.3**

*Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje maestro*

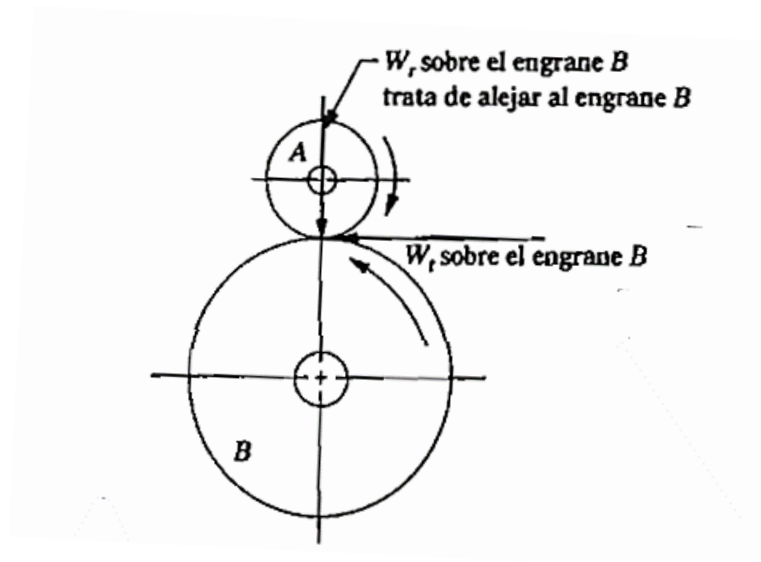




En el DCL presentado en la *Figura 2.3* se aprecian 4 fuerzas radiales:  $R_a$  es la reacción debido al contacto del eje con el taladro,  $R_b$  y  $R_c$  es la reacción en los rodamientos y  $W_r$  la fuerza radial aplicada por el contacto entre dos engranajes.

**Figura 2.4**

*Fuerzas presentes en engranes rectos acoplados*



*Nota: Imagen extraída de Diseño de Elementos de Máquinas [14]*

Como se observa en la *Figura 2.4*, se presentan dos fuerzas cuando dos engranes rectos se acoplan entre sí,  $W_r$  y  $W_t$ . La fuerza que interesa es  $W_r$  para poder resolver las ecuaciones que derivan del DCL. Las siguientes expresiones permitieron calcular  $W_r$  en base al torque ( $T$ ), diámetro del engranaje ( $D$ ) y ángulo de presión ( $\theta$ ):

$$W_t = \frac{T}{\frac{D}{2}} \quad (2.1)$$

$$W_r = W_t \tan(\theta) \quad (2.2)$$

El valor  $T$  es de 70 Nm.  $\theta$  se estableció en veinte grados porque es el ángulo de presión más usado.  $D$  es el parámetro que puede variar, así que se eligió aquel que produzca el mayor  $W_r$ .

Esta parte de los cálculos fue iterativa por lo cual se comenzó con un diámetro pequeño y se fue aumentando hasta obtener dimensiones compatibles con el banco de pruebas. Tras varias iteraciones del proceso que se describe en este capítulo se obtuvo como diámetro mínimo, 7cm. Por lo tanto,  $W_r$  quedó así:

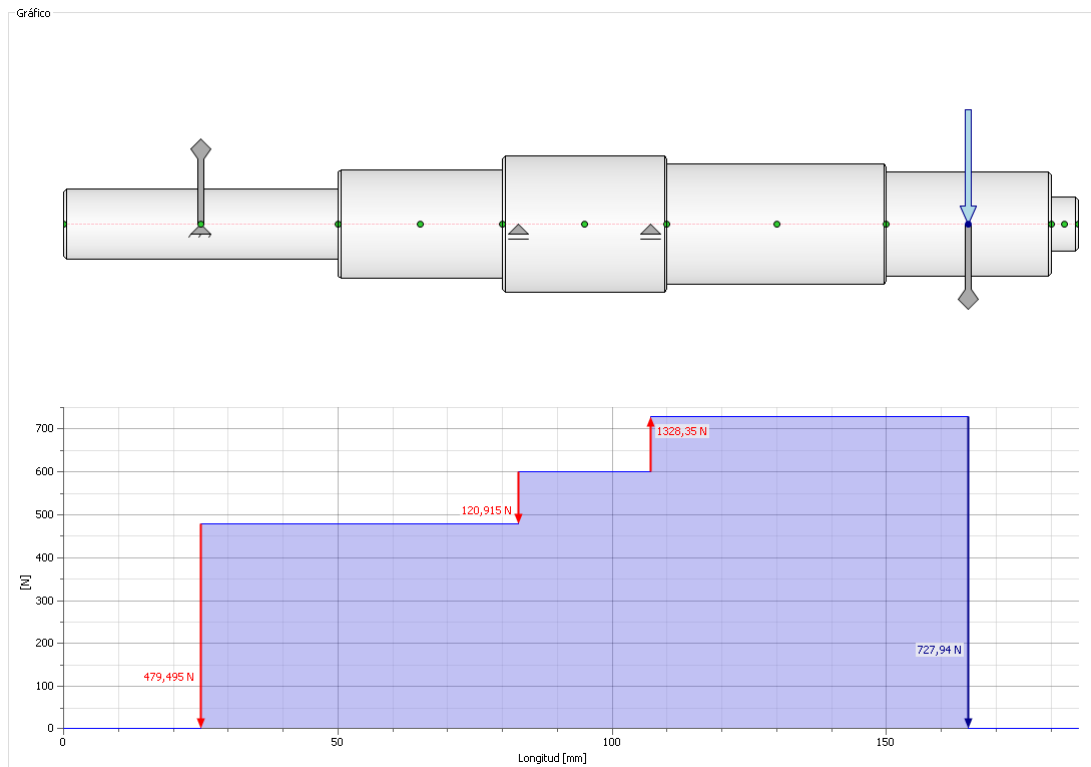
$$W_t = \frac{70 \text{ Nm}}{\frac{0.07 \text{ m}}{2}} = 2000 \text{ N}$$

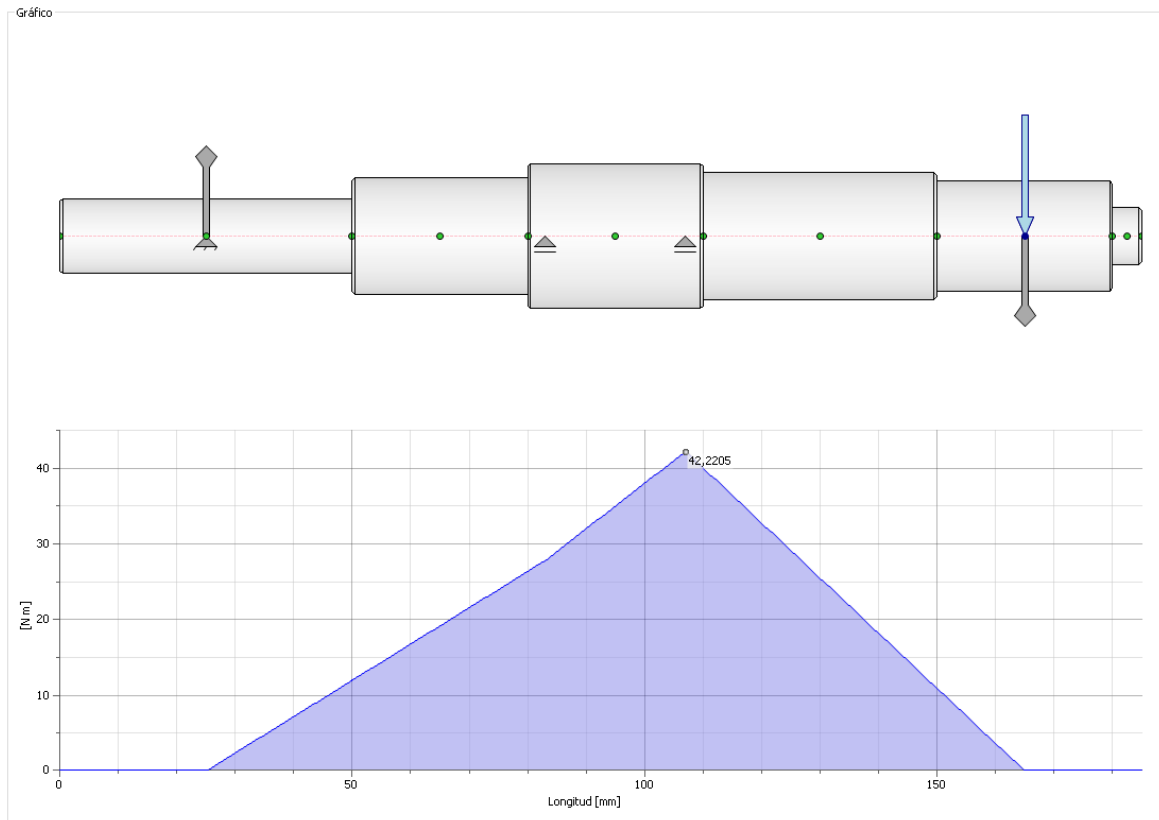
$$W_r = 2000 \text{ N} * \tan(20^\circ) = 727.94 \text{ N}$$

Con este valor y mediante el software Inventor de Autodesk, se pudo obtener las gráficas de fuerza cortante y momento flector mostradas en la *Figura 2.5* y la *Figura 2.6* respectivamente. Con estas gráficas se pudo determinar los puntos críticos del eje.

**Figura 2.5**

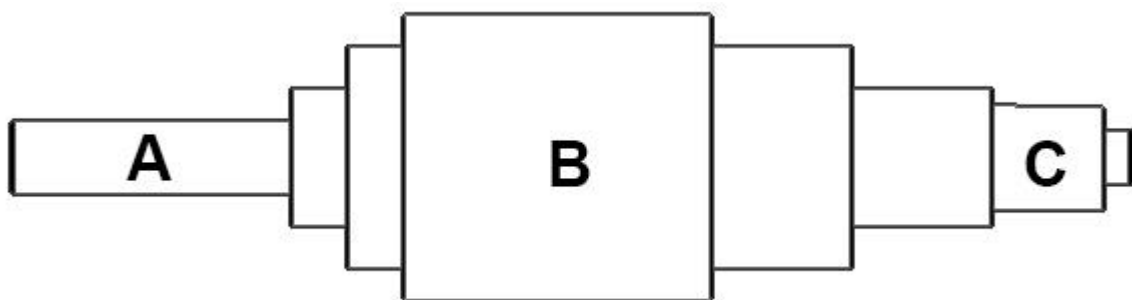
*Gráfica Fuerza cortante vs Longitud*



**Figura 2.6***Gráfica Momento Flector vs Longitud*

Con esto se establecen tres puntos críticos o de interés como se muestra en la *Figura*

2.7.

**Figura 2.7***Eje maestro con sus tres puntos críticos*

La *Tabla 2.9* recopila todas las cargas presentes en cada uno de los puntos críticos:

**Tabla 2.9**

*Cargas en puntos críticos*

<b>Puntos críticos</b>	Torque (Nm)	Fuerza cortante (N)	Momento flector (Nm)
A	70	479.495	0
B	70	1328.35	42.22
C	70	727.94	0

Con esta información se pueden utilizar las ecuaciones simplificadas de Mott para calcular el diámetro del eje.

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{ \left[ \frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{s_y} \right]^2 } \right]^{1/3} \quad (2.3)$$

$$D = \sqrt{2.94 K_t (V) N / s'_n} \quad (2.4)$$

Donde  $N$  representa el factor de seguridad,  $K_t$  la constante de los concentradores de esfuerzo,  $M$  el momento flector,  $V$  la fuerza cortante,  $T$  el torque,  $s'_n$  el límite de resistencia a la fatiga corregida y  $s_y$  la resistencia a la fluencia.

Se estableció un factor de seguridad de tres y  $K_t$  de dos en el punto C debido a la presencia de una ranura para chavetas. Además, el material considerado para el eje fue la aleación de acero AISI 1018 cuyo  $s_y$  es de 34075 psi y él  $s'_n$  se estableció en 20791 psi. Los datos se reemplazaron en las fórmulas (2.3) y (2.4) según corresponda para obtener el diámetro de cada sección. Cabe aclarar que estas fórmulas usan el sistema inglés, por lo cual se necesitó convertir las unidades para que los valores sean correctos.

#### **2.2.3.1.1 Punto A.**

$$D = \sqrt{2.94 K_t (V) N / s'_n}$$

$$D = \sqrt{2.94(1)(107.80)(3) / 41787.00}$$

$$D = 0.21 \text{ pulg} = 5.43 \text{ mm}$$

### 2.2.3.1.2 Punto B.

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = \left[ \frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{1(373.69)}{20791.00} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{619.57}{34075.00} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.90 \text{ pulg} = 22.87 \text{ mm}$$

### 2.2.3.1.3 Punto C.

$$D = \sqrt{2.94 K_t (V) N / s'_n}$$

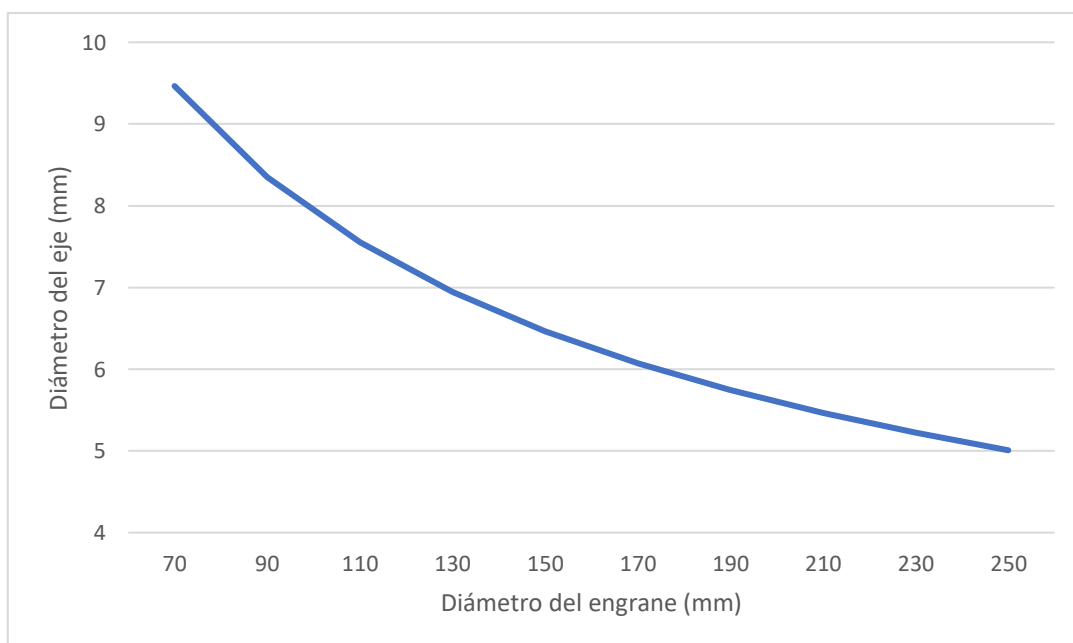
$$D = \sqrt{2.94(2)(163.65)(3) / 41787.00}$$

$$D = 0.37 \text{ pulg} = 9.46 \text{ mm}$$

Dado que el diámetro mínimo del eje en el punto C varía según el diámetro externo del engranaje, se realizaron los cálculos anteriormente mencionados para poder definir el diámetro mínimo del eje con diferentes engranajes. La *Figura 2.8* ilustra el diámetro mínimo del eje en relación con el engranaje correspondiente.

**Figura 2.8**

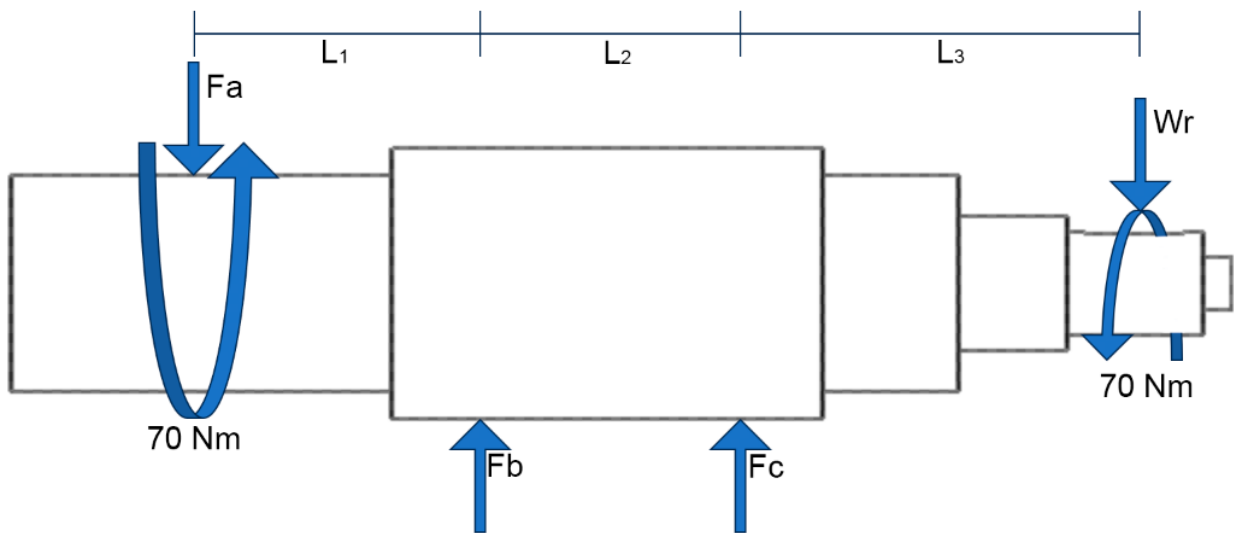
*Gráfica Diámetro mínimo del eje vs. Diámetro externo del engranaje*



**2.2.3.2 Eje secundario.** Para el diseño del eje secundario se comenzó por definir el DCL de este elemento.

**Figura 2.9**

*DCL del eje secundario*



Como se aprecia en la *Figura 2.9*, el DCL del eje secundario es prácticamente idéntico al DCL del eje maestro con respecto a las cargas. Para determinar el diámetro mínimo del eje secundario en cada sección, se aplicó el mismo método utilizado para el eje maestro.

#### **2.2.4 Diseño del freno**

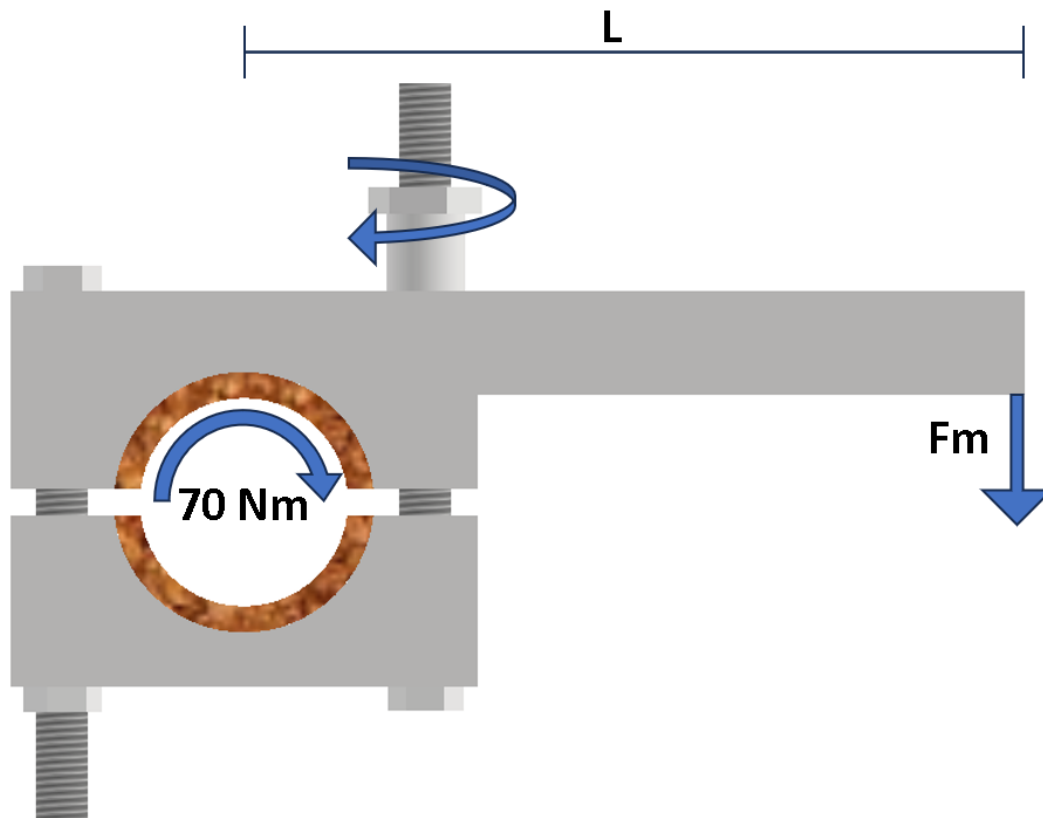
Para el freno por fricción se optó por un diseño basado en el freno Prony debido a que tiene un diseño sencillo y permite medir el torque del sistema.

El freno Prony puede actuar como dinamómetro, freno o ambas al mismo tiempo. En nuestro caso se consideró aplicar una fuerza sobre el eje secundario mediante el freno Prony para que se ejerciera una fuerza de reacción mediante su brazo de palanca sobre una celda de carga, la cual permitió calcular el torque en tiempo real.

A continuación, se presenta un esquema general para entender el funcionamiento del freno Prony.

**Figura 2.10**

*Esquema general del Freno Prony*



La *Figura 2.10* es una representación que permite entender el funcionamiento del freno Prony. El eje fue acoplado al freno Prony, asegurando un contacto constante con una superficie de alta fricción. Debido a la fuerza de arrastre que se transmite del eje hacia la estructura del freno Prony este tiende a girar, pero se mantiene fijo gracias a dos pasadores o pernos. En uno de estos pasadores se colocó una tuerca cuya función era ajustar la presión sobre el eje secundario. Este ajuste permitió incrementar la fuerza de fricción, brindando un control efectivo sobre el torque del eje.

Para medir el torque con el cual gira el eje secundario se utilizó la siguiente fórmula:

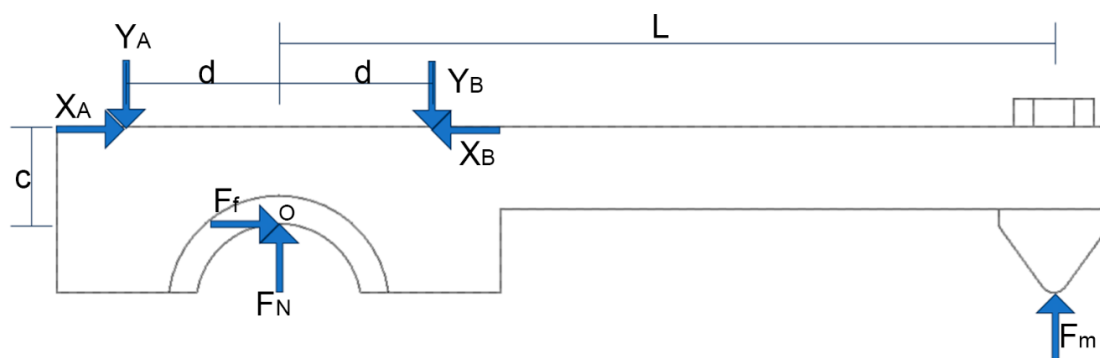
$$T = F_m L \quad (2.5)$$

$F_m$  es la fuerza que se midió mediante una celda de carga, mientras que  $L$  es la distancia entre el eje y el extremo del brazo del freno. Con esta simple fórmula se pudo calcular en tiempo real el torque presente en el sistema.

Para conocer la fuerza que se necesitaba aplicar sobre el eje mediante la tuerca de presión se utilizó el DCL de la parte superior del freno Prony y del eje secundario, los cuales se describen en la *Figura 2.11* y *Figura 2.12* respectivamente.

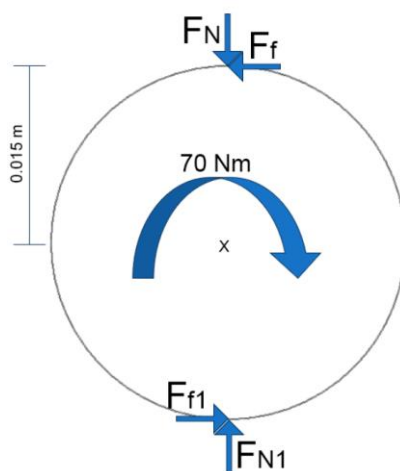
**Figura 2.11**

*DCL del freno Prony – Parte superior*



**Figura 2.12**

*DCL del eje secundario en la zona del freno Prony*



A continuación, se realizaron las ecuaciones de equilibrio del eje secundario:

$$+\uparrow F = 0$$



$$F_{N1} - F_N = 0$$

$$F_{N1} = F_N \quad (2.6)$$

$$+\rightarrow F = 0$$

$$F_{f1} - F_f = 0$$

$$F_{f1} = F_f \quad (2.7)$$

$F_{f1}$  y  $F_f$  son fuerzas por fricción y se pueden relacionar con las fuerzas normales  $F_{N1}$  y  $F_N$  respectivamente con la siguiente fórmula:

$$F_f = \mu F_N \quad (2.8)$$

$$+\curvearrowright M_x = 0$$

$$70 \text{ Nm} - 0.015 * F_f - 0.015 * F_{f1} = 0$$

$$70 \text{ Nm} = 0.015 * \mu * F_N + 0.015 * \mu * F_N$$

$$F_N = \frac{70}{0.015 * \mu * 2} \quad (2.9)$$

Retomando la ecuación (2.8):

$$F_f = \frac{70\mu}{0.015 * \mu * 2} = 2333.33 \text{ N}$$

Luego, se realizaron las ecuaciones de equilibrio necesarias del freno Prony:

$$+\uparrow F = 0$$

$$F_{N1} + F_m - Y_A - Y_B = 0$$

$$F_N + \frac{70}{L} - Y_A = Y_B \quad (2.10)$$

$$+\rightarrow F = 0$$

$$\mu F_N + X_A - X_B = 0$$

$$\mu F_N = X_B - X_A \quad (2.11)$$

$$+\circlearrowleft M_o = 0$$

$$dY_B + cX_A = 70Nm + cX_B + dY_A$$

$$dY_B - dY_A = 70Nm + cX_B - cX_A$$

$$dY_B - dY_A = 70Nm + c\mu F_N$$

$$d\left(F_N + \frac{70}{L} - Y_A\right) - dY_A = 70Nm + c\mu F_N$$

$$Y_A = \frac{70Nm + c\mu F_N - dF_N - \frac{70d}{L}}{-2d} \quad (2.12)$$

Remplazando la expresión 2.12 en la 2.10:

$$Y_B = F_N + \frac{70}{L} - \frac{70Nm + c\mu F_N - dF_N - \frac{70d}{L}}{-2d} \quad (2.13)$$

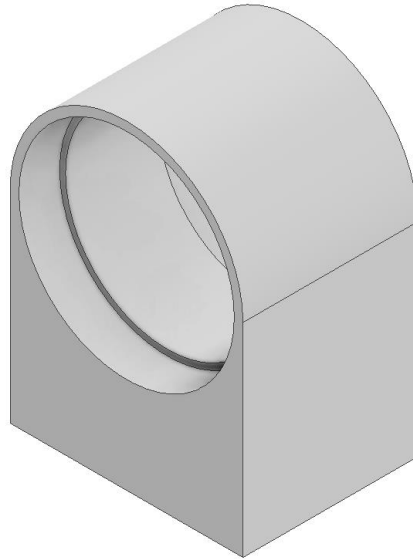
Se modificaron las variables presentes en la ecuación 2.13 para obtener la reacción  $Y_B$ .

### 2.2.5 Diseño de soporte de ejes

Se diseñó un soporte, como se observa en la *Figura 2.13*, que permitió insertar y fijar dos rodamientos, los cuales iban a estar en contacto directo con los ejes del banco. Estos soportes tuvieron que ser del menor tamaño posible para que permita pequeñas distancias entre los centros de los ejes.

**Figura 2.13**

*Modelado de soporte de ejes en Inventor.*

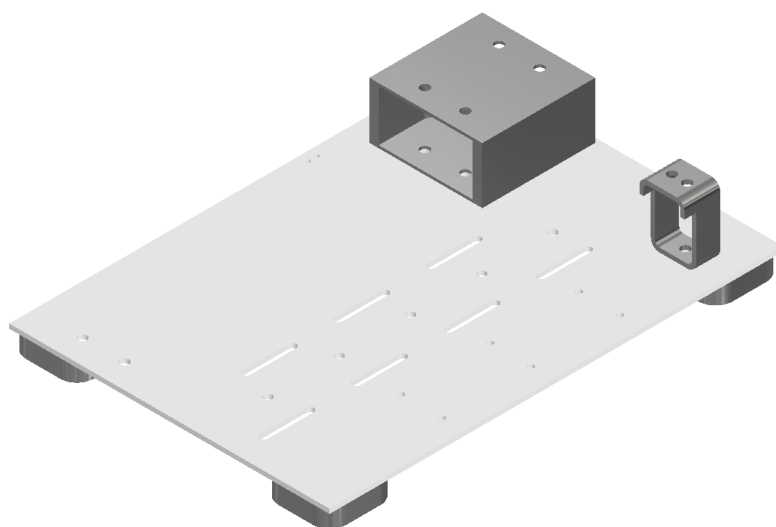


### **2.2.6 Diseño de estructura base**

La estructura base debía ser capaz de soportar el peso y fuerzas del resto de los elementos del banco. Además, otra función era mantener el nivel del resto de elementos para que se puedan acoplar correctamente y mantenerse en su posición. El modelo de la base se muestra en la *Figura 2.14*.

**Figura 2.14**

*Modelado de estructura base en Inventor.*



En la estructura más grande se ensambla el motor del taladro, mientras que en la más pequeña se acopla el soporte de ejes. Por último, los puntos que se observan en la base gris sirven para fijar las guías lineales que permitieron el movimiento del eje secundario y del freno Prony.

### **2.3 Diseño del sistema de control**

Para el sistema de control de nuestro banco de pruebas, se siguió un enfoque integral con el Arduino como núcleo. Este microcontrolador coordinaba todas las funciones esenciales, incluyendo la lectura de sensores y la presentación de su información. El número de vueltas se medía mediante un sensor IR. Este tipo de sensor electrónico utiliza luz infrarroja para detectar interrupciones en un haz de luz, indicando así cada vuelta completa.

Se adaptó el gatillo del taladro para controlar la velocidad del motor, junto a un tacómetro para saber a qué velocidad está funcionando y así retroalimentar al controlador. Dicho tacómetro se compone del sensor IR mencionado anteriormente.

A su vez se incorporó un botón de paro, pudiendo detener el proceso en todo momento según se requiera.

Se incorporó en el freno otro Arduino junto con un sensor de peso compuesto por una galga extensiométrica y un módulo HX711 con el propósito de conocer con precisión la fuerza que va a ser usada en el cálculo del torque externo. Además, se incorporó un acelerómetro para evaluar las vibraciones.

Se usaron dos Arduino para optimizar sus funciones específicas, esta división de tareas ofrece mayor modularidad, facilita el mantenimiento y la expansión del sistema, y mejora la eficiencia en el uso de recursos. La arquitectura modular resultante proporciona robustez y flexibilidad, permitiendo ajustes independientes en cada Arduino sin afectar el rendimiento del otro.

Las *Figuras 2.15* y *2.16* resumen todo este proceso en dos diagramas de bloques.

Figura 2.15

Diagrama de bloques del sistema de control de velocidad

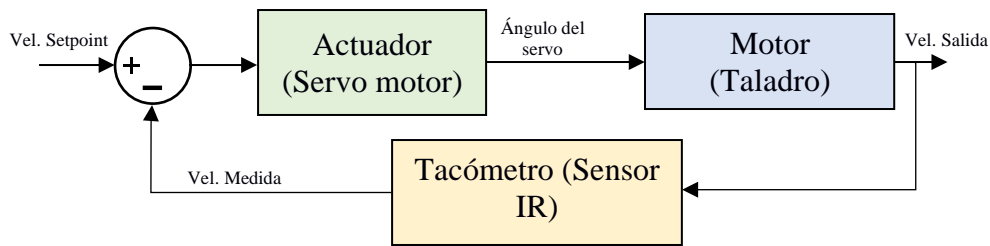
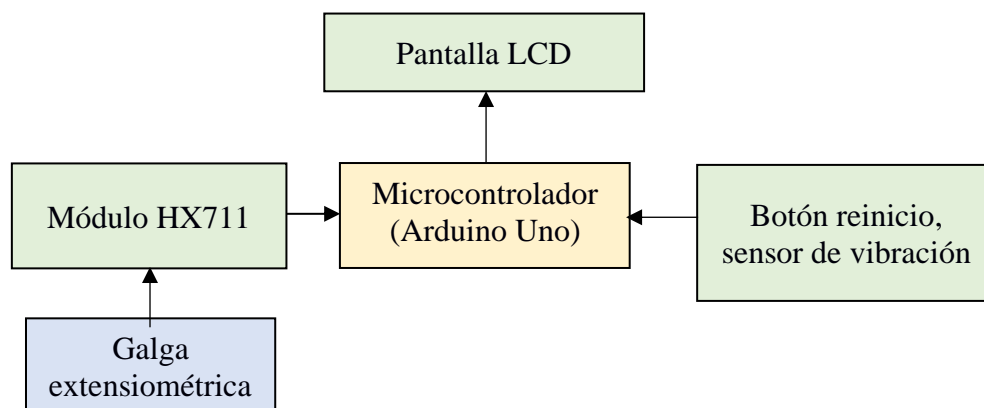


Figura 2.16

Esquema general de las conexiones del microcontrolador conectado al freno



### 2.3.1 Diagrama de programación del controlador

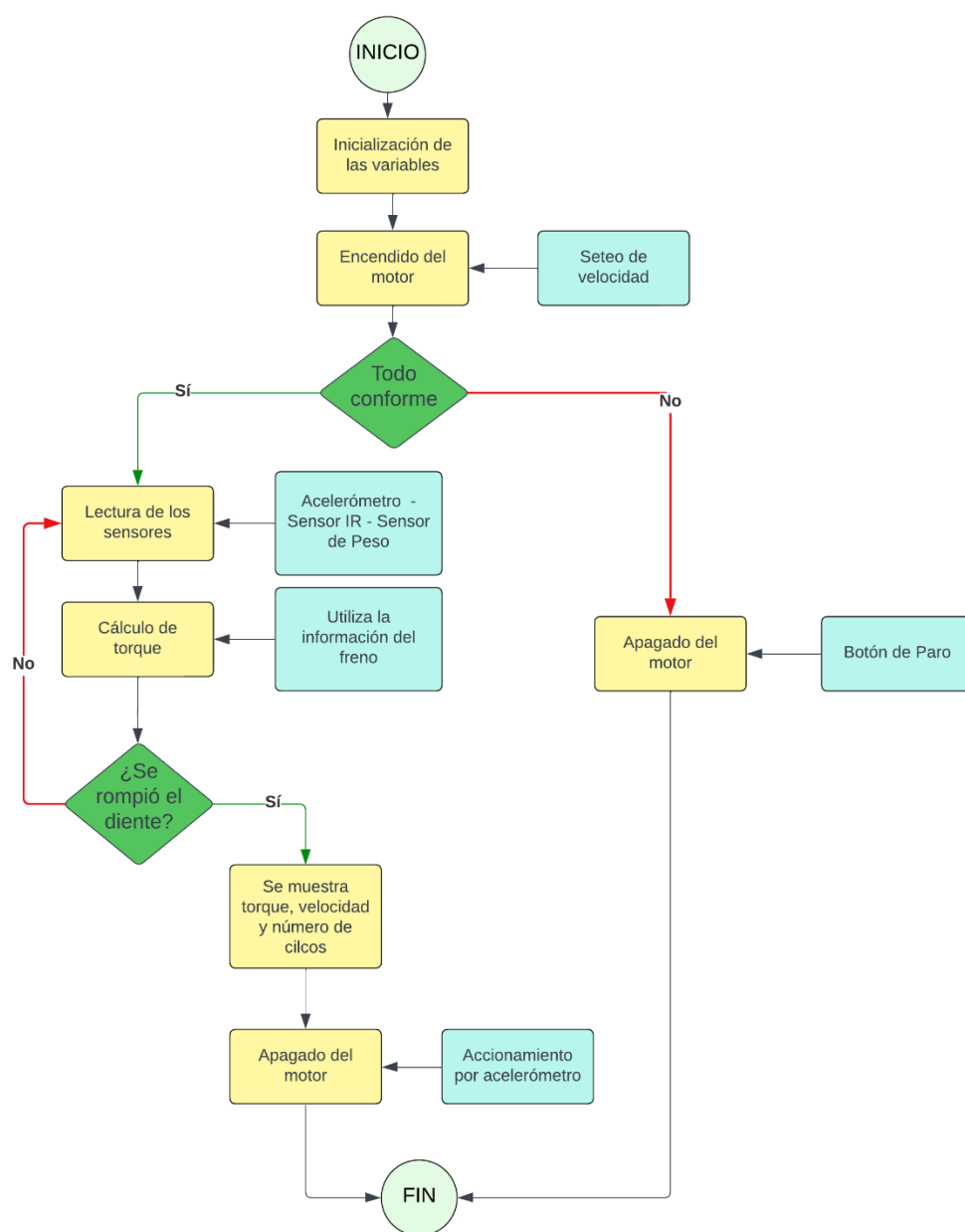
Para la programación del arduino se inició cargando las librerías necesarias e inicializando variables clave, como la configuración de pines para sensores. Se encendió el motor mediante su conexión al tomacorriente y se estableció una velocidad determinada mediante el potenciómetro.

En caso de existir imprevistos, se accionaba el botón de paro del sistema, en otro caso, se realizaba la lectura de sensores. El Arduino mostraba en su pantalla LCD, la velocidad fijada, la velocidad real y el número de ciclos, mientras que en el segundo Arduino se reflejaba el torque aplicado junto al estado del *Relay*. En este sistema no es necesario almacenar cada uno de los valores de torque y velocidad, ya que estos se van a mostrar continuamente, dado que, si el operador cambia la presión en el freno, este cambio se refleja en la salida por consola; no

obstante, lo que en verdad interesa son los valores a los cuales el engranaje llega a su falla. En el caso de que el engranaje se rompía, se detenía el sistema mediante la información provista por el acelerómetro, pero, de no haber ocurrido esto, el sistema sigue tomando datos hasta cumplir la rotura del diente. El algoritmo de programación se resume en el diagrama de flujo presentado en la *Figura 2.17*.

**Figura 2.17**

*Diagrama de flujo correspondiente a la programación del microcontrolador Arduino*



### ***2.3.1 Control de velocidad***

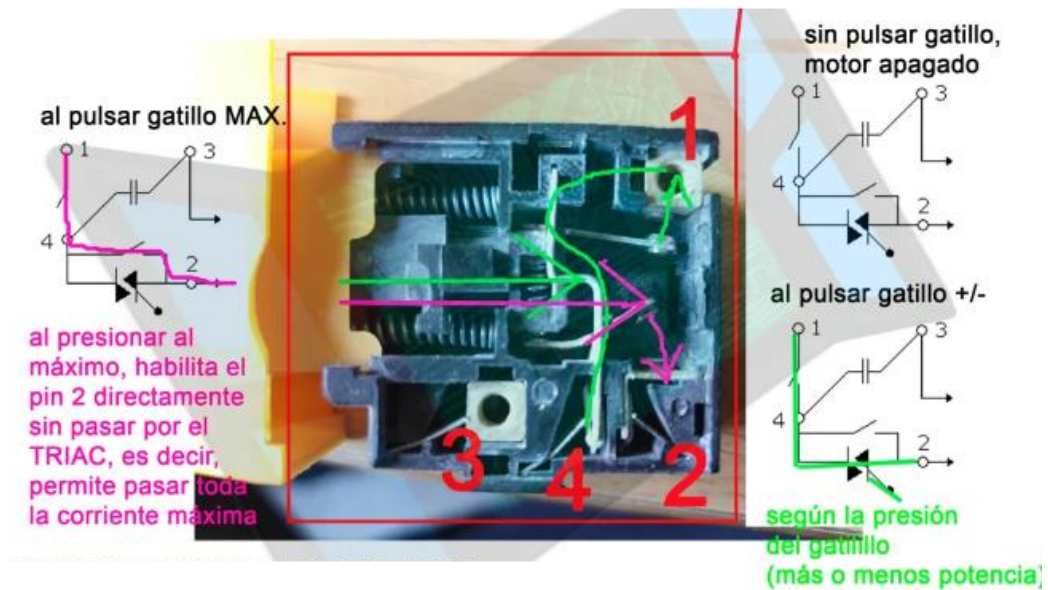
Para poder controlar la velocidad de este sistema se optó por utilizar el mismo interruptor que posee el taladro. Esta elección se justifica por la capacidad de este para ofrecer un manejo continuo durante las pruebas, permitiendo ajustar la velocidad de manera simplificada al solo depender de su accionamiento.

Este interruptor cuenta con un TRIAC cuyo propósito es controlar la potencia mediante el ángulo de fase al que se somete el disparador (presión del gatillo) para decidir qué potencia se requiere en cada instante de tiempo.

Este switch cuenta con cuatro terminales. Mientras no se alimente el motor, el TRIAC no entrará en conducción al presionar el gatillo. Cuando se presiona el gatillo a un nivel intermedio, se cierran los interruptores de los terminales “1” y “4”, activando el circuito interno del disparador. Este último incluye un modelo de resistencia variable que, según la posición del gatillo y la presión ejercida en él, ajusta la corriente para mantenerse por encima del umbral requerido para activar el TRIAC. Esto regula el flujo de corriente (y, por ende, la potencia) entre los pines “2” y “4” del TRIAC. En resumen, al presionar suavemente el gatillo, el motor del taladro opera a una velocidad moderada, mientras que, al aumentar gradualmente la presión, el motor acelera, permitiendo un mayor paso de corriente a través del TRIAC y aumentando el ciclo de trabajo entre sus terminales ánodo y cátodo. Se puede tener un mejor entendimiento si se aprecia la *Figura 2.18*.

**Figura 2.18**

Funcionamiento del interruptor del taladro (gatillo)



Para controlar la fuerza con la cual se presiona el gatillo del taladro, se optó por implementar un mecanismo de biela, manivela y corredera (siendo el propio gatillo este último) impulsado por un servomotor. Así, el usuario tendría que establecer una velocidad deseada, el sensor medía la velocidad real y si esta era superior o inferior a la velocidad deseada, el ángulo de giro aumentaba o disminuía según sea el caso, constituyendo un controlador similar al de tipo ON/OFF o por histéresis. El mecanismo del actuador sería similar al ejemplificado en la *Figura 2.19*.

**Figura 2.19**

Mecanismo de biela, manivela y corredera para presionar el gatillo





## **Capítulo 3**

### 3.1 Resultados y análisis

#### 3.1.1 Motor seleccionado

Se investigó las opciones locales de taladros que cumplieran los requisitos previamente explicados. Finalmente, se eligió el taladro de la marca Tekno de 900 W, cuyas especificaciones se muestran en la *Tabla 3.1*.

**Tabla 3.1**

*Especificaciones del Taladro Tekno*

<b>TALADRO TEKNO</b>	
Potencia	900 W
Voltaje	110 V / 60 Hz
Velocidad variable	0-3000 rpm
Cap. De mandril	13mm

#### 3.1.2 Eje maestro

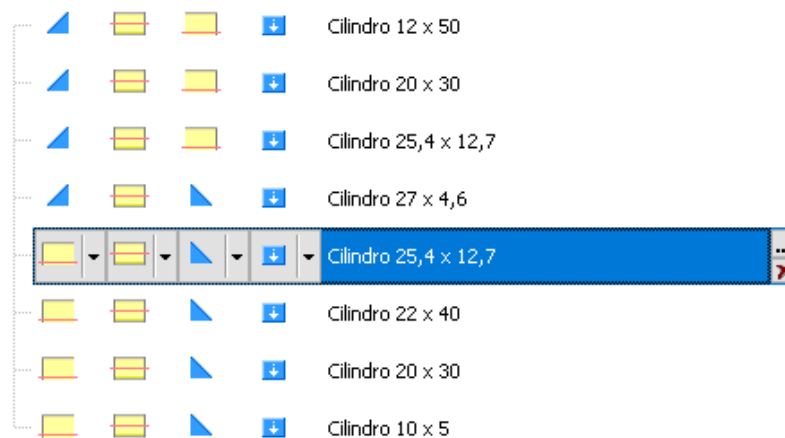
El eje maestro se diseñó teniendo en consideración las dimensiones del resto de componentes que se acoplan a él y el diámetro mínimo calculado mediante las ecuaciones de Mott.

En uno de sus extremos, se incorporó el taladro con un diámetro máximo de mandril de 13 mm, motivo por el cual la sección "A" del eje tiene dicho diámetro. La sección "B" se diseñó con 30 mm de largo y 25 mm de diámetro debido a que el diámetro mínimo calculado fue de aproximadamente 23 mm. La sección "C" se podía modificar según el diámetro interno del engranaje maestro que se quiere acoplar. Por lo tanto, esta sección no tiene un diámetro exacto, si no un rango que va desde 10 mm a 20 mm. El límite inferior está determinado por las ecuaciones de Mott, mientras que el límite superior se establece para evitar superar el diámetro de la sección "B" y evitar complicaciones durante el ensamblaje.

La *Figura 3.1* muestra las dimensiones exactas del eje maestro, mientras que la *Figura 3.2* muestra el modelado del eje maestro.

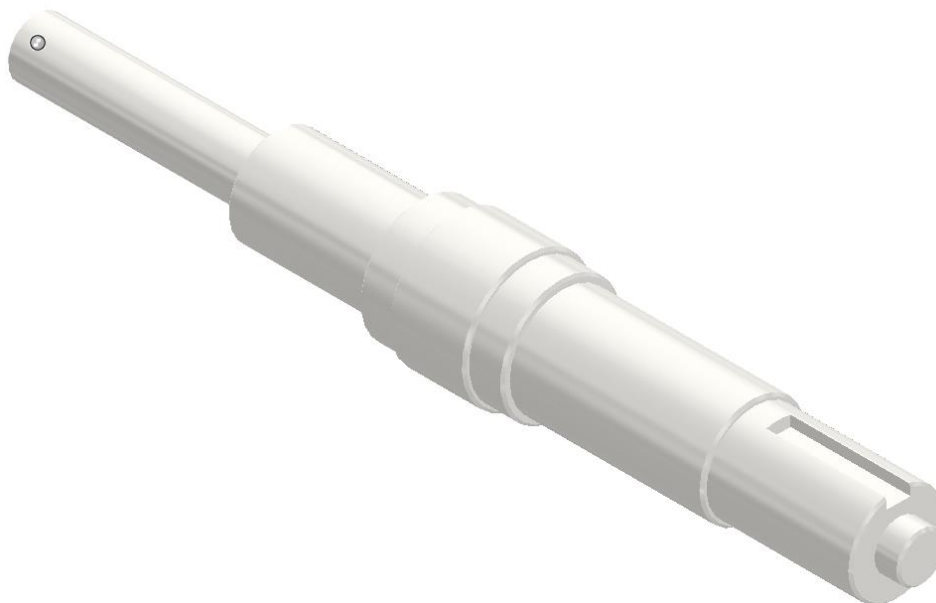
**Figura 3.1**

*Dimensiones del eje maestro*



**Figura 3.2**

*Eje maestro*



### 3.1.3 Eje secundario

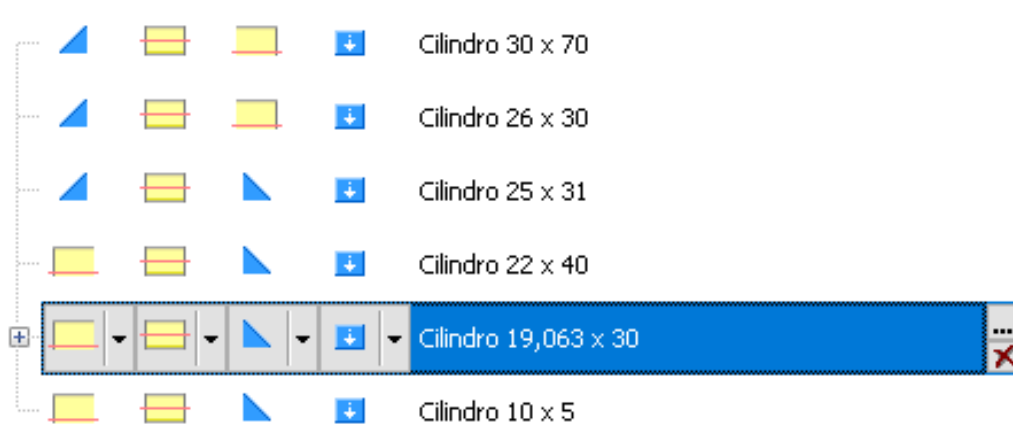
El eje secundario tuvo las mismas consideraciones que el eje maestro al momento de diseñarse.

Las dimensiones de la sección intermedia y la zona de acople del engranaje son idénticas a las del eje maestro, ya que se siguieron los mismos criterios de diseño. La diferencia principal con respecto al eje maestro es en la sección donde se colocó el freno Prony, la cual tuvo un diámetro de 30 mm y una longitud de 70 mm.

La *Figura 3.3* proporciona las dimensiones exactas del eje maestro, mientras que la *Figura 3.4* ilustra el modelado detallado del mismo.

**Figura 3.3**

*Dimensiones del eje secundario*



**Figura 3.4**

*Eje secundario*



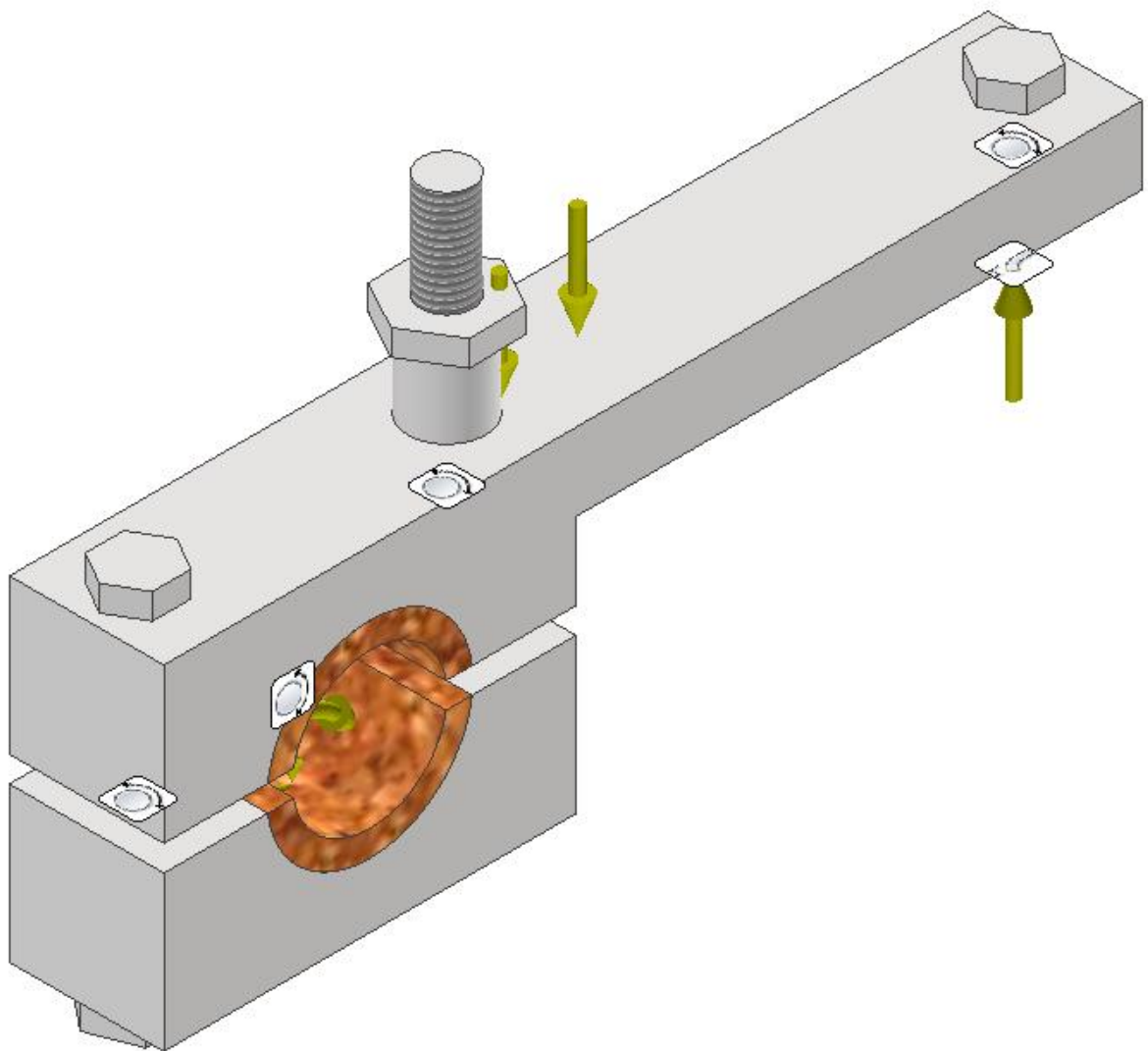
### 3.1.4 Freno Prony

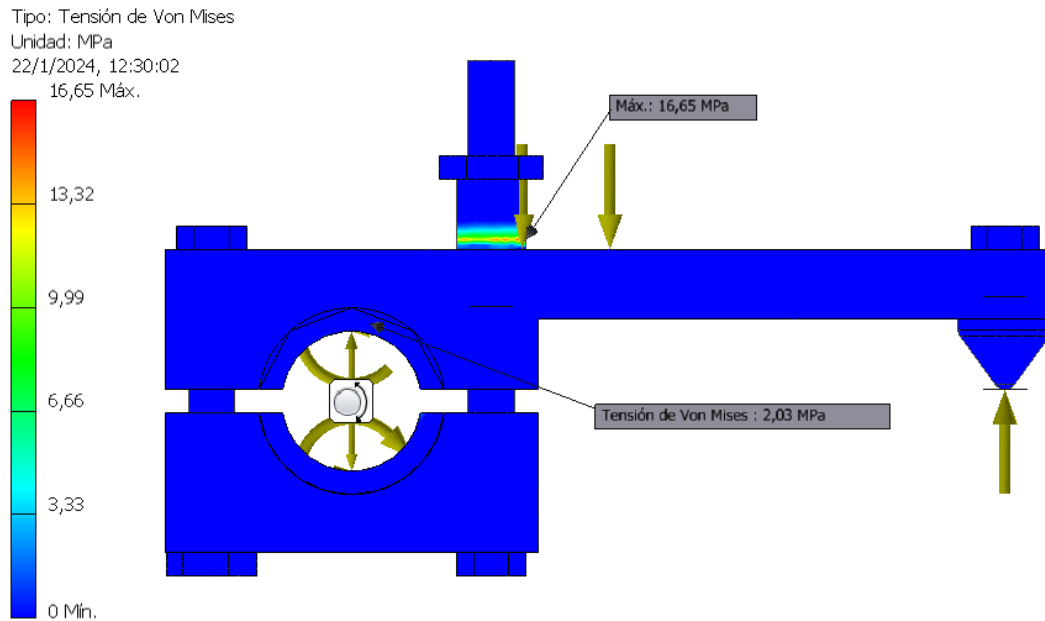
Se realizó el análisis de elementos finitos (AEF) para el freno Prony mediante el software Inventor. En este entorno se agregaron las cargas externas presentes en el ensamble como los 70 Nm del motor, la fuerza  $F_m$  presente en la punta y la carga externa  $Y_B$  la cual se obtuvo mediante la ecuación 2.13. Además, se añadió la fuerza de gravedad a la simulación.

Por último, se colocaron restricciones de pasador donde correspondía. La configuración final para el análisis se estableció según la *Figura 3.5*.

**Figura 3.5**

*Configuración para el AEF del freno Prony*



**Figura 3.6***Esfuerzo de Von Mises en el freno Prony*

La *Figura 3.6* muestra que la simulación arrojó un esfuerzo de Von Mises máximo de 16.65 MPa en la punta del freno.

Con este valor se pudo determinar si el freno sufriría un fallo plástico. Para esto, se necesitó comparar el esfuerzo de fluencia de todos los materiales que conforman el freno, los cuales se presentan en la *Tabla 3.2*.

**Tabla 3.2***Esfuerzo a la fluencia de componentes del freno Prony*

PIEZA	MATERIAL	ESFUERZO DE FLUENCIA $S_y$
Pieza superior	Acero AISI 1045	310 MPa
Pieza inferior	Acero AISI 1045	310 MPa
Superficie de fricción	Madera	41.1 MPa
Pasadores	Acero AISI 1045	310 MPa
Tuerca de presión	Acero AISI 1045	310 MPa
Punta	Plástico PLA	26.08 MPa

Se escogieron esos dos tipos de aceros dado que son fáciles de encontrar en el mercado local. La madera se eligió como superficie de fricción porque es fácil de moldear, tiene un precio asequible y su coeficiente de fricción (0.394) es lo suficientemente alto como para no sobredimensionar el freno Prony [15].

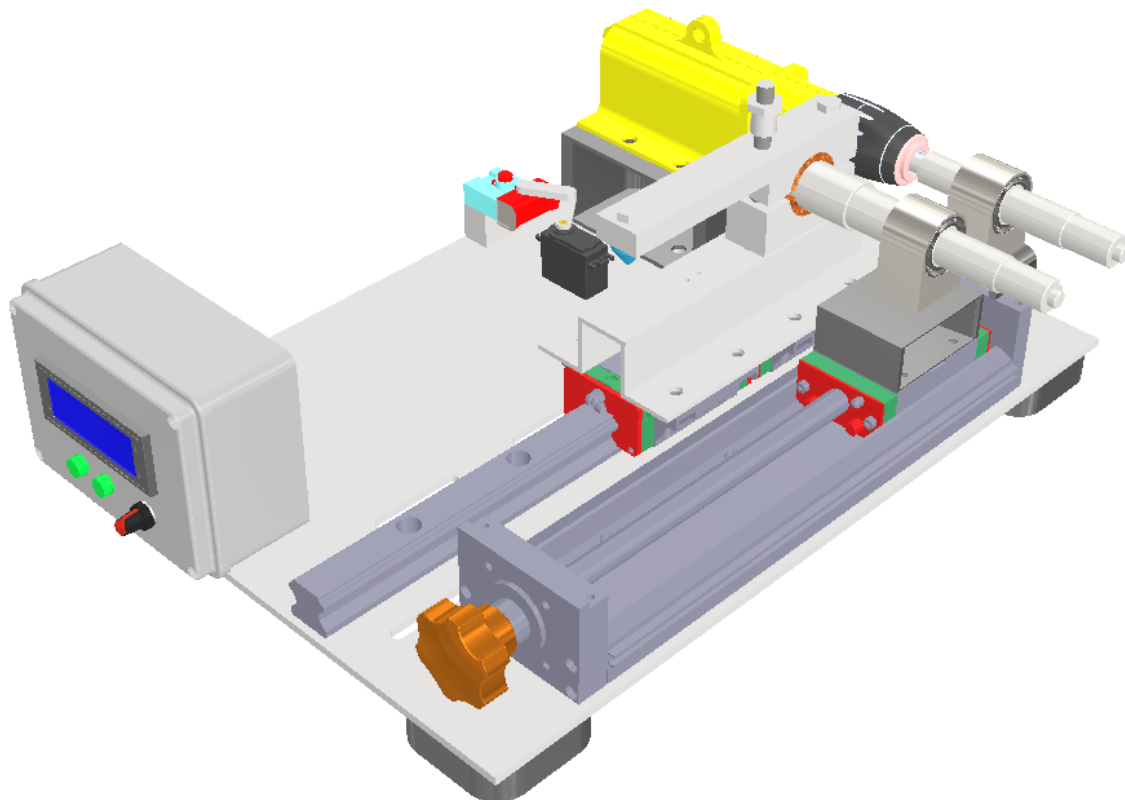
Dado que todos los materiales implementados tuvieron un esfuerzo a la fluencia mayor al esfuerzo máxima de Von Mises en el ensamble, se pudo dar por válido el diseño mecánico del freno.

### ***3.1.5 Banco de pruebas***

Se ensamblaron todos los elementos diseñados y seleccionados para el banco de pruebas y así se obtuvo un prototipo modelado como se aprecia en la *Figura 3.7*.

**Figura 3.7**

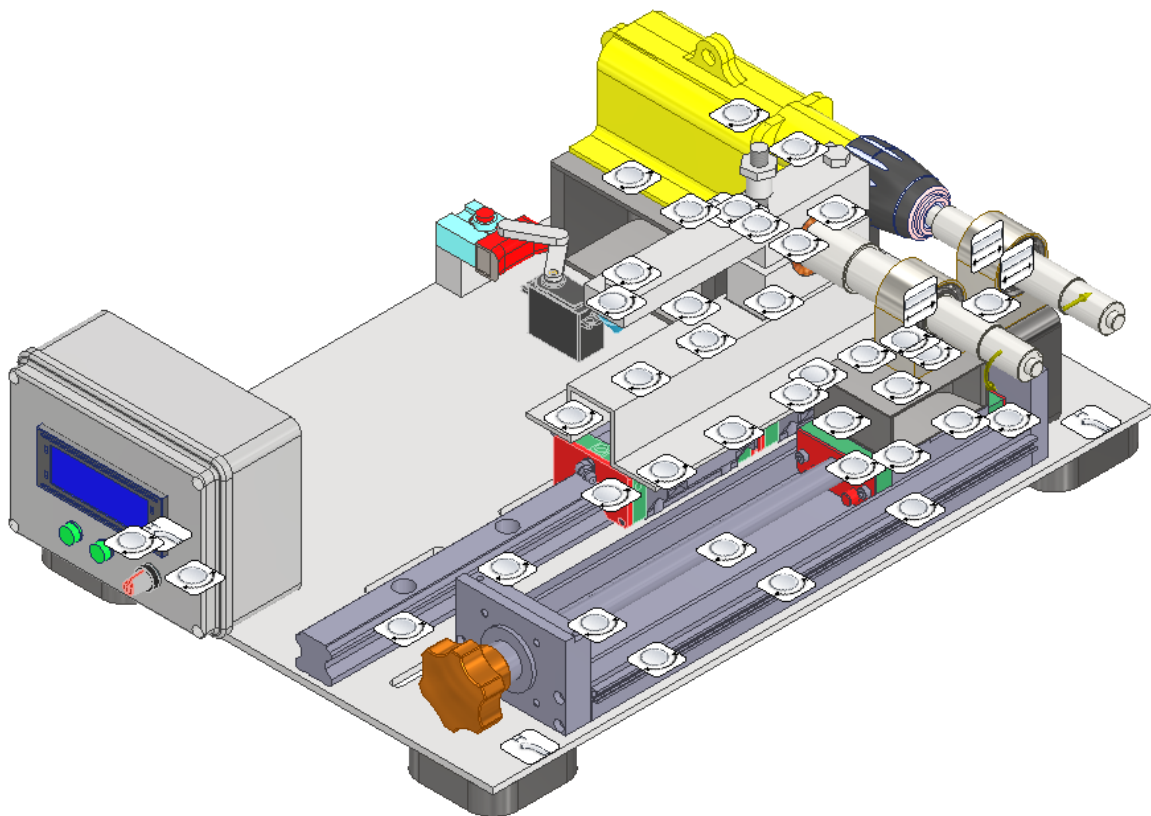
*Modelado del prototipo del banco de pruebas*



Se establecieron restricciones de pasador en los agujeros donde se colocaron pernos, tornillo y pasadores para fijar los elementos en el ensamble. Además, se fijaron las cuatro patas de la base y se colocaron superficies sin fricción en los rodamientos. Por último, se colocaron las cargas y momentos del motor, ejes y freno Prony. Así, la configuración para el análisis quedó según la *Figura 3.8*.

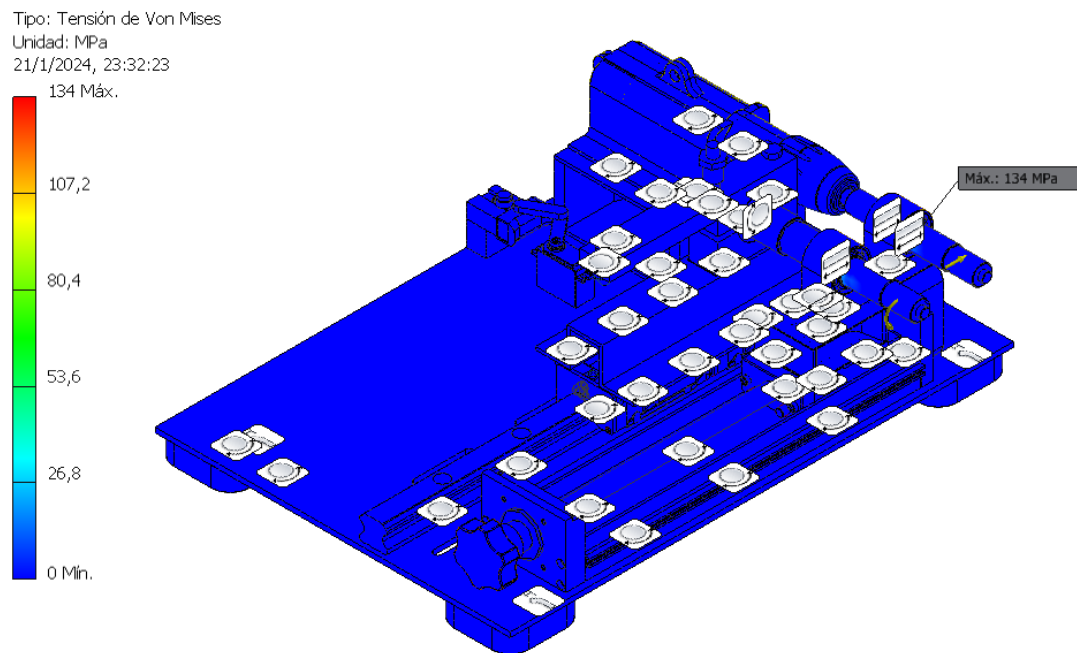
**Figura 3.8**

*Configuración para el AEF del banco de prueba*



Al momento de simular, se eliminó la caja de control y los componentes internos del taladro ya que, debido a su geometría, provocaban que la simulación no termine de procesar.



**Figura 3.9***Esfuerzo de Von Mises del banco de prueba*

La *Figura 3.9* mostró el esfuerzo de Von Mises máximo del ensamble, el cual fue de 134 MPa y se encontraba en el eje maestro.

Para reconocer si existía un fallo plástico en el banco de pruebas, se procedió a comparar el esfuerzo a la fluencia con el esfuerzo de Von Mises, excepto en el freno Prony, ya que ese elemento fue analizado con anterioridad. Los valores del esfuerzo a la fluencia se recopilaron y se presentaron en la *Tabla 3.3*.

**Tabla 3.3***Esfuerzo a la fluencia de componentes del banco de pruebas*

PIEZA	MATERIAL	ESFUERZO DE FLUENCIA $S_y$
Eje maestro	Acero AISI 1018	235 MPa
Eje secundario	Acero AISI 1018	235 MPa
Base	Acero AISI 1045	310 MPa
Soportes de ejes	Acero AISI 1045	310 MPa

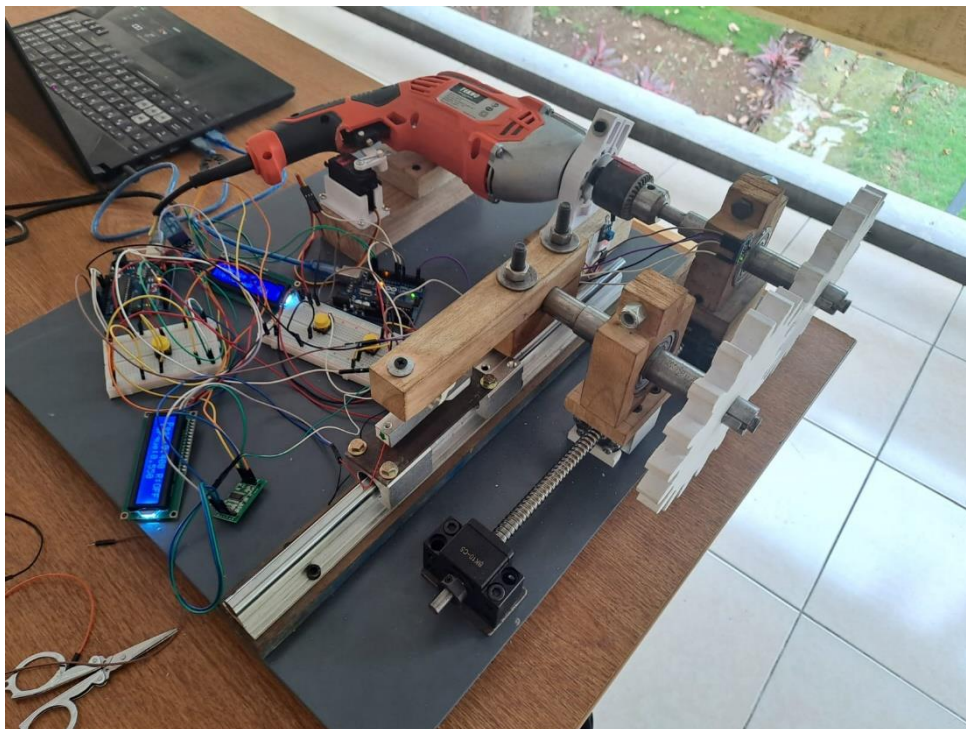
Dado que ninguno de los esfuerzos de fluencia de las piezas es inferior a 134 MPa, se puede corroborar que el diseño del banco de pruebas fue apto para soportar las cargas del sistema.

### ***3.1.6 Prueba de concepto del banco de pruebas***

La *Figura 3.10* muestra la maqueta realizada para la validación del funcionamiento de nuestro proyecto. El ensamblaje final presenta el diseño mecánico basándose en el modelado hecho en Inventor, pero a menor escala.

**Figura 3.10**

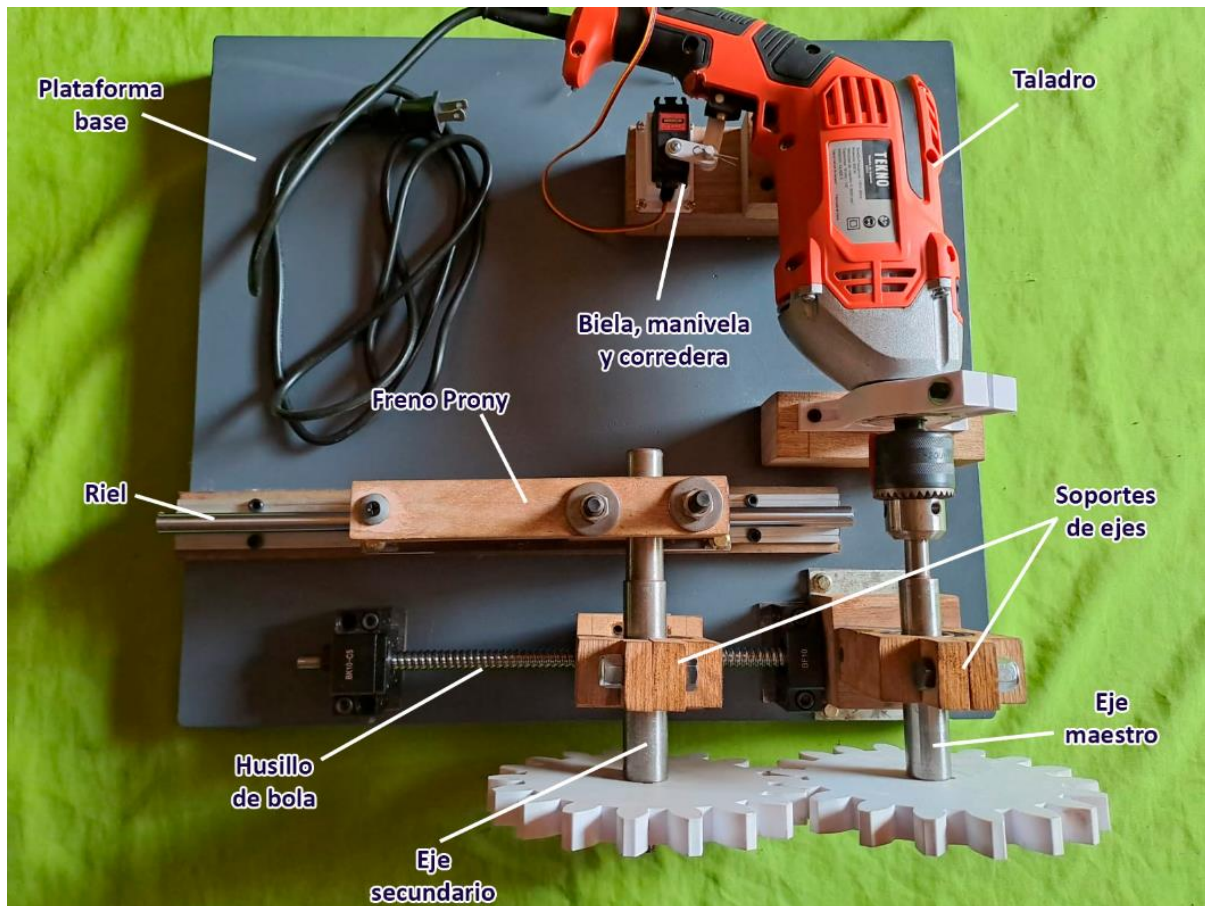
*Maqueta para la prueba de concepto del banco de pruebas para engranajes impresos en 3D*



La estructura estaba conformada por la base, los soportes, la guía lineal, entre otros elementos que se describen en la *Figura 3.11*. Diferentes piezas de la estructura fueron realizadas en madera para reducir costos, tiempo de fabricación y aumentar la flexibilidad en medidas.

**Figura 3.11**

*Componentes del ensamblaje de la maqueta para la prueba de concepto*

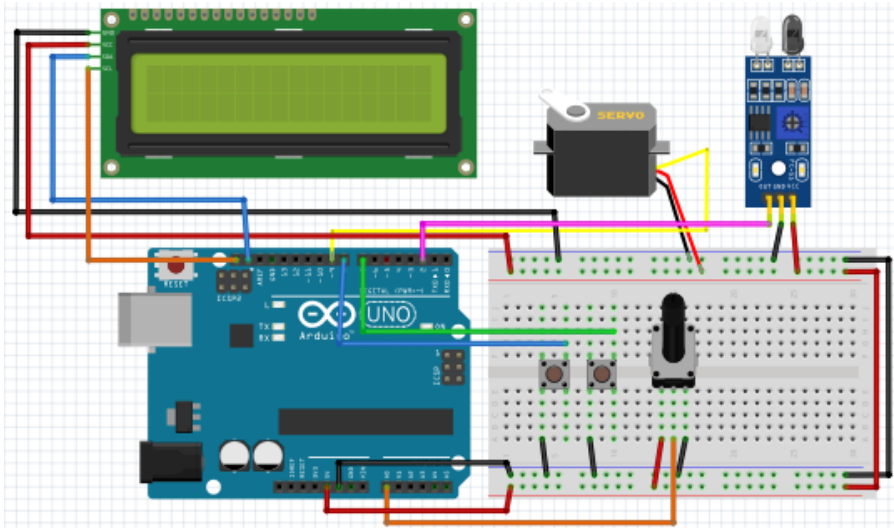


### **3.1.7 Sistema de control de velocidad y medición**

El sistema de control consta de dos circuitos, el primero controla la velocidad de nuestro taladro, permitiendo fijar una velocidad y que esta se mantenga constante. Cuenta el número de vueltas totales durante toda la operación mediante un sensor IR, lo cual indicaría su vida útil en concordancia a las condiciones impuestas en los engranajes. Además, cuenta con dos botones, el primero fija la velocidad seteada por el potenciómetro y el segundo permite reiniciar el control con el fin de parar el sistema o en su efecto cambiar de velocidad. Las conexiones pueden ser apreciadas en la *Figura 3.12*.

**Figura 3.12**

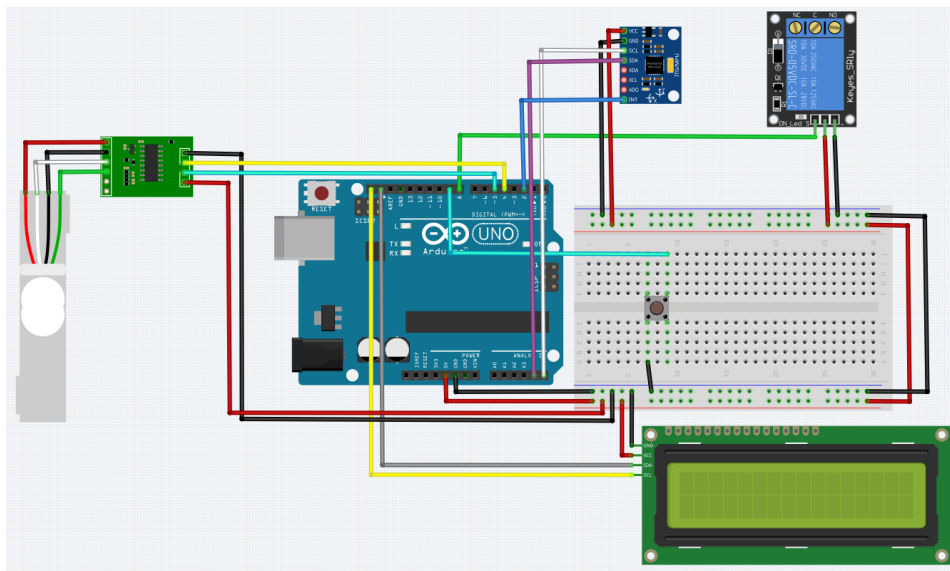
*Esquema eléctrico del circuito para el control de velocidad del taladro*



Por otra parte, el segundo circuito consta de una celda de carga con su módulo HX711 el cual brindará el torque aplicado, al calcular la fuerza resultante de un peso aplicado por la distancia del brazo Prony. Un MPU6050 mide las vibraciones y en caso de presentar variaciones grandes manda una señal al relé el cual desconecta el motor. Además, se cuenta con un paro de emergencia con el fin de apagar el motor cuando sea necesario. Las conexiones son apreciadas en la *Figura 3.13*.

**Figura 3.13**

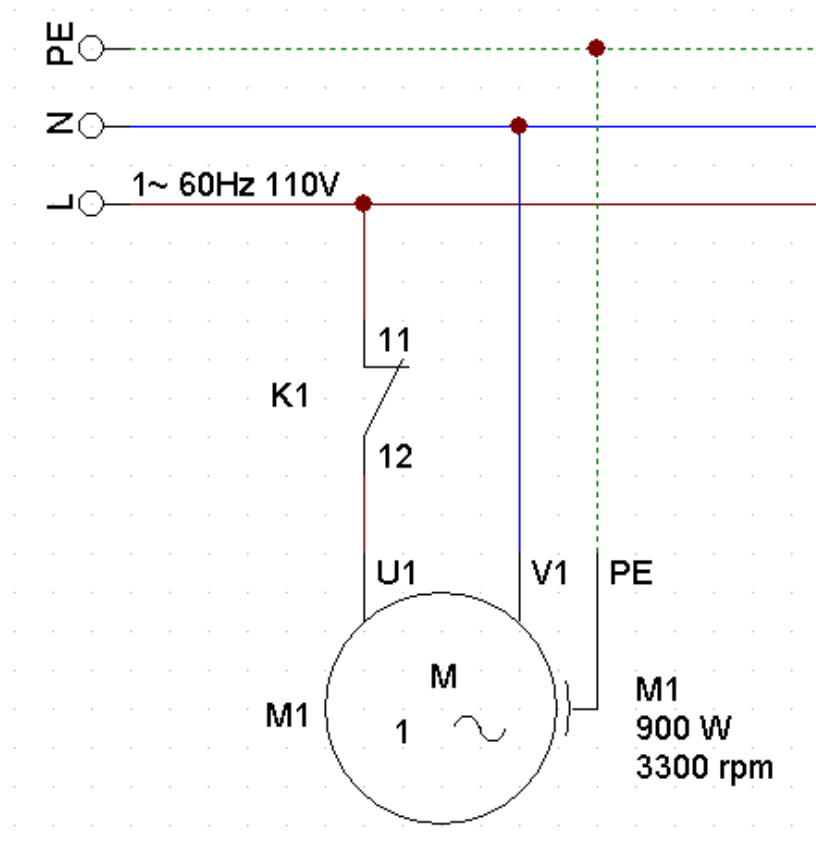
*Esquema eléctrico del circuito para el control de torque, encendido y apago del motor*



El taladro usa un motor universal, al cual se le acopló el relé para apagarlo en casos de emergencia o fallo por fatiga. El circuito de potencia del proyecto se describe en la *Figura 3.14*.

**Figura 3.14**

*Esquema eléctrico de la alimentación del motor*



### 3.1.8 Prueba de concepto - Control de velocidad

Se observa en la *Figura 3.15* la integración de un mecanismo de biela, manivela y corredera al interruptor del taladro, esto facilita el accionamiento del switch al ejercer una fuerza lineal de manera eficiente.

**Figura 3.15**

*Biela, manivela y corredera acoplada al switch del taladro*



Por su parte en la *Figura 3.16* se aprecia la adición del servomotor MG996R, el cual desempeña un papel crucial en el sistema. Este componente permite la implementación de un control preciso sobre la posición del mecanismo de biela, manivela y corredera, posibilitando así un ajuste óptimo de la fuerza ejercida y, por ende, optimizando el accionamiento del switch del taladro. La incorporación de este servomotor proporciona una mayor versatilidad y control en la operación del dispositivo, mejorando significativamente su rendimiento.

**Figura 3.16**

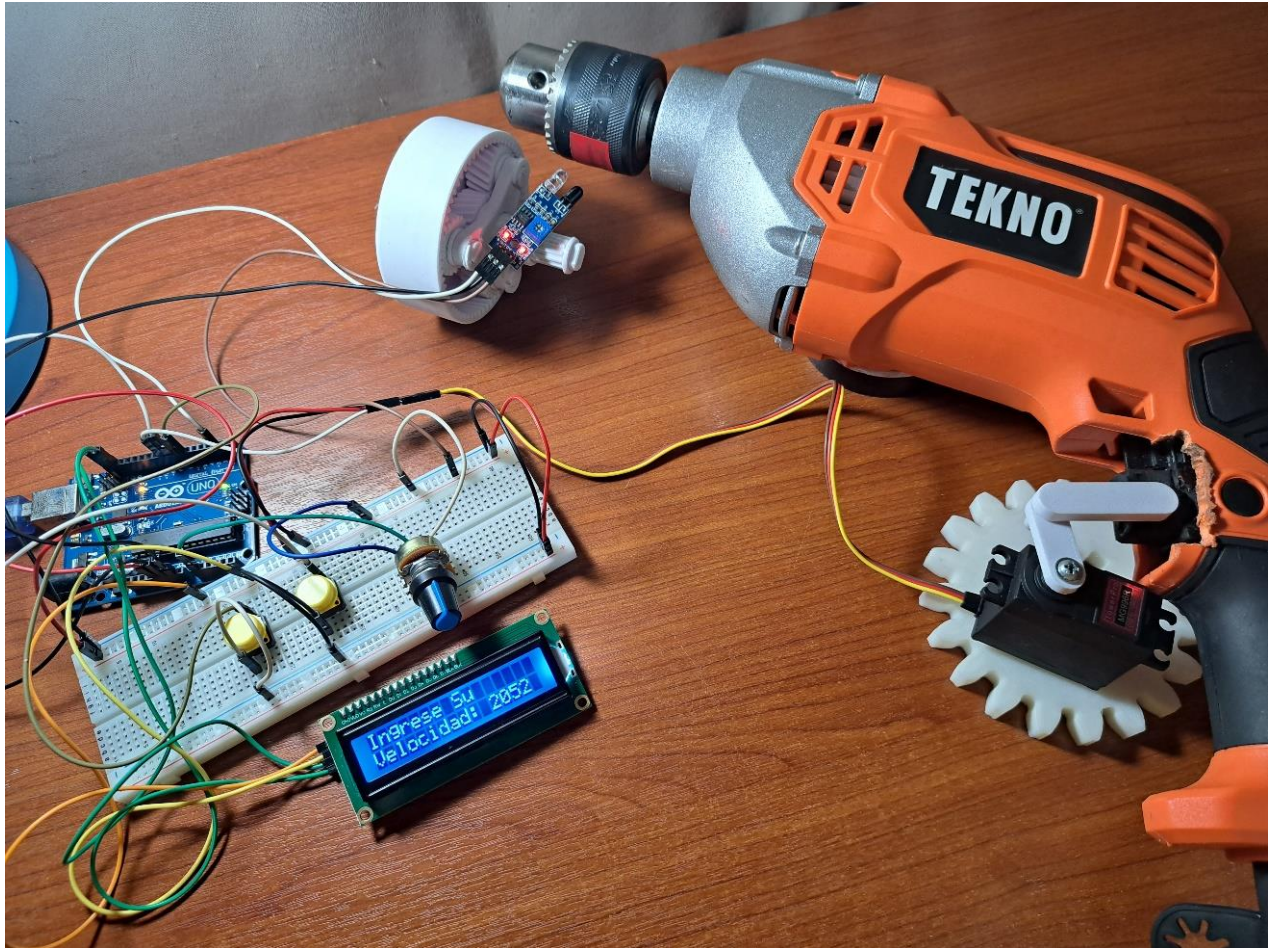
*Servomotor acoplado al mecanismo de biela manivela y corredera*



Se aprecia en la *Figura 3.17* los distintos componentes que conforman el sistema de control de velocidad, permitiendo su control preciso.

**Figura 3.17**

*Circuito con los componentes para el control de velocidad del taladro*

**Figura 3.18**

*Pantalla principal para fijar una velocidad deseada*

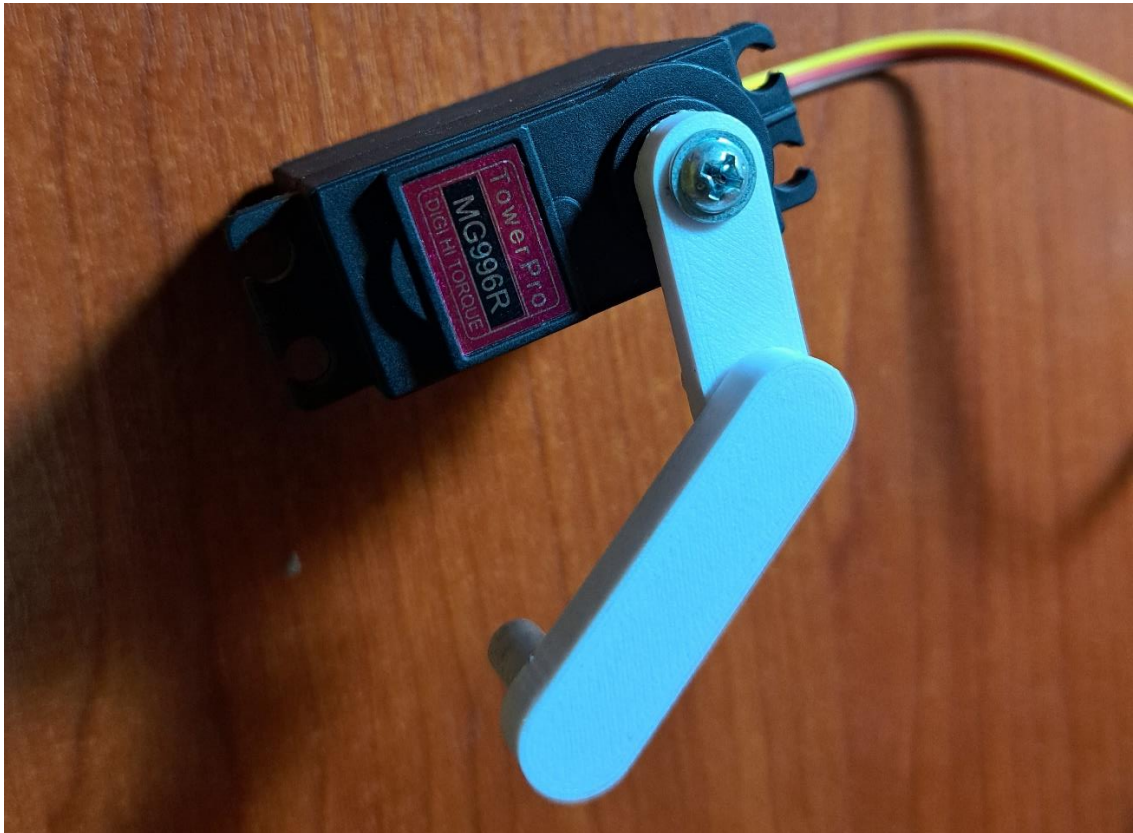




Una vez fijada la velocidad, el servomotor se acciona, girando su eje con el fin de presionar el gatillo del taladro y accionar su switch, tal cual es observable en la *Figura 3.19*.

**Figura 3.19**

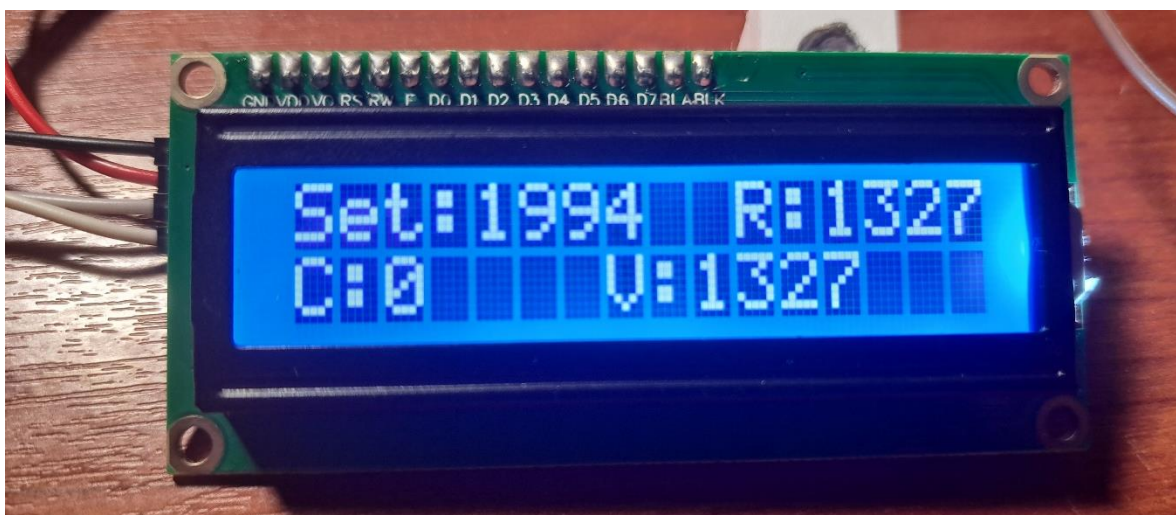
*Accionamiento del servomotor*



Luego, el sensor IR empieza a contar el número de veces que el motor hace girar su eje en un minuto. En la *Figura 3.20* se puede apreciar como la variable “C” va incrementando, representando las revoluciones por minuto.

**Figura 3.20***Lectura de velocidad en un minuto*

Pasado el minuto la velocidad actual se fija en la variable “R”, que sería la velocidad real. En la *Figura 3.21* se puede observar este hecho. Además, en la variable “V” se guardan las vueltas acumuladas.

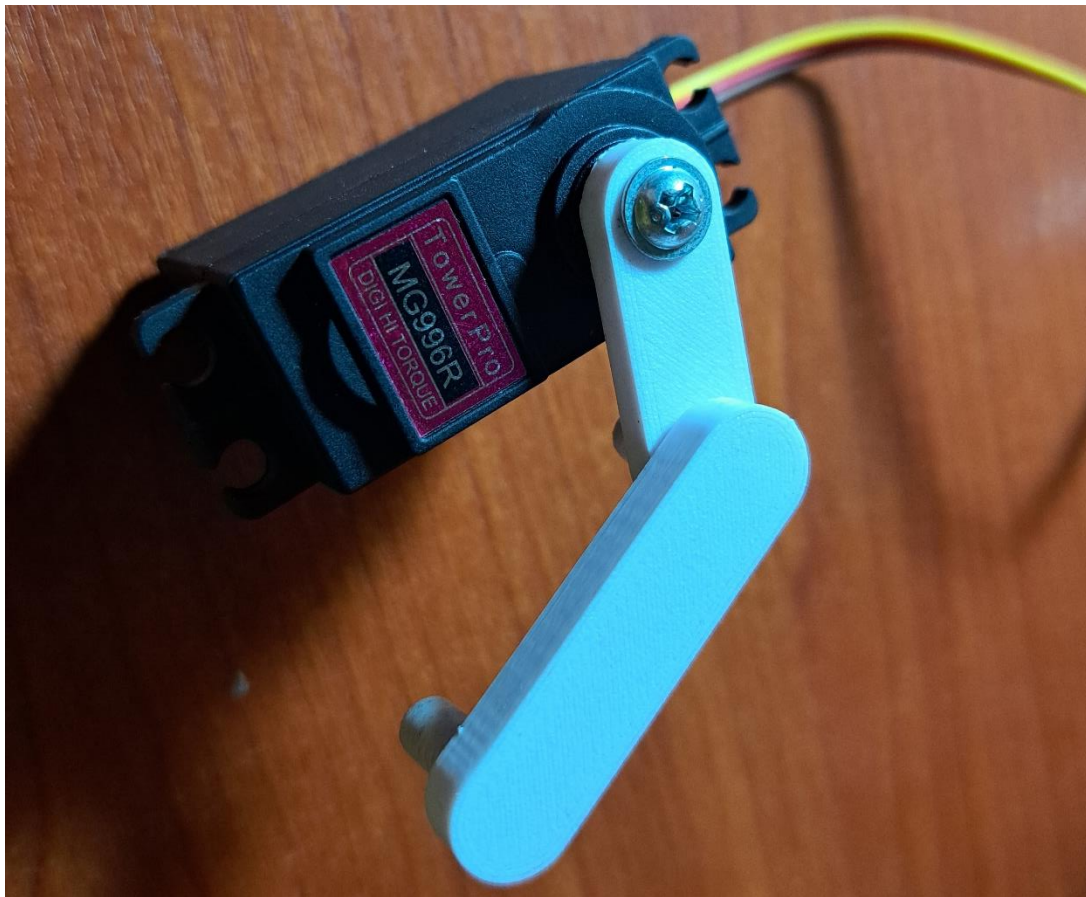
**Figura 3.21***Velocidad leída en un minuto y número de vueltas acumuladas*

En este caso, la velocidad no alcanza a la fijada, por lo que se acciona automáticamente el servomotor, esto sucede debido a la programación donde para compensar los errores de velocidad se

aplicó el principio de histéresis. En la *Figura 3.22* el servomotor hace girar su eje un grado horariamente para presionar aún más el gatillo lo que se traduce a un aumento de velocidad.

**Figura 3.22**

*Accionamiento del servomotor para alcanzar la velocidad fijada*



La velocidad va a seguir midiéndose y cuando alcance un rango de error aceptable entre cero a cien rpm el sistema dejará de accionar el servomotor, manteniendo una misma velocidad, alcanzando la velocidad fijada.

**Figura 3.23**

*Alcanzando la velocidad fijada*



En el caso de que la velocidad real supere a la velocidad fijada el servomotor girará su eje de manera antihoraria  $5^\circ$  disminuyendo la presión en el gatillo lo que se traduce a una menor velocidad. Este accionamiento puede ser apreciado en la *Figura 3.24*.

**Figura 3.24**

*Servomotor disminuyendo la presión del gatillo con el fin de disminuir la velocidad*



**Figura 3.25**

*Velocidad real superando a la velocidad fijada*

**Figura 3.26**

*Llegando aproximadamente a la velocidad fijada*

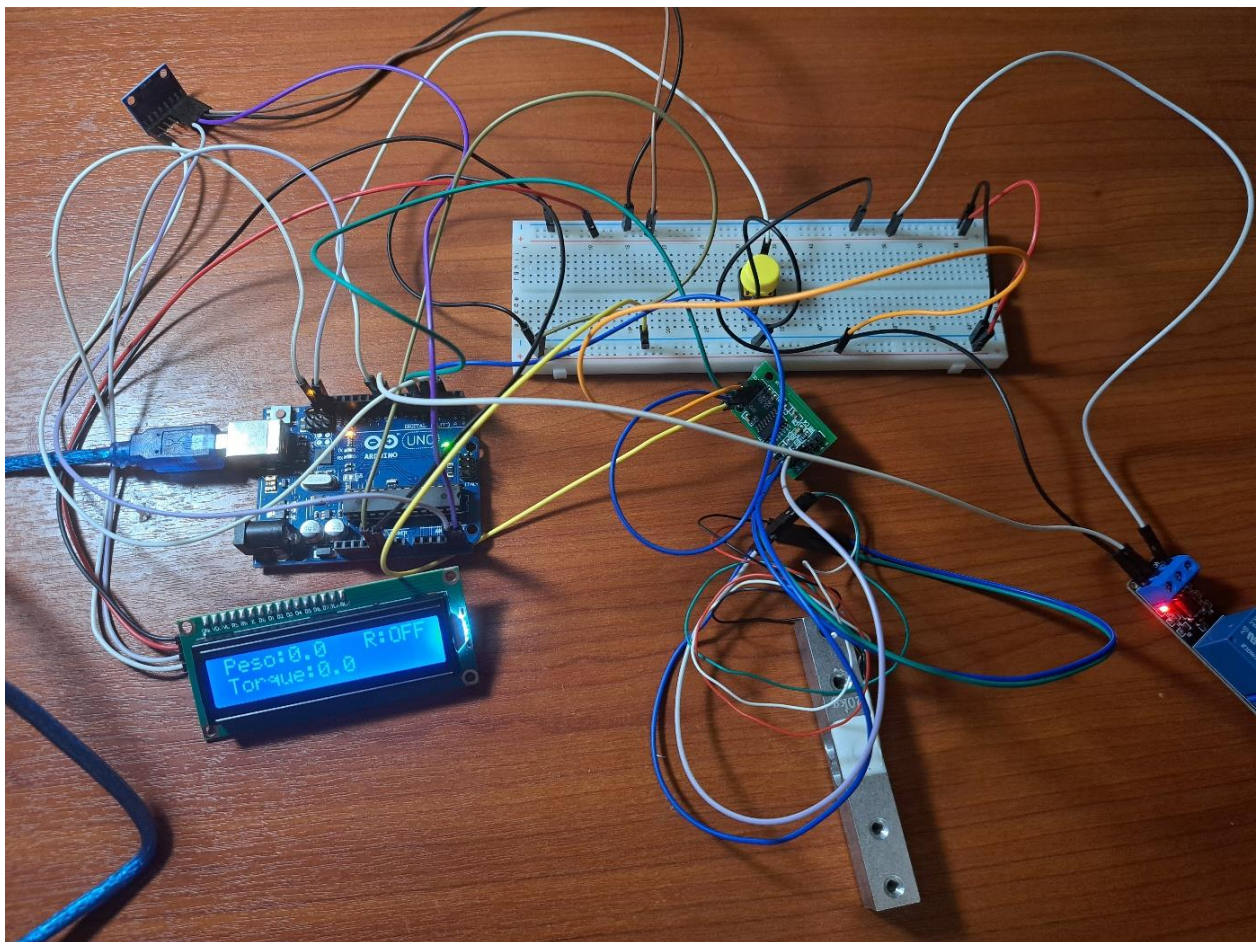


### 3.1.9 Prueba de concepto - Control del sistema de medición y detección de fallo

Se observa en la *Figura 3.27* el circuito de medición, detección y protección del sistema, con todos los componentes que permiten medir la carga aplicada, detectar la ruptura del diente, encender, apagar el motor y en caso de emergencias poder apagar todo el sistema en cualquier momento.

**Figura 3.27**

*Circuito de medición, detección y protección del sistema*



En la *Figura 3.28* se observa la respuesta del circuito, se observa los valores del peso, torque y el estado del relé, que en primeras instancias está apagado, pero cuando detecte la falla del diente o se presione el botón de paro, su estado pasará a encendido (ON).

**Figura 3.28**

*Pantalla principal con la información provista por los sensores*



Por su parte, en la *Figura 3.29* se registra la señal del botón de paro accionado; su valor cambia únicamente al volver a ser presionado. Lo mismo ocurre en caso de detectar vibraciones excesivas, originadas por la rotura del diente.

**Figura 3.29**

*Relé activado ante botón de paro o en caso de vibraciones excesivas*



### 3.2 Análisis de costes

**Tabla 3.4**

*Análisis de costes*

<b>ANÁLISIS DE COSTES</b>				
<b>Categoría</b>	<b>Descripción</b>	<b>Costo Unit. (\$)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Total (\$)</b>
Equipo	Taladro TEKNO	44.00	1	44.00
mecánico	Rodamientos 25-37-7mm	1.88	4	7.50
	Husillo de bola HIWIN	140.00	1	140.00
	Guía lineal HIWIN	173.00	1	173.00
	Pernos y tuercas	7.50	1	7.50
Equipo	Componentes electrónicos	30.50	1	30.50
electrónico	Microcontrolador Arduino UNO	13.40	2	26.80
Mecanizado	Ejes	50.00	2	100.00
	Freno Prony	140.00	1	140.00
	Soportes de rodamientos	130.00	2	260.00
	Impresiones 3D			
Mano de obra	Fabricación de la base del banco	100.00	1	100.00
	Fabricación Base móvil principal	50.00	1	50.00
	Fabricación Base móvil del freno	50.00	1	50.00
	Costos de servicios	200.00	1	200.00
<b>TOTAL</b>				<b>1,329.30</b>

La *Tabla 3.4* muestra un desglose de los costos producidos en este proyecto. A continuación, se describe cada una de las categorías.

- Equipo mecánico

En esta categoría se consideraron todos los elementos mecánicos necesarios para nuestro diseño que se podían comprar.

- Equipo electrónico



Aquí se consideran todos los sensores, actuadores (exceptuando el taladro) y microcontroladores necesarios para el sistema de control y medición de variables.

- Mecanizado

En esta categoría se incluyen todos los elementos que fueron diseñados y posteriormente materializados, ya sea en metal o mediante impresión 3D. El cliente proporcionó el material y la impresora 3D para las piezas impresas, por lo cual no se consideró su precio en el análisis de costes.

- Mano de obra

Esta categoría engloba todos los costos relacionados a mano de obra como la soldadura, entre otros. Aquí también se agrega el costo por nuestros servicios.

En base a los costos previamente analizados, se puede considerar que la propuesta de solución presentada resultó como una alternativa económicamente viable para su implementación.

## **Capítulo 4**

## 4.1 Conclusiones y recomendaciones

En esta sección se describirá la importancia del trabajo desarrollado, así como las conclusiones obtenidas a partir del análisis de los resultados.

### 4.1.1 Conclusiones

Manteniendo en mente el objetivo general del proyecto, se procede a presentar las conclusiones obtenidas a partir de los resultados expuestos con antelación.

- Los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos realizado al banco de pruebas en Inventor (*Figura 3.9*) y la comparación de esfuerzos de fluencia de cada material del banco según el esfuerzo de Von Mises máximo (*Tabla 3.3*), permiten concluir que el diseño mecánico del prototipo es robusto y capaz de soportar las cargas máximas presentes al momento de realizar pruebas de fatiga en engranajes impresos en 3D bajo condiciones de trabajo realistas.
- Mediante el prototipo materializado para la prueba de concepto del proyecto se pudieron realizar simulaciones del funcionamiento y así observar el comportamiento del banco de pruebas en tiempo real, proporcionando información clave para optimizar y calibrar el código implementado para la recolección de datos y el control de velocidad. Además, estas simulaciones ofrecieron información valiosa sobre la ubicación óptima de los sensores, principalmente el acelerómetro y el sensor IR.
- La implementación de un sistema de control de velocidad de tipo ON/OFF ha demostrado su capacidad para regular la velocidad de acuerdo con las condiciones de trabajo establecidas por el usuario. Aunque la respuesta del controlador no es rápida, la comparación entre la entrada y salida del sistema revela un control de velocidad aceptable para los objetivos del banco de pruebas, sin inconvenientes significativos.

- La combinación del freno Prony con la celda de carga, permitieron la medición y el control continuo eficiente del torque de manera manual mediante el ajuste de las tuercas del freno, permitiendo así, el monitoreo constante por parte del usuario y la calibración de las condiciones de trabajo en tiempo real.
- Se logró implementar un sistema de detección de fracturas en los dientes de engranajes impresos en 3D mediante el uso de mediciones basadas en vibraciones. Este sistema se complementa con sensores que capturan los parámetros necesarios (torque y numero de vueltas) para llevar a cabo un análisis de fatiga en el momento exacto en que se produce el fallo del diente.

#### ***4.1.2 Recomendaciones***

Debido a las limitaciones y el alcance del proyecto, se identificaron oportunidades para mejoras y enfoques alternativos en la solución propuesta. A continuación, se enlistan las recomendaciones derivadas de los resultados y el análisis realizado, con la finalidad de servir como guías de futuros trabajos hacia la mejora continua y la integración de la impresión 3D en nuevos entornos.

- En el análisis de fallas por fatiga en engranajes impresos en 3D, se recomienda considerar la temperatura presente en los engranajes, ya que, debido al tipo de material con el que están compuestos, resultan ser elementos susceptibles a deformaciones debido a altas temperaturas, por lo tanto, agregar un sistema para medir la temperatura presente, sobre todo en los dientes de los engranajes, resulta ser una valiosa adición al banco de pruebas.
- Se recomienda utilizar el banco de pruebas para desarrollar curvas del ciclo de vida a fatiga de diferentes modelos de engranajes impresos en 3D, ya que actualmente no existe una norma que defina su vida útil. Este enfoque proporcionará una base sólida

para establecer estándares de diseño de engranajes, adaptados a condiciones de trabajo específicas.

- Es recomendable explorar el uso de controladores de velocidad más precisos. En nuestro caso, se ha incorporado el mismo principio de regulación de velocidad del taladro, lo cual ha arrojado resultados aceptables en términos de los requerimientos y limitaciones actuales del sistema. Sin embargo, invertir más en este aspecto, como considerar la implementación de un variador de frecuencia u otros controladores avanzados, podría proporcionar respuestas aún más rápidas y precisas. Esta mejora potencial en la capacidad de regulación del banco de pruebas de fatiga podría optimizar de manera significativa su rendimiento, permitiendo un control más fino y adaptativo a diversas condiciones de trabajo y cargas, contribuyendo así a una mayor eficiencia y confiabilidad en las pruebas de engranajes impresos en 3D.

## Referencias

- [1] Made-in-China.com, “Hecho personalizado de metal de alta precisión AISI 4140 engranaje recto.” Made-in-China.com. [En línea]. Disponible: [https://es.made-in-china.com/co\\_2d2e92ca0a22a372/product\\_Custom-Made-High-Precision-Metal-AISI-4140-Spur-Gear\\_uonseggysy.html](https://es.made-in-china.com/co_2d2e92ca0a22a372/product_Custom-Made-High-Precision-Metal-AISI-4140-Spur-Gear_uonseggysy.html)
- [2] Sculpteo, "The State of 3D Printing 2022 Edition," Sculpteo, 2022. [En línea]. Disponible: <https://info.sculpteo.com/hubfs/downloads/The%20State%20of%203D%20Printing%202022/The%20State%20of%203D%20Printing%202022.pdf>.
- [3] Aditiva 3D, “Tipos de impresoras 3D, ¿Qué impresora es la ideal para mí?” Aditiva 3D. [En línea]. Disponible: <https://aditiva3d.mx/tipos-de-impresoras-3d/>
- [4] Alfametal SRL, “Dentado y brochado”. Alfametal SRL - Carpintería a 360°. [En línea]. Disponible: <https://www.alfametalsrl.it/es/dentado.php>
- [5] J. R. Davis, Ed., Gear Materials, Properties, and Manufacture. ASM International, pp. 14-15 2005.
- [6] KHKGears, “Types of Gears,” KHKGears. [En línea]. Disponible: [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/introduction\\_to\\_gears/types\\_of\\_gears.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/introduction_to_gears/types_of_gears.html)
- [7] C. Castillo-Rodríguez, A. M. García-Lara, L. G. Castruita-Ávila y F. R. Saucedo-Zendejo, “Manufactura aditiva: métodos y aplicaciones”, CienciAcierta, vol. 18, no. 71, pp. 1-14, 2022.
- [8] S. Malavé Galarza, “Diseño y fabricación de un banco de pruebas de fatiga para piezas impresas en 3D,” Bachelor’s thesis, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2019.

- [9] 3D Solved. "Best 3D printing Material/filament for Gears!" 3D Solved, 2023. [En línea]. Disponible: <https://3dsolved.com/best-3d-printing-filament-for-gears/>
- [10] J. Llorca, "Fatiga en materiales compuestos: comportamiento y mecanismos de degradación," in *Materiales Compuestos*, vol. 2, no. 1, pp. 19-35, 2003
- [11] J. R. Davis, "Gear Materials, Properties, and Manufacture," in *ASM Handbook*, vol. 19, pp. 1-10, 1996
- [12] K. Mao, "The performance of dry running non-metallic gears," Tesis de Doctorado, School of Manufacturing and Mechanical Engineering, University of Birmingham, Birmingham, UK, 1993.
- [13] A. Kalani, J. A. Vadher, S. Sharma, R. Jani, "Investigation of Thermal and Wear Behaviour of 3D Printed PA-12 Nylon Polymer Spur Gears," *El-Cezerî Journal of Science and Engineering* vol. 9, no. 3, pp. 1121-1135, Julio, 2022.
- [14] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4th ed. México. D.F.: Pearson Education, 2006.
- [15] O.J. Araque de los Ríos, "Caracterización de materiales alternativos para frenos de fricción", *Revista Universidad Tecnológica de Pereira*, vol. 17, no. 52, pp. 26-31, 2012.
- [16] Components101, "Push Button Switch". Components101. [En línea]. Disponible: <https://components101.com/switches/push-button>
- [17] InvenSense, "MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification". InvenSense. [En línea]. Disponible: <https://invensense.tdk.com/wp-content/uploads/2015/02/MPU-6000-Datasheet1.pdf>

- [18] Electrónicos Caldas. “MG996R\_Tower-Pro”. Electrónicos Caldas - Componentes electrónicos y suministros para electrónica - Electrónicos Caldas. [En línea]. Disponible: [https://www.electronicoscaldas.com/datasheet/MG996R\\_Tower-Pro.pdf](https://www.electronicoscaldas.com/datasheet/MG996R_Tower-Pro.pdf)
- [19] DFRobot, “Weight\_Sensor\_Module\_SKU\_SEN0160-DFRobot”. wiki\_EN\_content\_page-DFRobot. [En línea]. Disponible: [https://wiki.dfrobot.com/Weight\\_Sensor\\_Module\\_SKU\\_SEN0160](https://wiki.dfrobot.com/Weight_Sensor_Module_SKU_SEN0160)
- [20] IDEA Electrónica, “XS-174 Celda de Carga de 20Kg, Sensor de Peso, Galga Extensiométrica”. IDEA Electrónica. [En línea]. Disponible: <https://www.ideaelectronica.mx/peso/5620-xs-174-celda-de-carga-de-20kg-sensor-de-peso-galga-extensiometrica.html>



## **Apéndices**

## Apéndice A

### Fichas técnicas

En este apéndice se recopilan todas fichas técnicas de cada componente electrónico usado para el diseño electrónico y el sistema de control de velocidad del banco de pruebas.

**Tabla A.1**

*Datasheet – Push Botton Switch*

<b>PUSH BOTTON SWITCH</b>	
Modelo	P/N 1825910-6
Voltaje	24VDC
Corriente	50mA
Resistencia de aislamiento	100 Mohm a 100 V

*Nota.* Datos tomados de Components101 - Push Button Switch.

**Tabla A.2**

*Datasheet – Sensor MPU6050*

<b>SENSOR MPU6050</b>	
Tensión de trabajo	3V-5V
Corriente	500 $\mu$ A
Rango de aceleración	$\pm 2, \pm 4, \pm 8, \pm 16g$
Comunicación	I2C

*Nota.* Datos tomados de MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification.

**Tabla A.3**

*Datasheet – MG996R - Metal Gear Dual Ball Bearing Servo*

<b>MG996R HIGH TORQUE SERVO</b>	
Torque	9.4 [kgf·cm] (4.8 V) - 11 [kgf·cm] (6 V)
Voltaje de operación	4.8 V a 7.2 V
Corriente	2.5 A (6 V)
Dimensión	40.7 x 19.7 x 42.9 [mm]
Velocidad de operación	0.17 s/60° (4.8 V), 0.14 s/60° (6 V)

*Nota.* Datos tomados de MG996R\_Tower-Pro.

**Tabla A.4***Datasheet – 24-Bit Analog-to-Digital Converter for Weight Scales (HX711)*

<b>WEIGHT SENSOR MODULE (HX711)</b>	
Voltaje de entrada	2.6V~5.5V
Corriente	<1.6mA
Tasa de salida de datos	10SPS a 80SPS
Frecuencia	50 o 60 [Hz]

*Nota.* Datos tomados de DFRobots – Weight Sensor Module.**Tabla A.5***Datasheet – Arduino IR Infrared Obstacle Avoidance Sensor Module*

<b>IR SENSOR MODULE</b>	
Rango de distancia	2 ~ 30 [cm]
Voltaje	3.3V- 5V
Ángulo de detección	35 °
Tamaño	3.2 x 1.4 [cm]

*Nota.* Datos tomados de *Arduino IR Infrared Obstacle Avoidance Sensor Module Datasheet*.**Tabla A.6***Datasheet – Celda de carga – Galga extensiométrica*

<b>SENSOR DE PESO</b>	
Carga	20 [kg]
Voltaje	3 V- 12 V
Resistencia	> = 1000 MΩ
Dimensiones	80 x 12.7 x 12.7 [mm]

*Nota.* Datos tomados de Ideaelectrónica – Celda de carga.

## Apéndice B

### Cálculos en Excel para el diseño de los ejes del banco de prueba

En este apéndice se evidencian, mediante las capturas, los cálculos realizados para obtener el diámetro mínimo de cada sección de los ejes. El método utilizado se explicó en Capítulo 2.

La imagen adjunta muestra el cálculo hecho para el eje maestro cuando se acoplan engranajes de 70mm de diámetro externo, resultando ser la configuración con mayores cargas y reacciones sobre el eje.

**Figura B.1**

*Captura de pantalla del archivo Excel usado para calcular los diámetros mínimos de cada eje*

	A	B	C	D	E
1					
2		Diametro (mm)	70		
3		Torque (Nm)	70		
4					
5		Wt (N)	2000		
6		Wr (N)	727,940469		
7					
8		Sy (psi/Mpa)	34075	235	
9		Sn (psi/Mpa)	20791	143,386207	
10					
11		VALORES OBTENIDOS DE INVENTOR PARA LOS 3 PUNTOS			
12					
13			A	B	C
14		kt	1	1	2
15		N (factor de seguridad)	3	3	3
16		T (Nm)	70	70	70
17		T (lbin)	619,57	619,57	619,57
18		M (Nm)	No aplica	42,58	No aplica
19		M (lbin)	No aplica	376,87558	No aplica
20		V (N)	115,73	No aplica	727,940469
21		V (lbf)	26,0184353	No aplica	163,655681
22		D (in)	0,10505995	0,9019413	0,37262942
23		D (mm)	2,66852274	22,909309	9,46478734

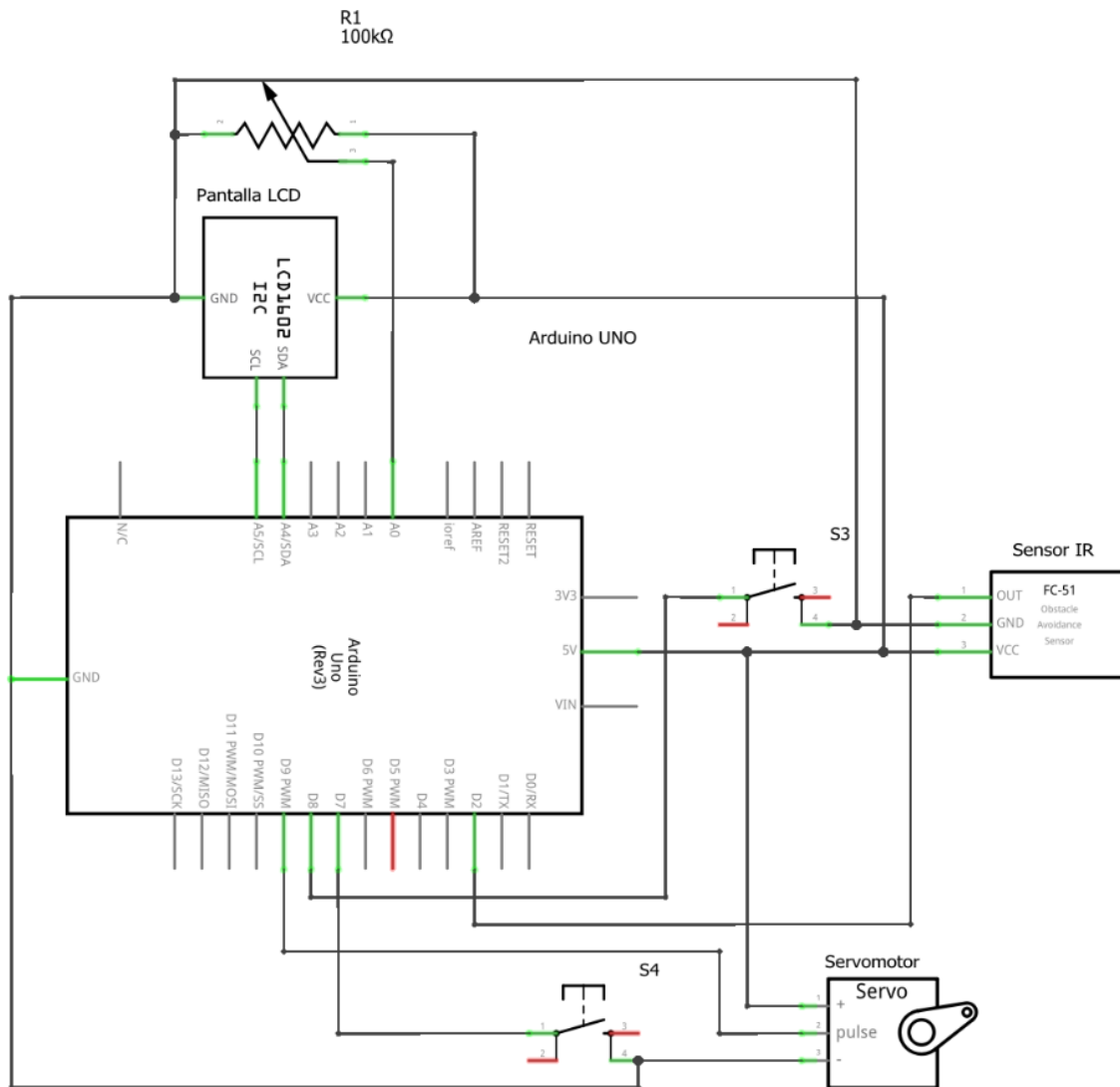
## Apéndice C

### Diagrama esquemático del sistema de control

En este apéndice se presenta el diagrama esquemático del circuito usado para el sistema de control.

**Figura C.1**

*Diagrama esquemático del sistema de control*



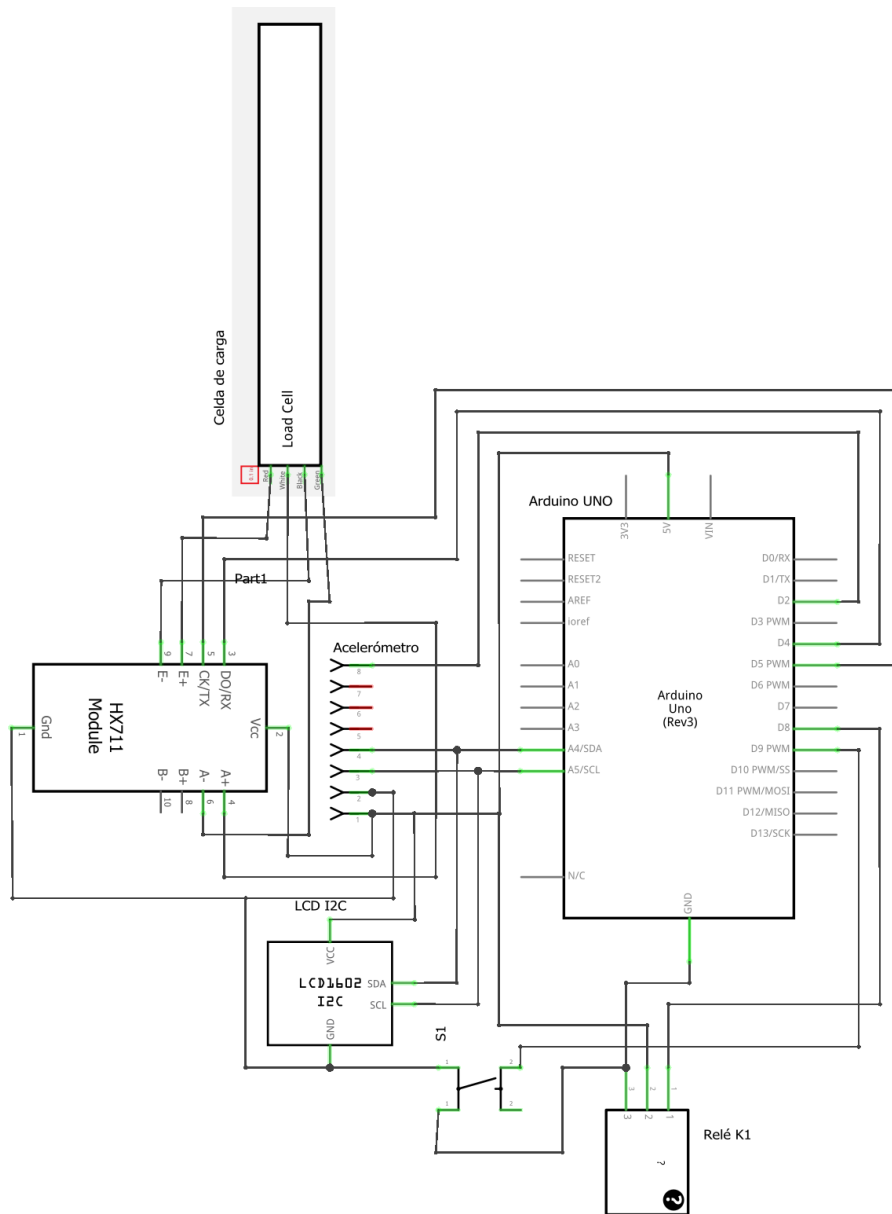
## Apéndice D

### Diagrama esquemático del sistema de medición, detección de fallo y protección del sistema

En este apéndice se presenta el diagrama esquemático del circuito usado para detectar la fractura de dientes mediante vibración y la medición de datos relevantes para el análisis de fatiga.

**Figura D.1**

*Diagrama esquemático del sistema de medición y detección de fallo*



## Apéndice E

### Código para el sistema de control de velocidad del motor

En este apéndice se muestra el código utilizado para el control de velocidad, permitiendo llegar a una velocidad fijada.

#### Figura E.1

*Capturas del código usado para el control de velocidad*

```
Histeresis_final.ino
1  #include <Wire.h>
2  #include <LiquidCrystal_I2C.h>
3  #include <Servo.h>
4
5  LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2); // Dirección I2C 0x27, 16 columnas y 2 filas
6  Servo servoMotor; // Instancia del objeto Servo
7
8  const int sensorIR = 2;
9  const int buttonPin = 7; // Pin del botón
10 const int exitButtonPin = 8; // Pin del botón de salida
11 const int potPin = A0; // Pin del potenciómetro
12 const int rpmRange = 3000;
13
14 int contador = 0;
15 unsigned long tiempoAhora = 0;
16 unsigned long periodo = 5000; // Periodo de un minuto en milisegundos
17 int valorFijado = 0;
18 int velocidadDeseada = 0; // Velocidad deseada para el control por histéresis
19 int velocidadReal = 0; // Velocidad real medida por el sensor IR
20 int acumulado = 0;
21
22 bool iniciado = false;
23 bool aplicarHisteresis = false;
24
25 // Definir un margen de error permitido
26 int margenError = 100;
27
28 void resetProgram() {
29     iniciado = false;
30     aplicarHisteresis = false;
31     contador = 0;
32     tiempoAhora = 0;
33     acumulado=0;
34
35     lcd.clear();
36     lcd.setCursor(0, 0);
37     lcd.print("Ingrese Su");
38     lcd.setCursor(0, 1);
39     lcd.print("Velocidad: ");
40
41     servoMotor.write(40); // Posición inicial del servomotor
42 }
43
```

Repositorio:

[https://github.com/Pabloguerrag/Banco\\_prueba\\_fatiga\\_engranaje\\_3D.git](https://github.com/Pabloguerrag/Banco_prueba_fatiga_engranaje_3D.git)

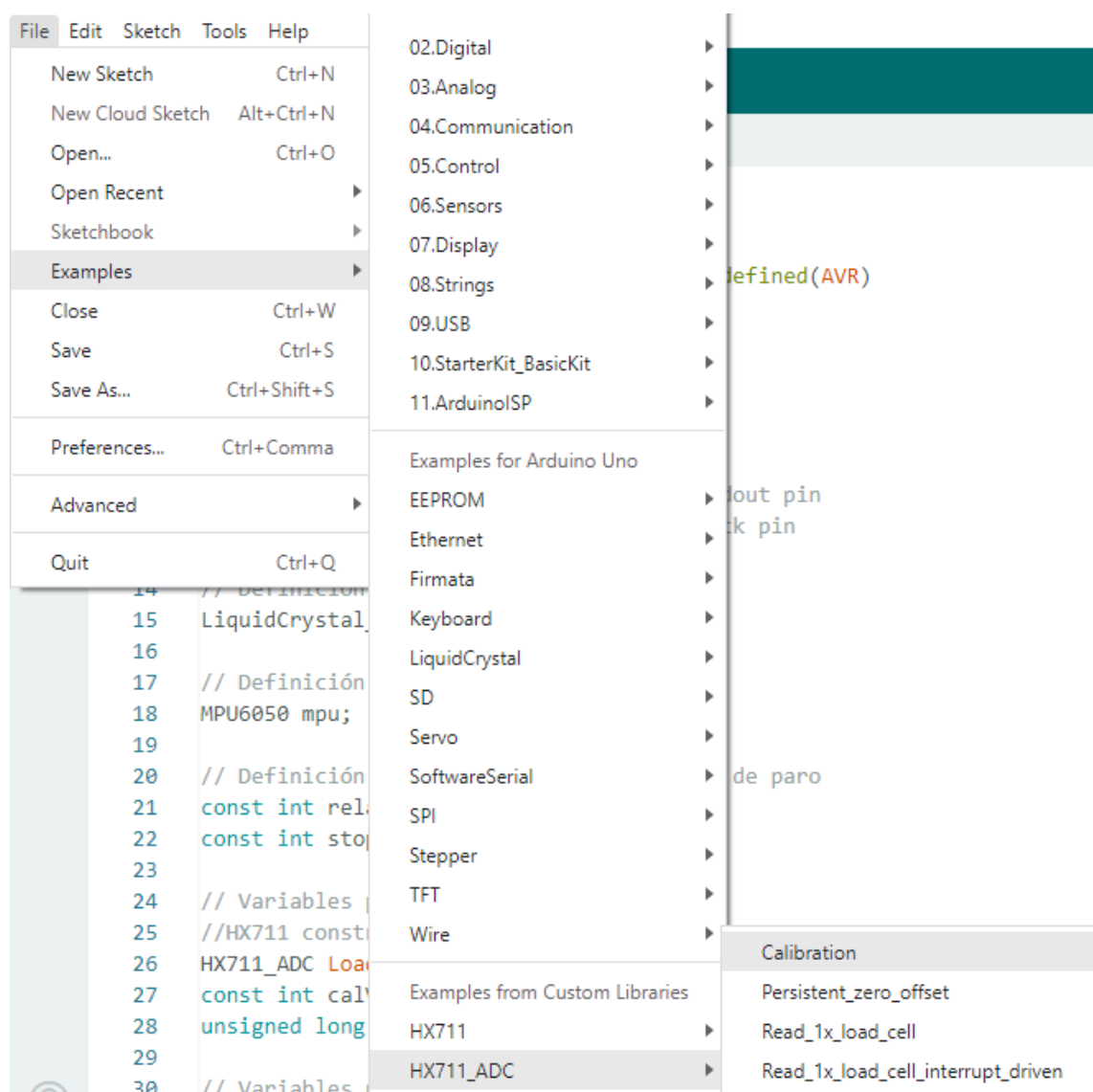
## Apéndice F

### Código para el sistema de medición, detección de fallo y protección del sistema

En este apéndice se muestra dos códigos para la medición del torque aplicado en el sistema, detección fallos provisto por el MPU6050 y protección del sistema mediante un relé y botón de paro. En primera instancia se muestra dónde encontrar el código que se usó para calibrar el peso impuesto a la celda de carga, este se encuentra disponible en la propia librería de <HX711\_ADC.h>. La librería y el código se encuentran en el mismo repositorio del Apéndice E.

Figura F.1

Ruta de la plantilla usado para calibrar la celda de carga





**Figura F.2**

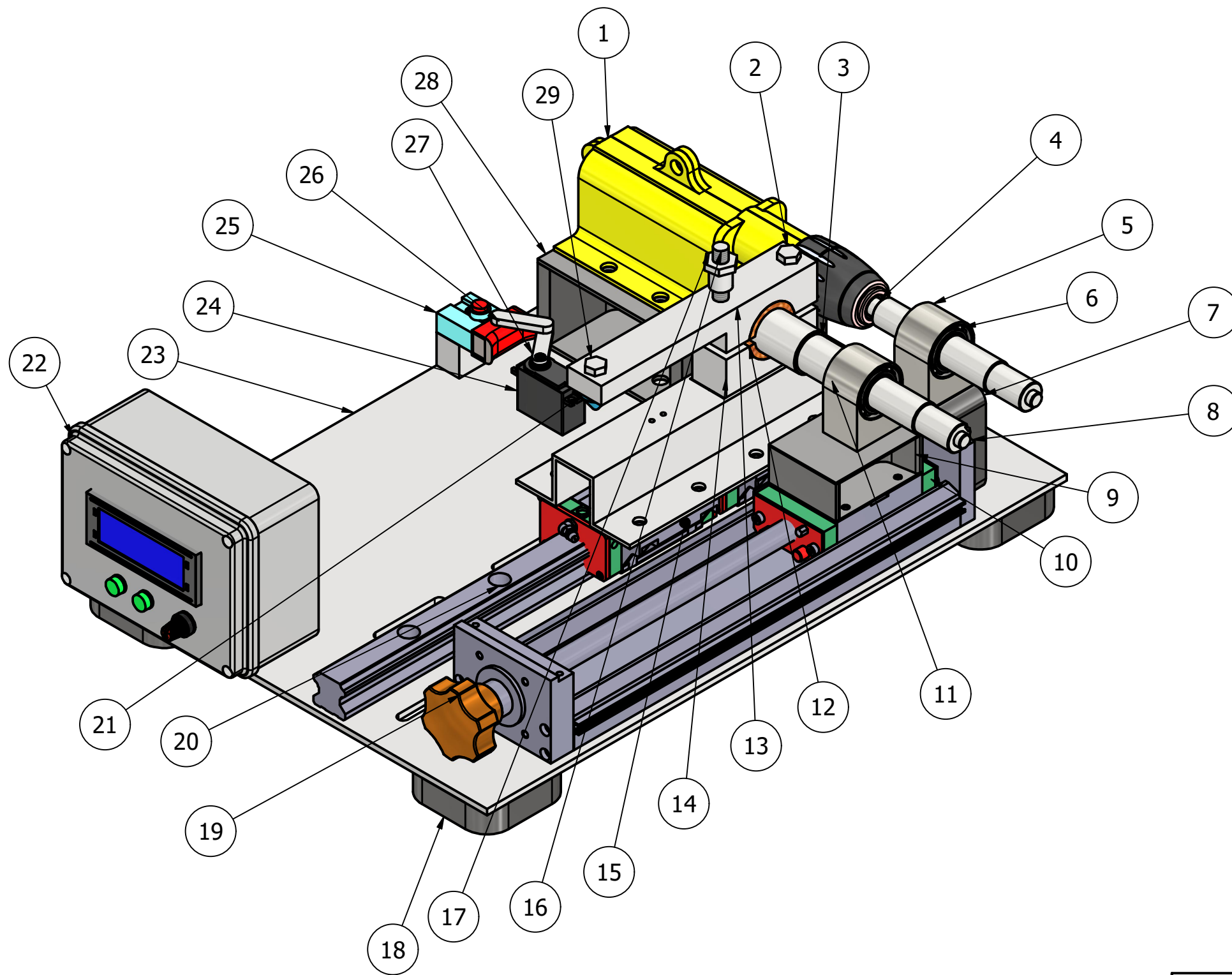
*Capturas del código usado para el sistema de medición y detección de fallo*

```
Control_final_torque_fallo.ino
1  #include <Wire.h>
2  #include <LiquidCrystal_I2C.h>
3  #include <HX711_ADC.h>
4  #if defined(ESP8266) || defined(ESP32) || defined(AVR)
5  #include <EEPROM.h>
6  #endif
7  #include <MPU6050.h>
8
9
10 // Definición de pines para HX711
11 const int HX711_dout = 4; // mcu > HX711 dout pin
12 const int HX711_sck = 5; // mcu > HX711 sck pin
13
14 // Definición de pines para LCD I2C
15 LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2);
16
17 // Definición de pines para MPU6050
18 MPU6050 mpu;
19
20 // Definición de pines para relay y botón de paro
21 const int relayPin = 8;
22 const int stopButtonPin = 9;
23
24 // Variables para celda de carga
25 //HX711 constructor:
26 HX711_ADC LoadCell(HX711_dout, HX711_sck);
27 const int calVal_calVal_eepromAdress = 0;
28 unsigned long t = 0;
29
30 // Variables para torque
31 const float distancia = 0.14; // Distancia en metros
32
33 // Variables para MPU6050
34 const float vibracionUmbral = 2.5;
35 bool relayActivado = false;
36 bool buttonState = HIGH;
37 bool lastButtonState = HIGH;
38
39 void setup() {
40     //Inicialización de los componentes
41     lcd.begin(16, 2);
42     mpu.initialize();
43     pinMode(relayPin, OUTPUT);
44     pinMode(stopButtonPin, INPUT_PULLUP);
45     lcd.backlight();
46     Serial.begin(57600); delay(10);
47     Serial.println();
48     Serial.println("Starting...");
49     float calibrationValue; // valor de calibración
50     calibrationValue = 696.0;
51     #if defined(ESP8266) || defined(ESP32)
52     //EEPROM.begin(512); // Descomenta esto si estás utilizando ESP8266 y deseas obt
53     #endif
54     EEPROM.get(calVal_eepromAdress, calibrationValue); // Descomenta esto si deseas c
55
```

## **Apéndice G**

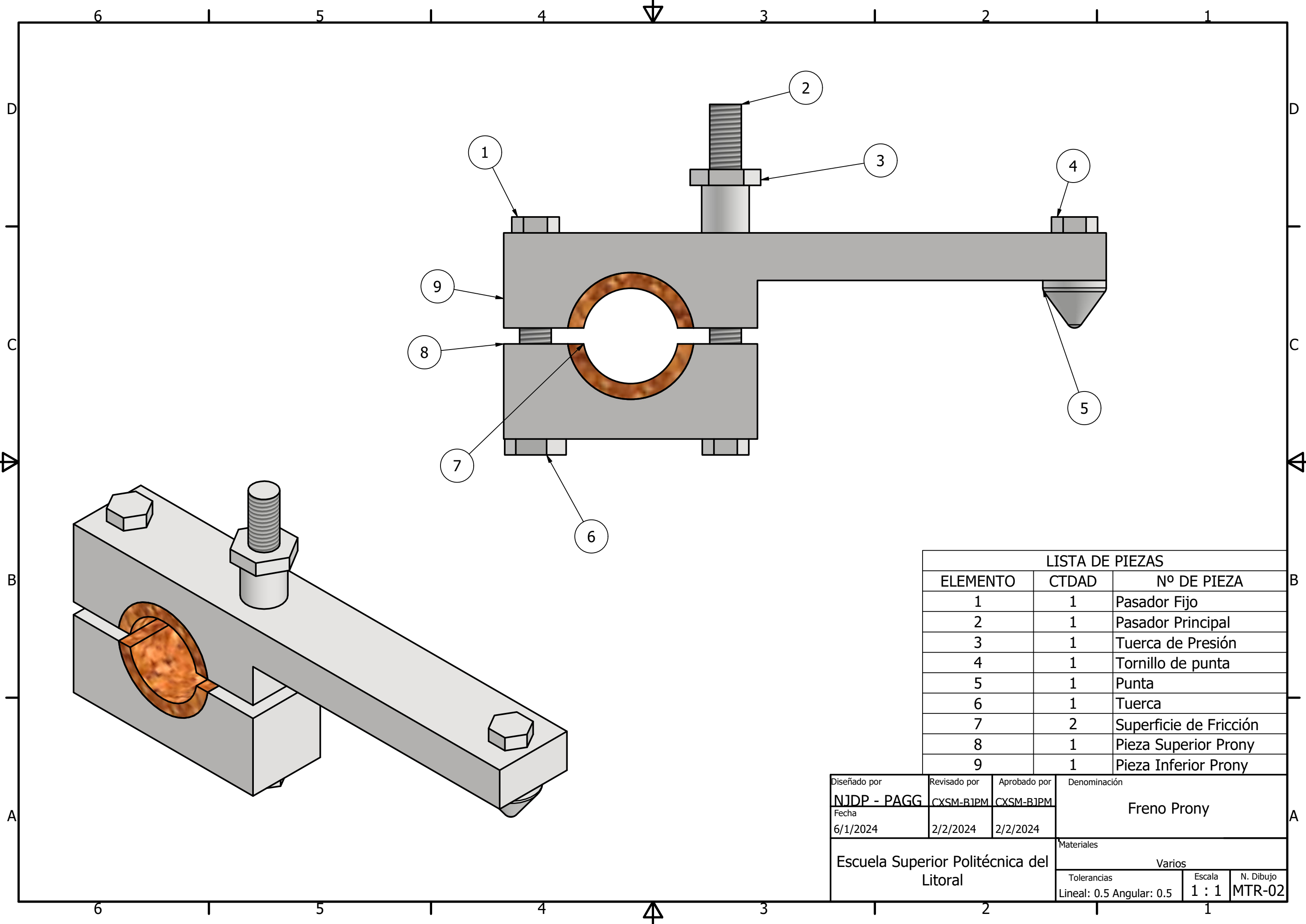
### **Planos de piezas mecánicas y ensamblajes**

En este apéndice se enlistan todos los planos mecánicos de cada pieza modelada en Inventor, junto con ensamblajes de componentes relevantes para el banco, así como el ensamblaje final de la solución propuesta.



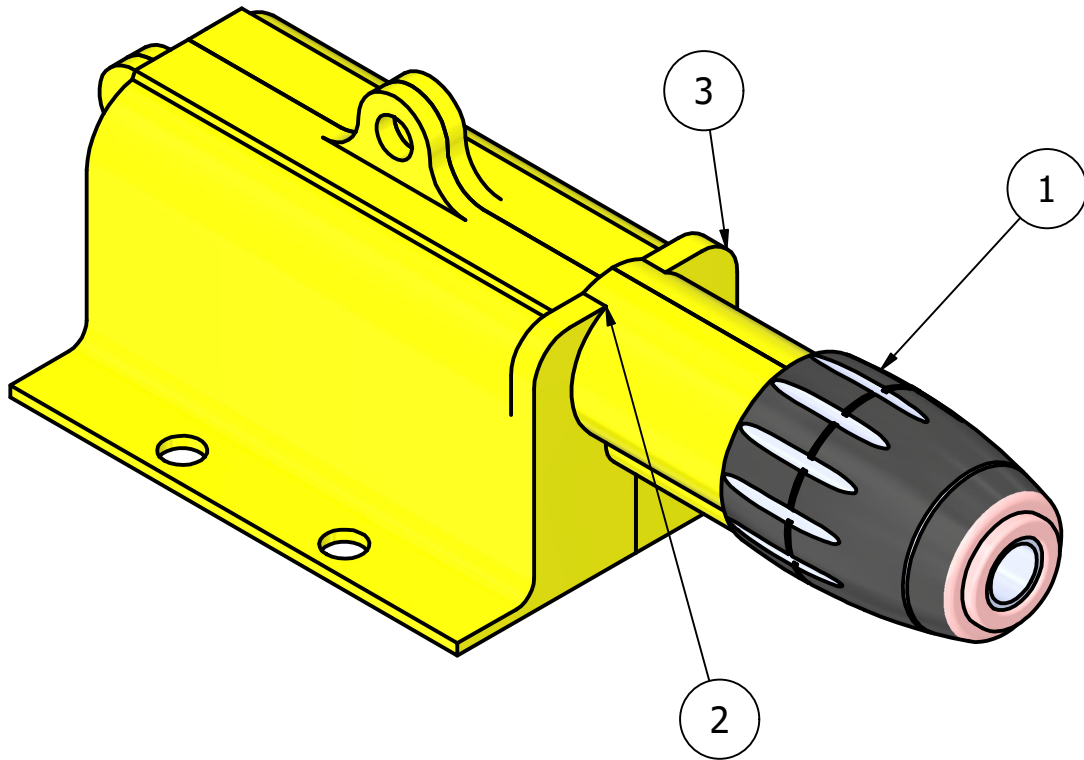
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Taladro
2	1	Pasador Fijo
3	1	Eje Secundario
4	1	Eje Maestro
5	2	Soporte para Rodamiento
6	4	Rodamiento 25-47-7
7	1	Base para Eje
8	1	Husillo de bola
9	1	Base Móvil
10	1	Slider Principal
11	1	Base Freno Prony
12	2	Superficie de Fricción
13	1	Pieza Superior Prony
14	1	Pieza Inferior Prony
15	2	Slider para Freno
16	1	Pasador Principal
17	1	Tuerca de Presion
18	4	Soporte Base
19	1	Perilla
20	1	Guía lineal
21	1	Punta
22	1	Caja de control
23	1	Plataforma Base
24	1	Servo MG995
25	1	Gatillo
26	1	Biela
27	1	Manivela
28	1	Base Motor
29	1	Perno Punta

Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por <b>CXSM-BJPM</b>	Aprobado por <b>CXSM-BJPM</b>	Denominación <b>Banco de Pruebas</b>
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Varios
		Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 3
			N. Dibujo MTR-01



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Pasador Fijo
2	1	Pasador Principal
3	1	Tuerca de Presión
4	1	Tornillo de punta
5	1	Punta
6	1	Tuerca
7	2	Superficie de Fricción
8	1	Pieza Superior Prony
9	1	Pieza Inferior Prony

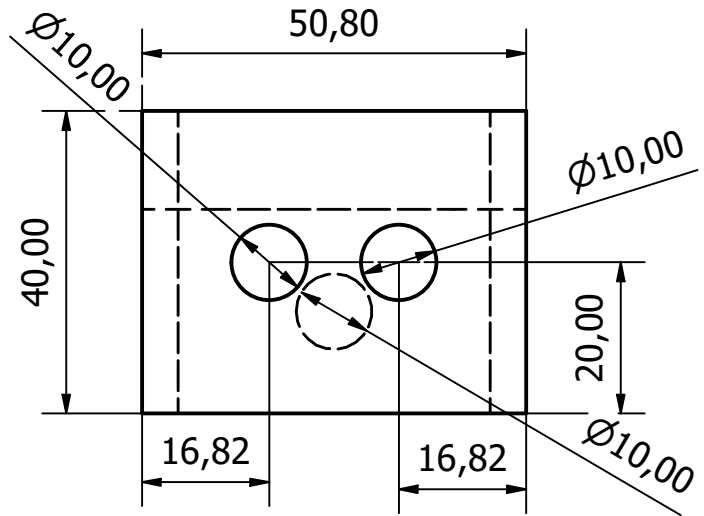
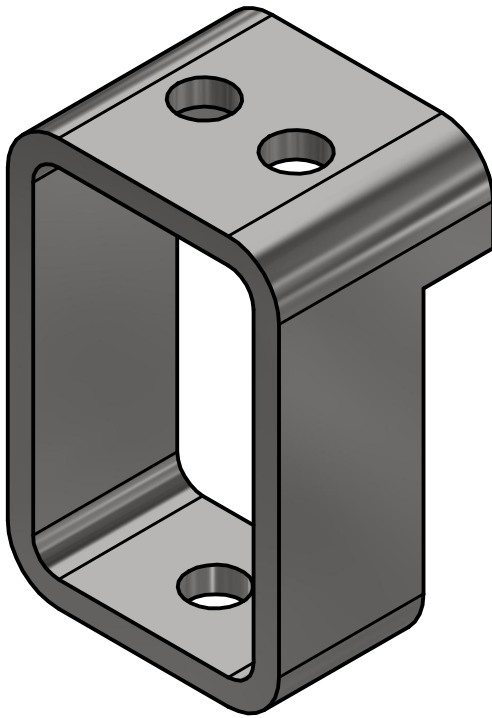
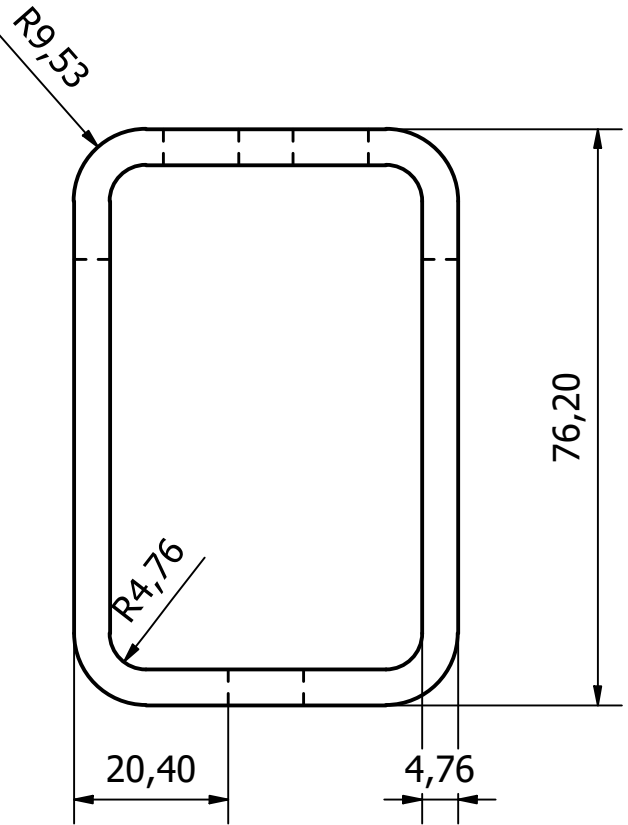
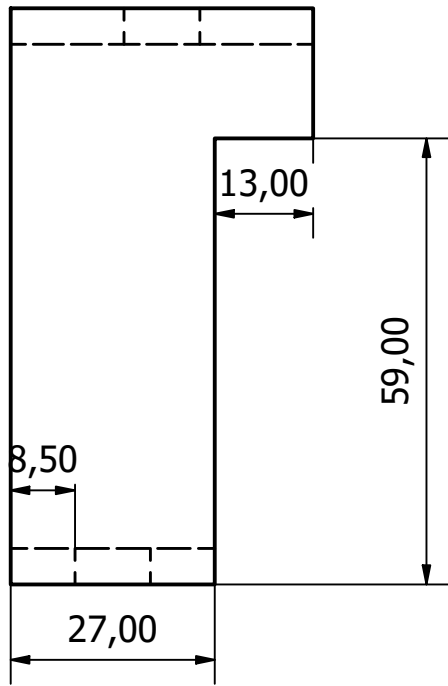
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Freno Prony</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	Materiales Varios	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 1 N. Dibujo MTR-02



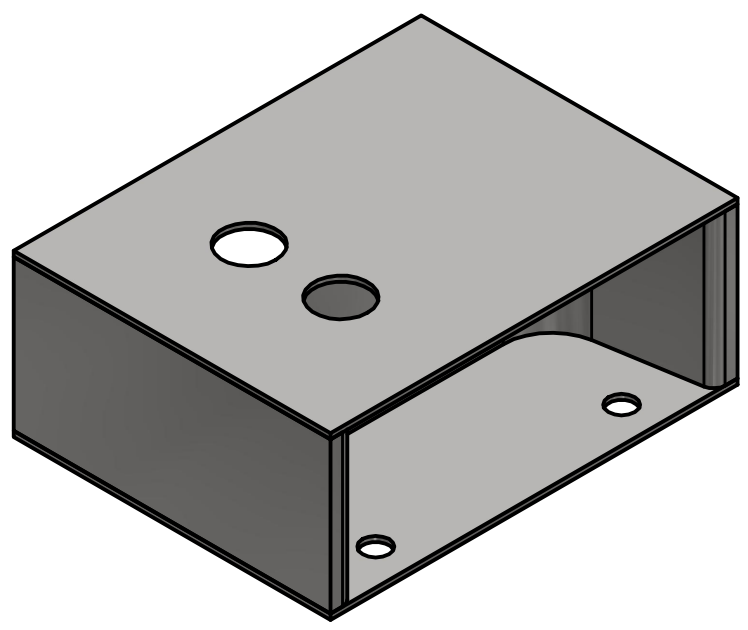
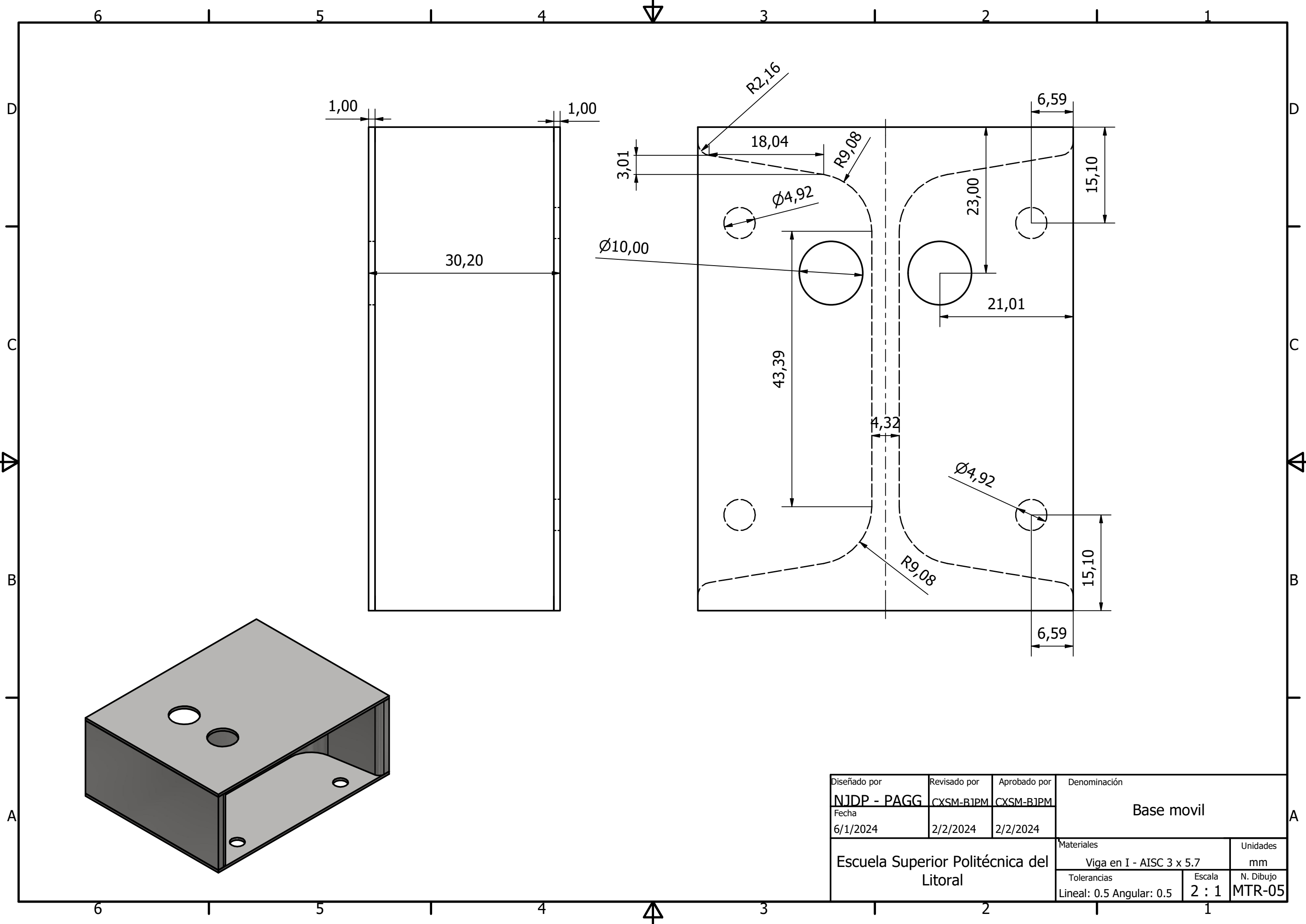
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Mandril
2	1	Carcasa Motor Izquierda
3	1	Carcasa Motor Derecha

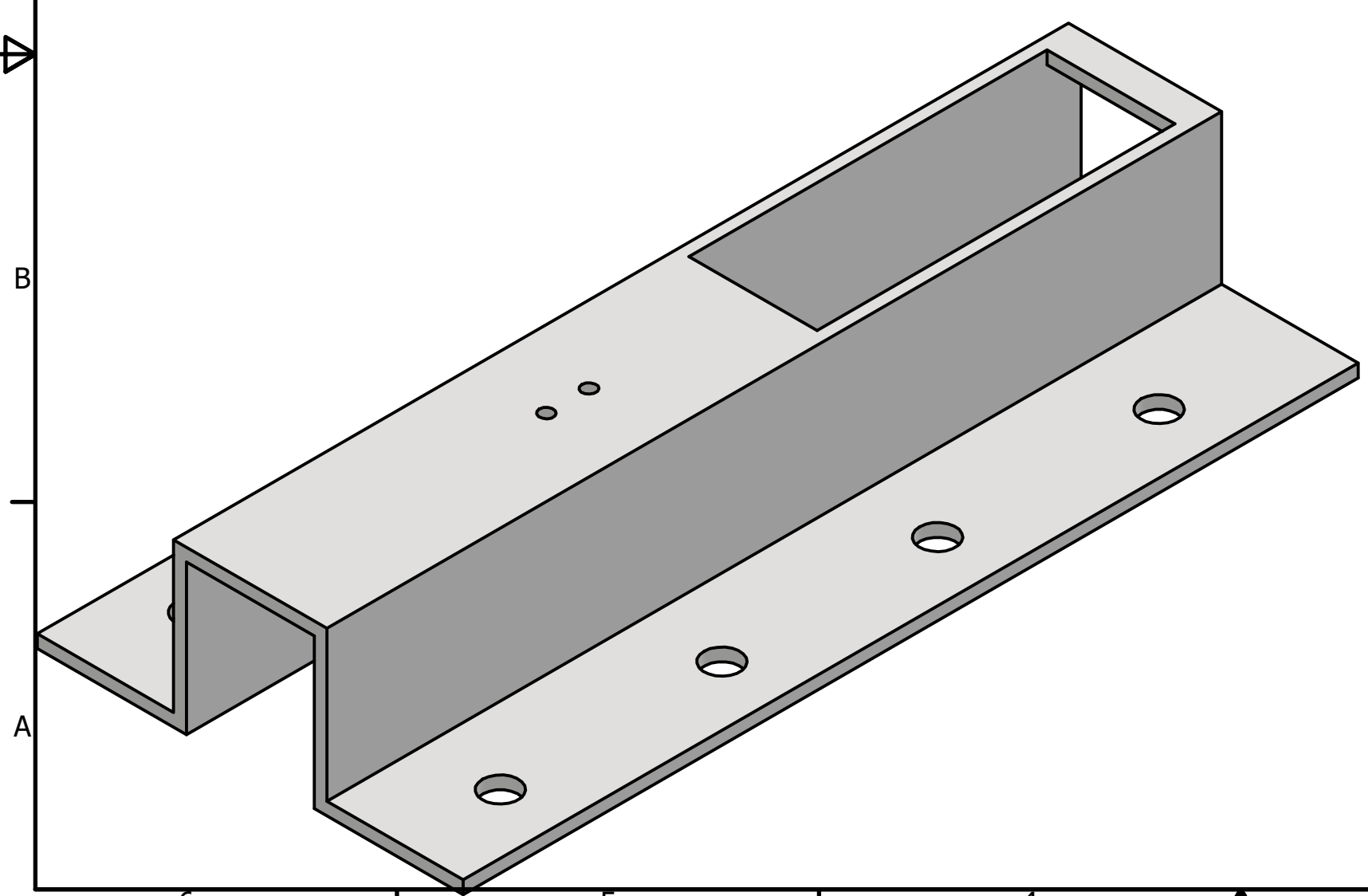
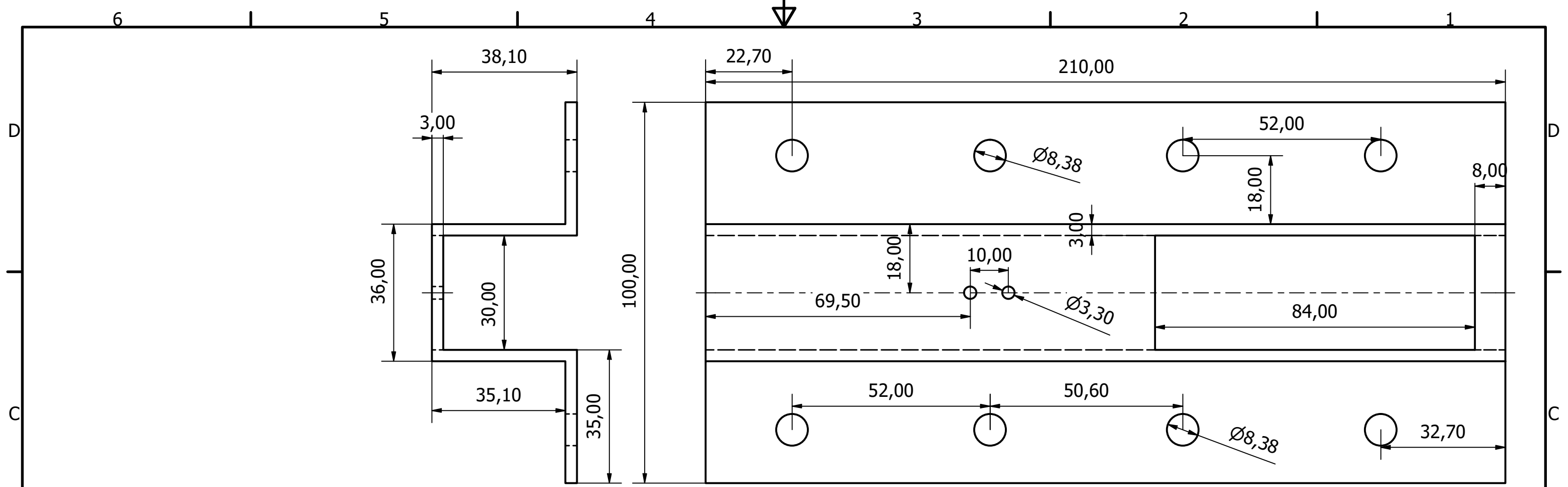
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Taladro</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	Materiales Varios	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 2:3
			N. Dibujo MTR-03	



Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por <b>CXSM-BJPM</b>	Aprobado por <b>CXSM-BJPM</b>	Denominación <b>Base para eje</b>	
Fecha <b>6/1/2024</b>	<b>2/2/2024</b>	<b>2/2/2024</b>		
<b>Escuela Superior Politécnica del Litoral</b>			Materiales <b>Tubo rectangular AISC 3 x 2 x 3/16</b>	Unidades <b>mm</b>
			Tolerancias <b>Lineal: 0.5 Angular: 0.5</b>	Escala <b>1 : 1</b>

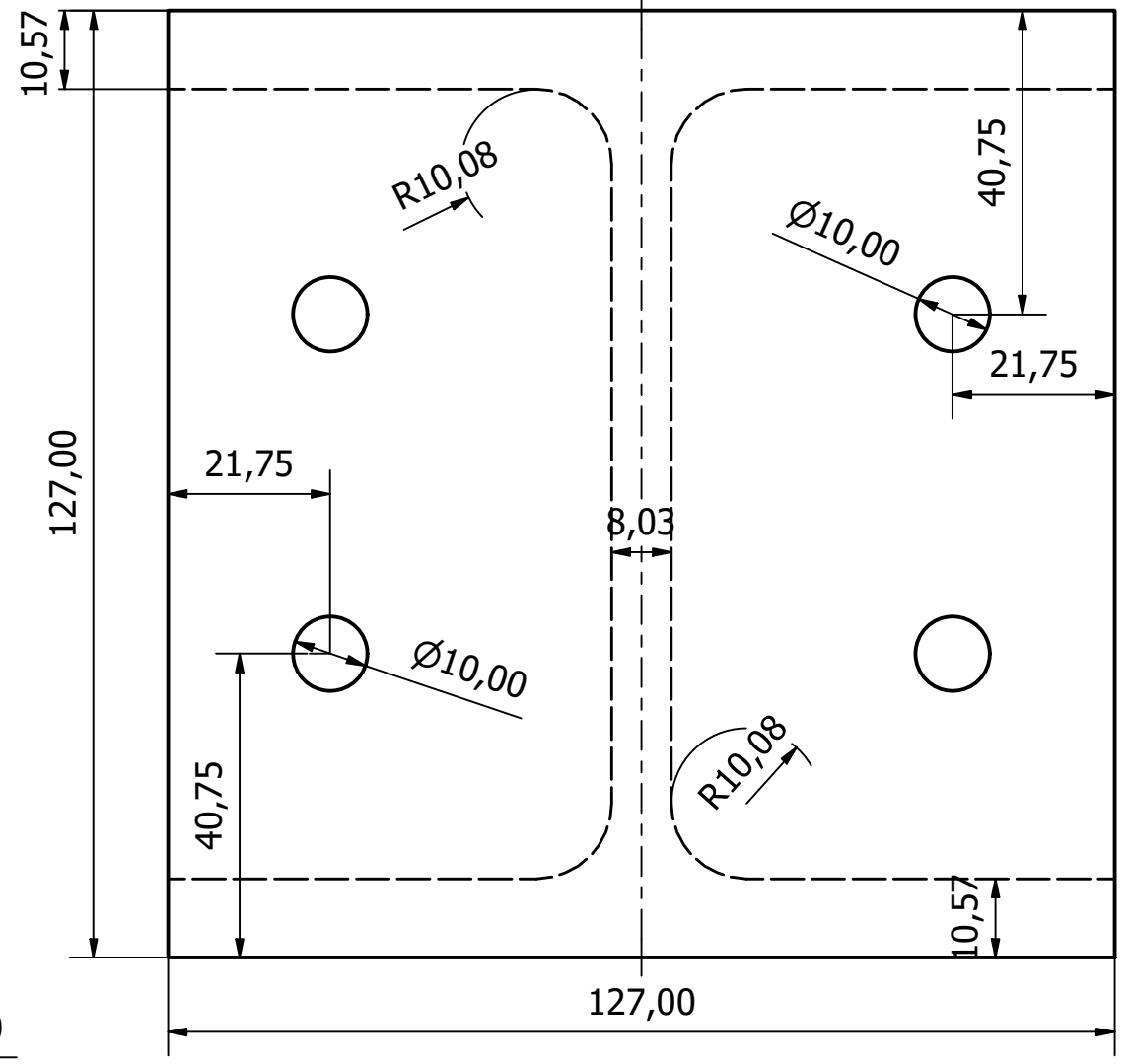
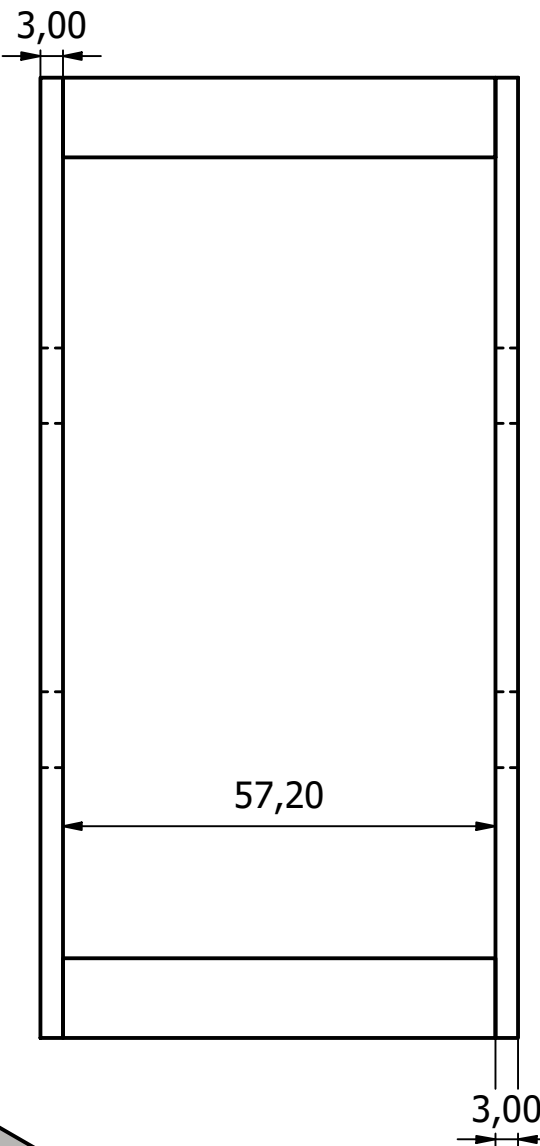
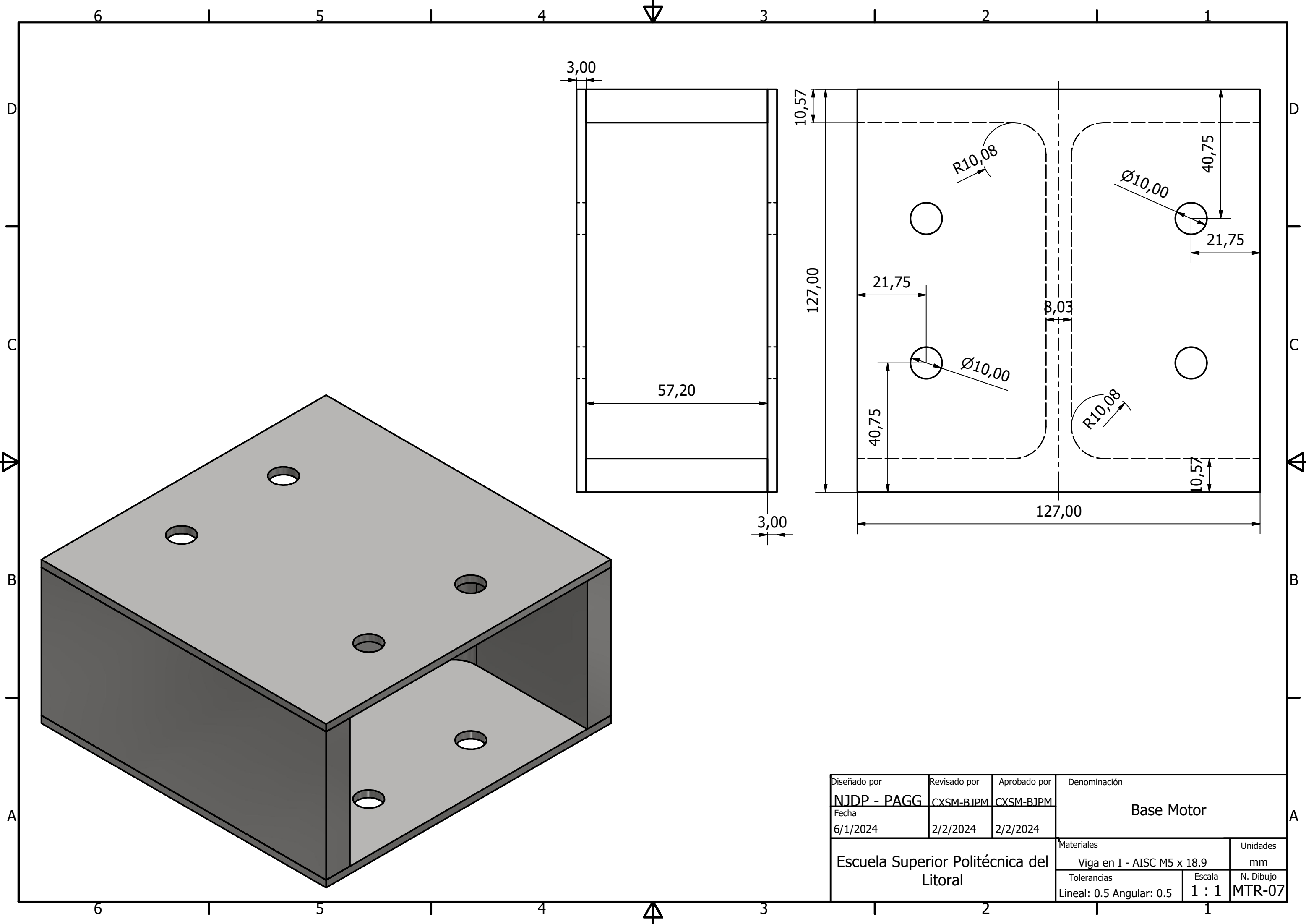


Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Base movil</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	Materiales Viga en I - AISC 3 x 5.7	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Unidades mm
			Escala <b>2 : 1</b>	N. Dibujo <b>MTR-05</b>

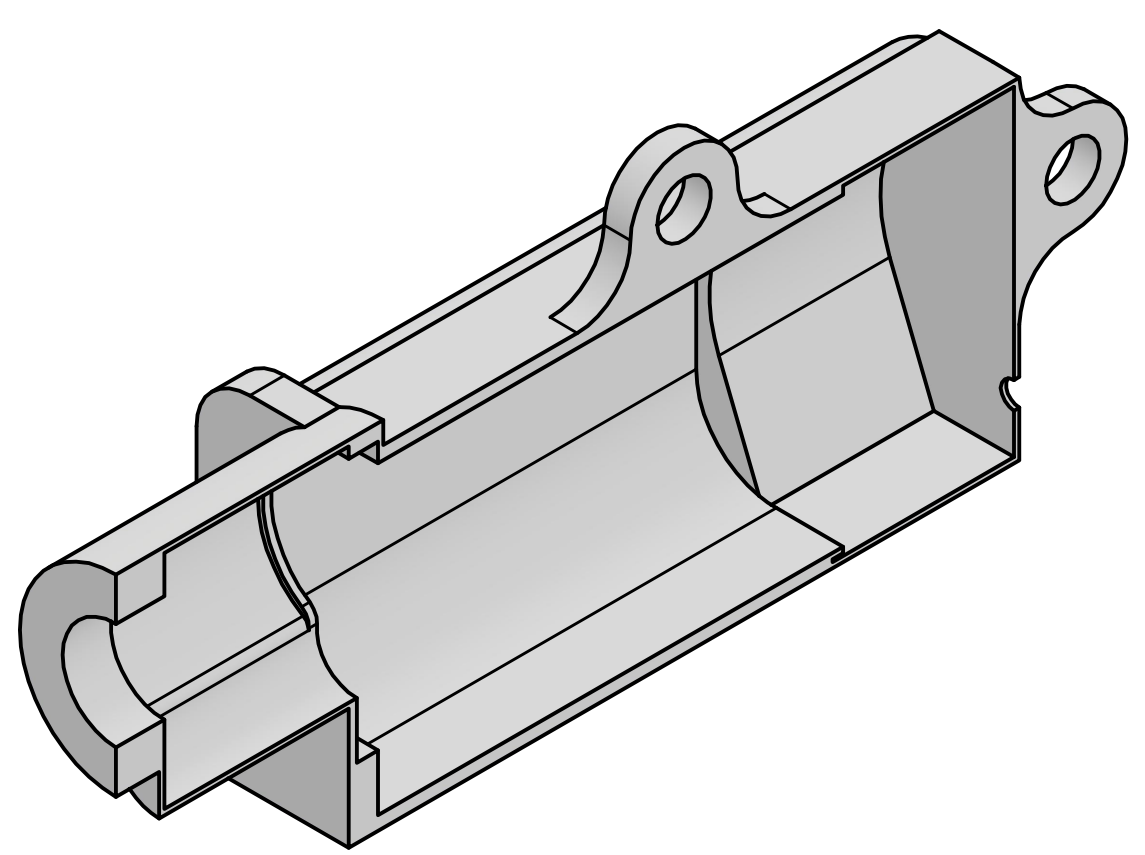
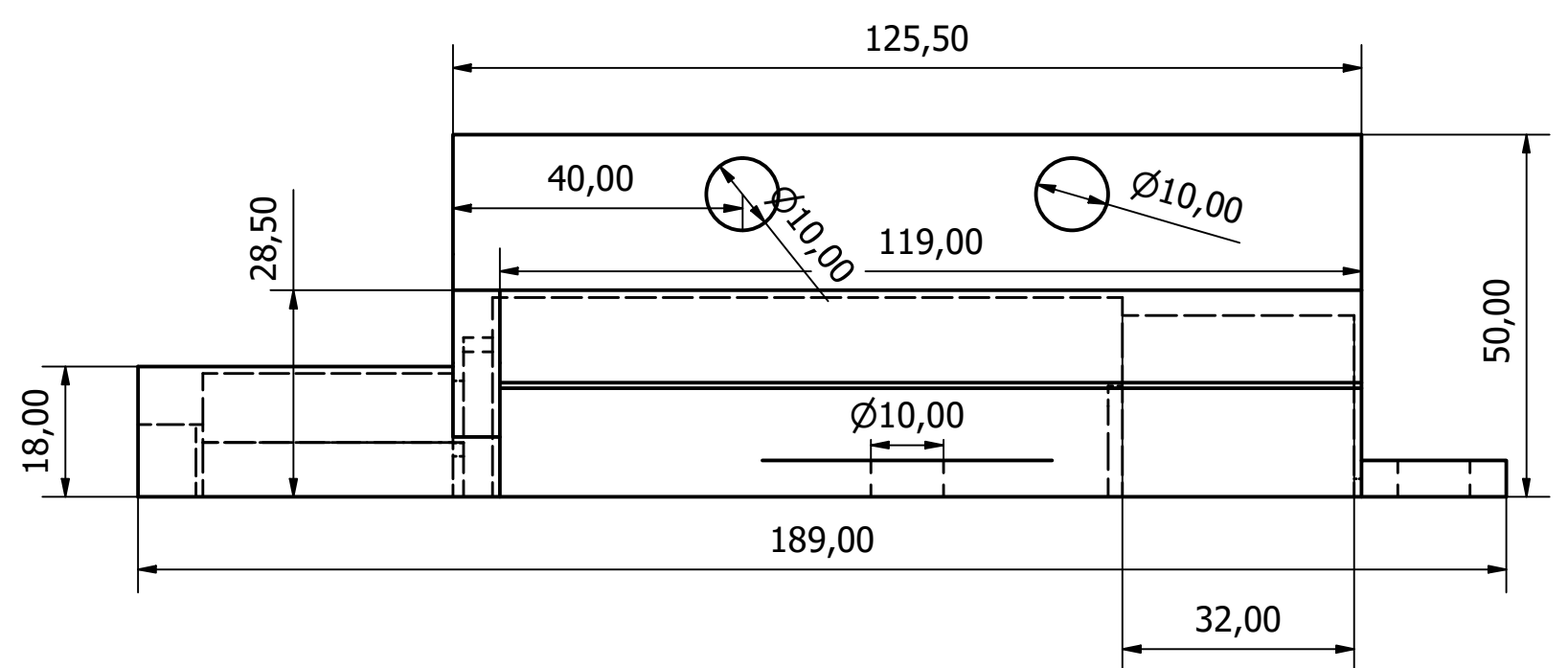
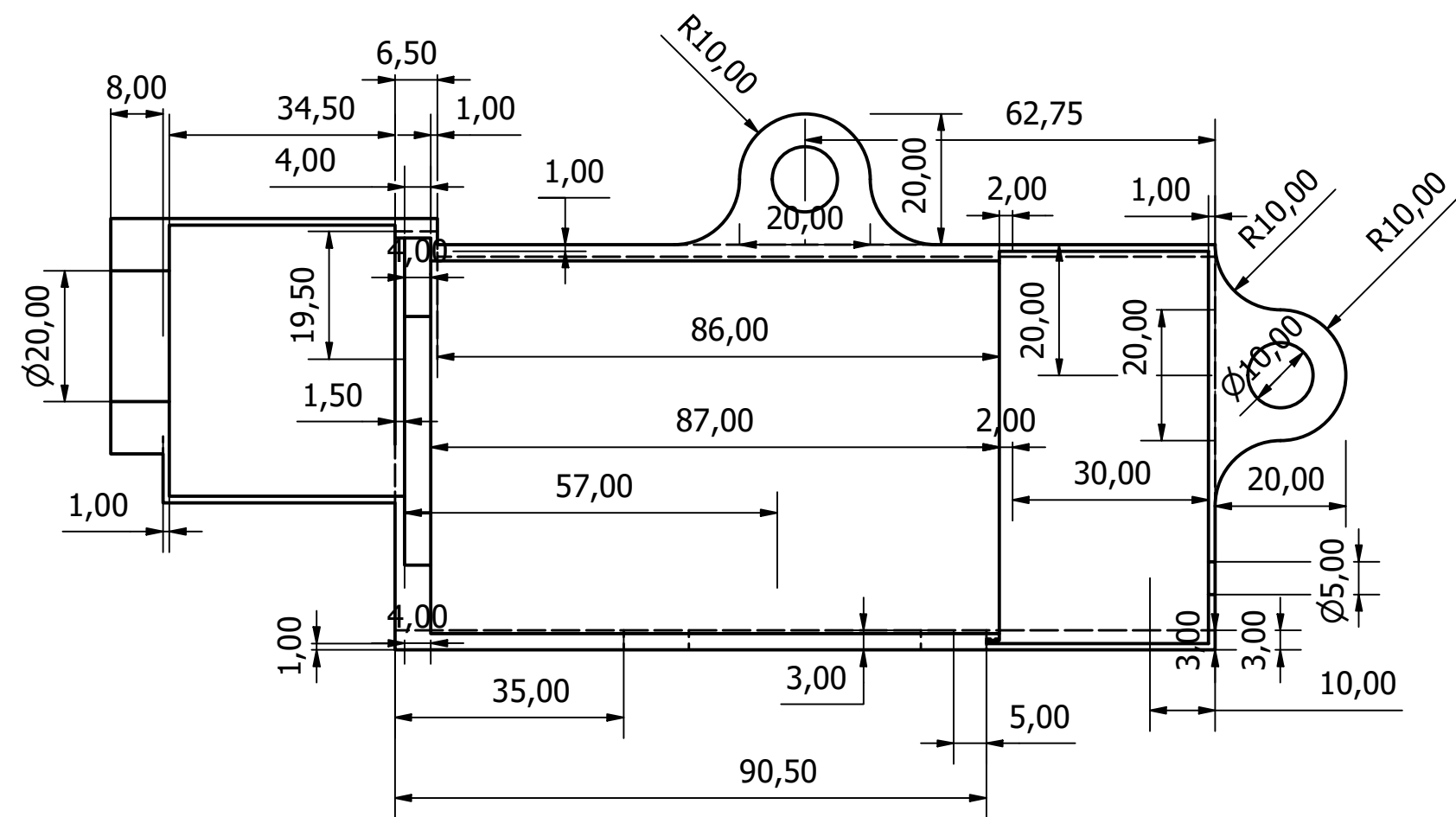
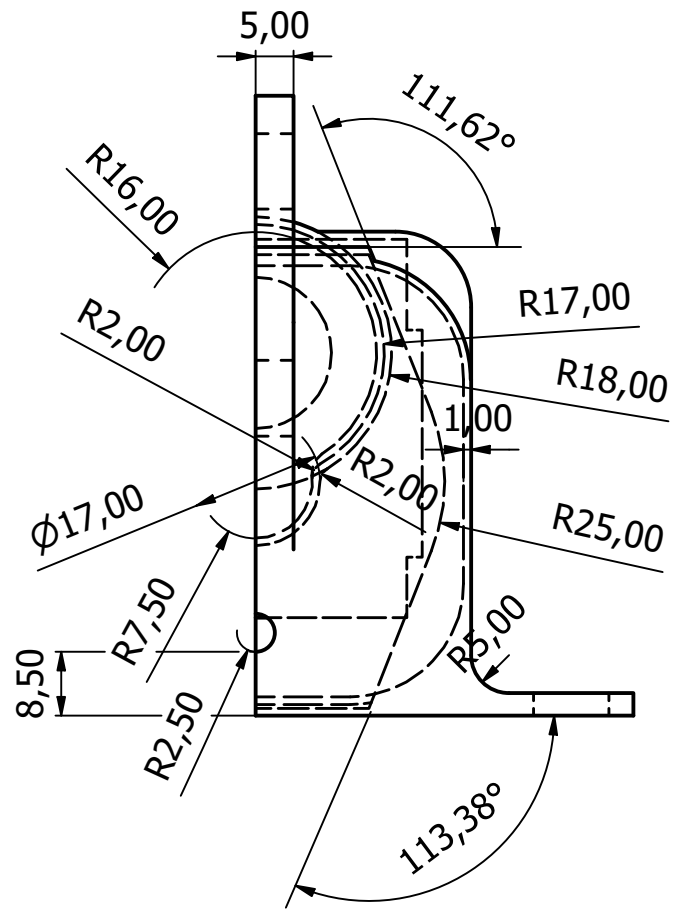


Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Base Freno Prony</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	Materiales Acero AISI 1045	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Unidades mm
			Escala 1 : 1	N. Dibujo MTR-06

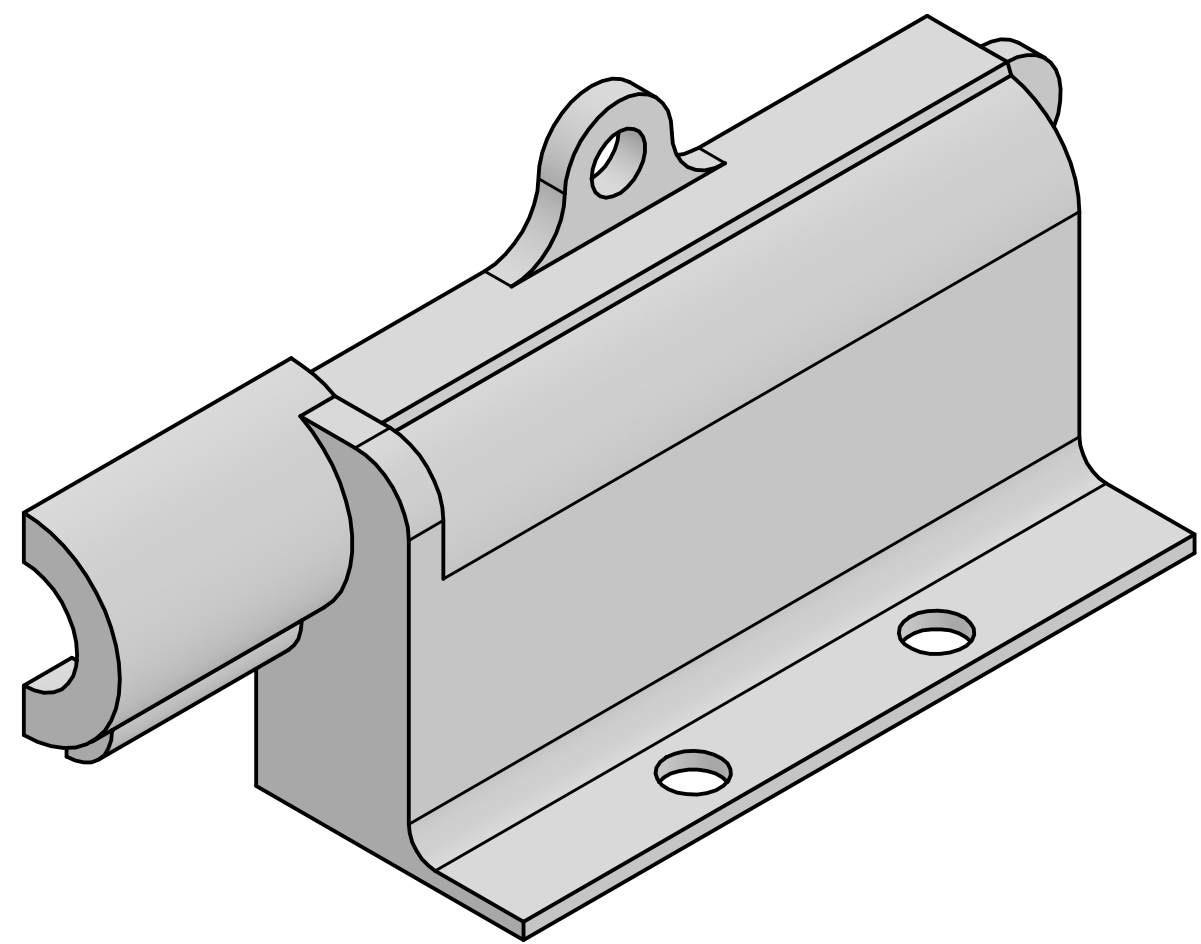
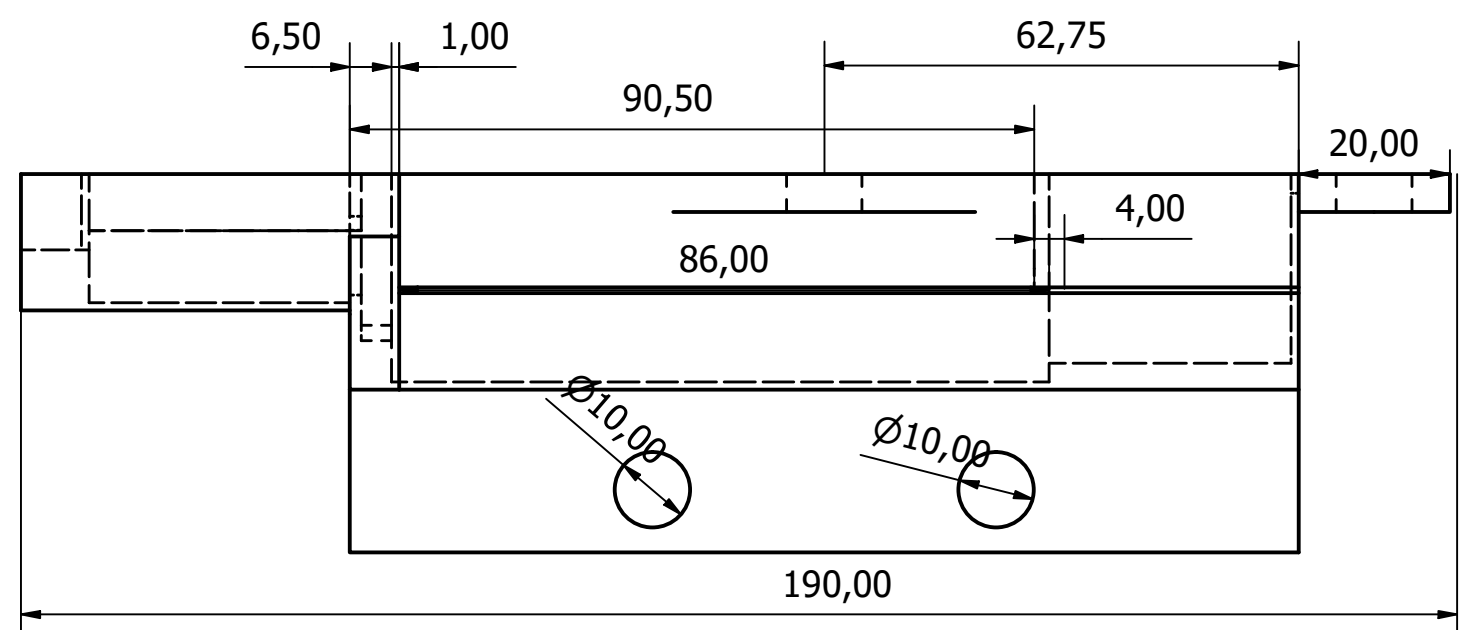
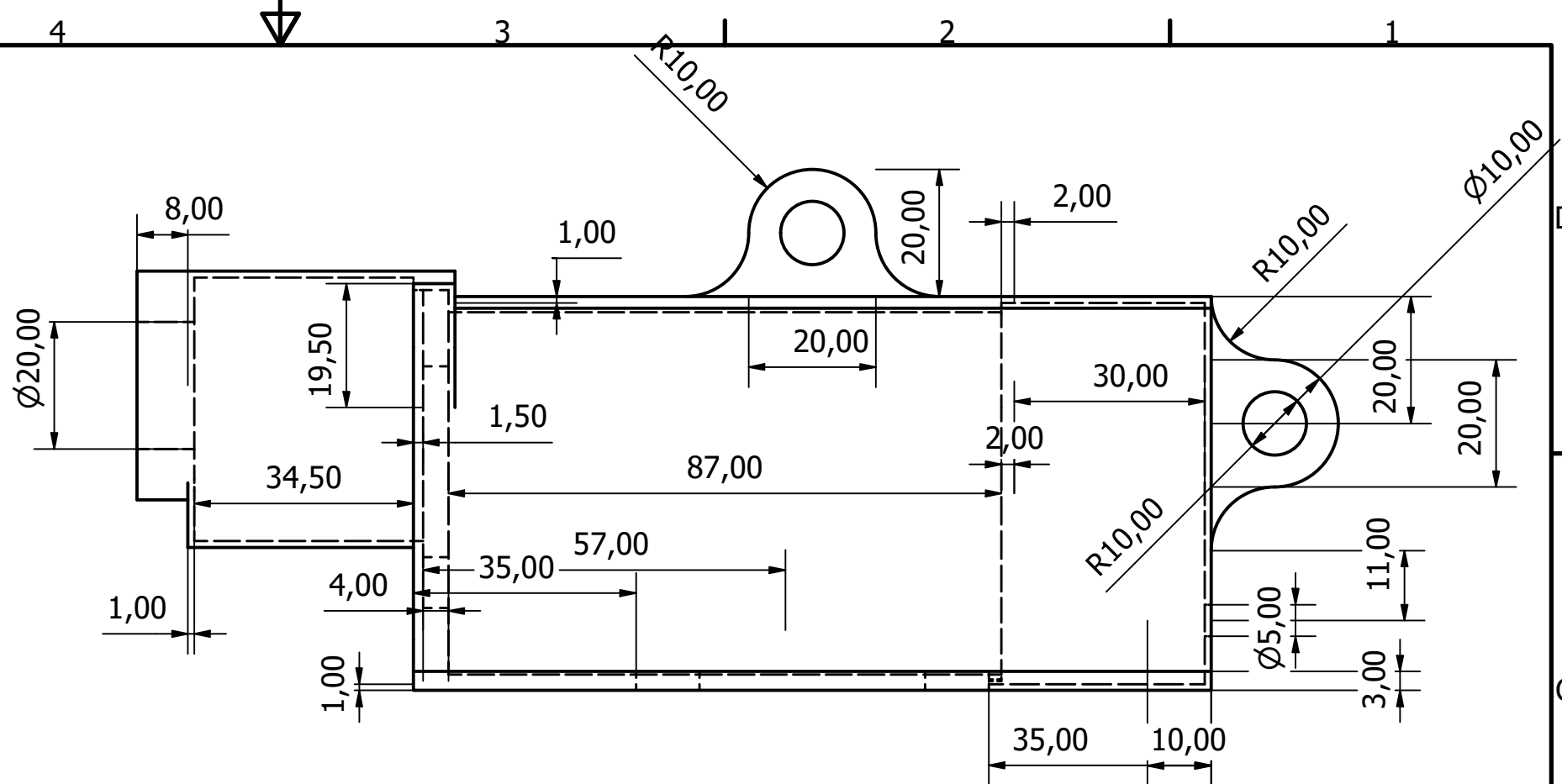
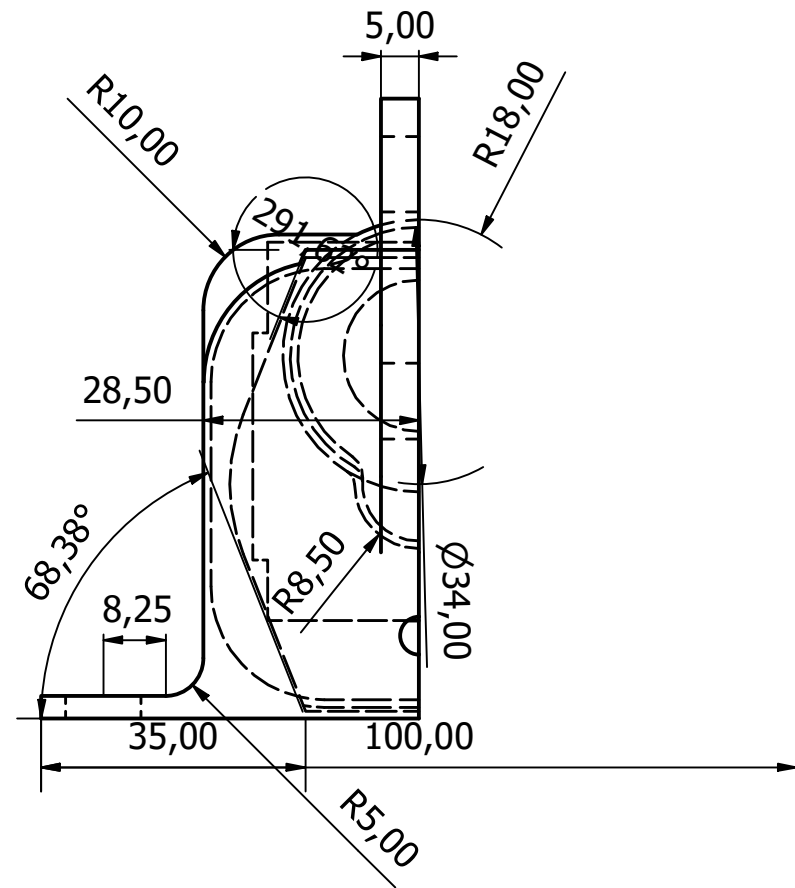




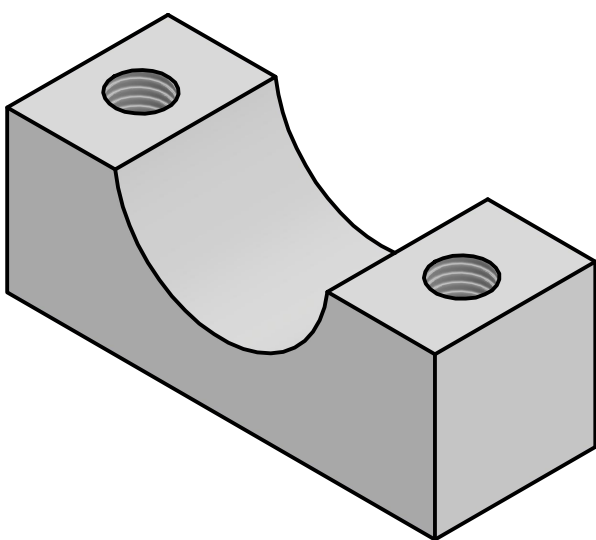
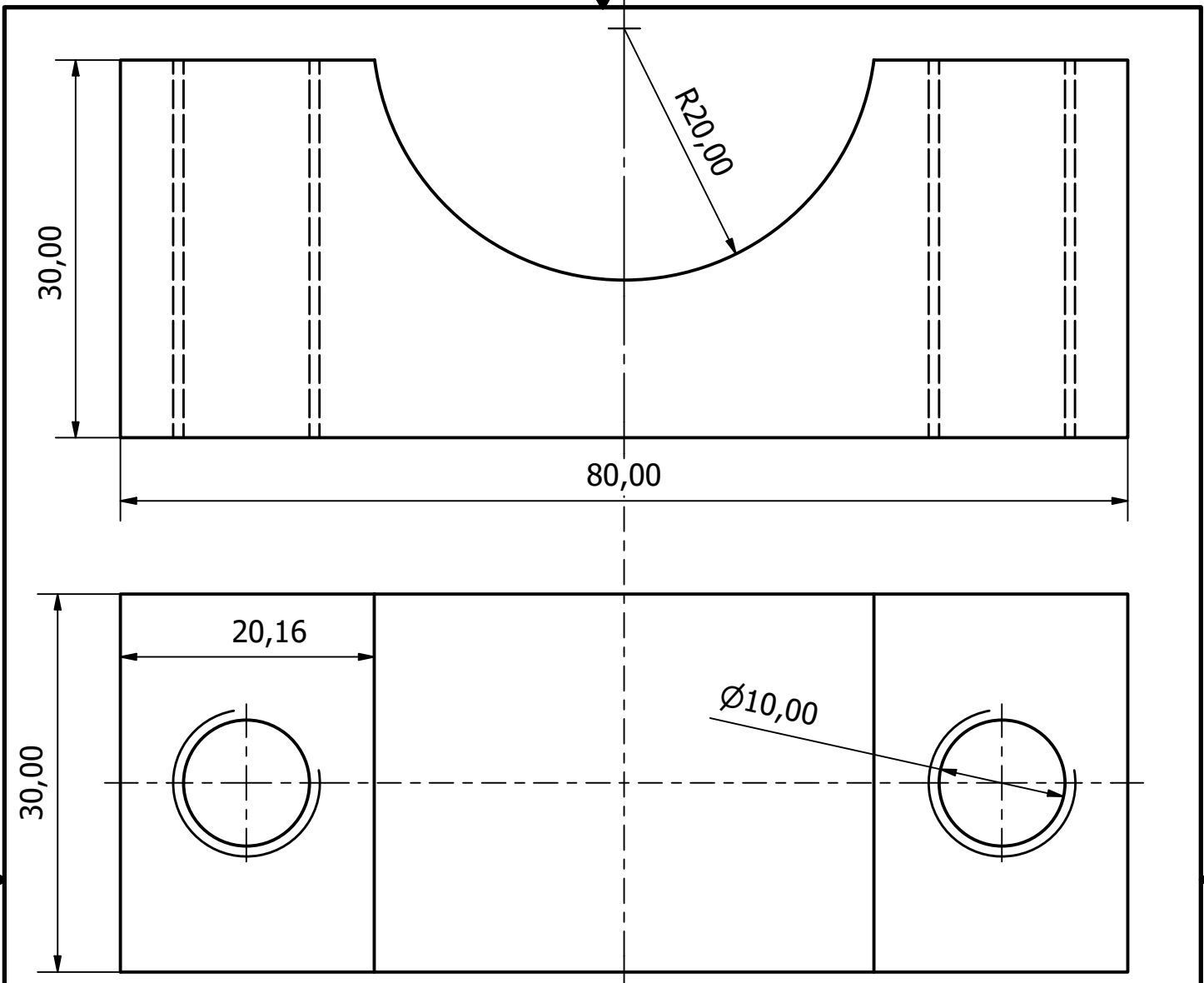
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Base Motor</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Viga en I - AISC M5 x 18.9	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 1
			N. Dibujo <b>MTR-07</b>	



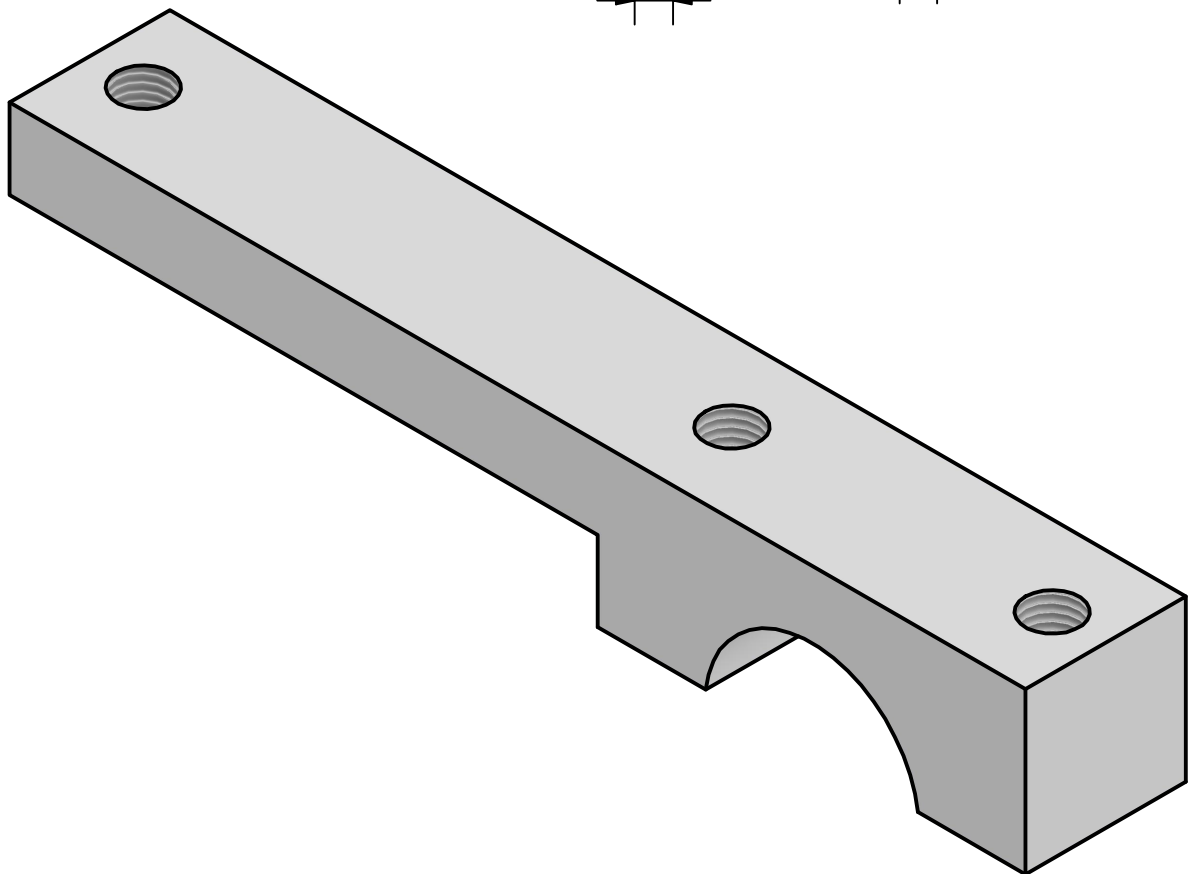
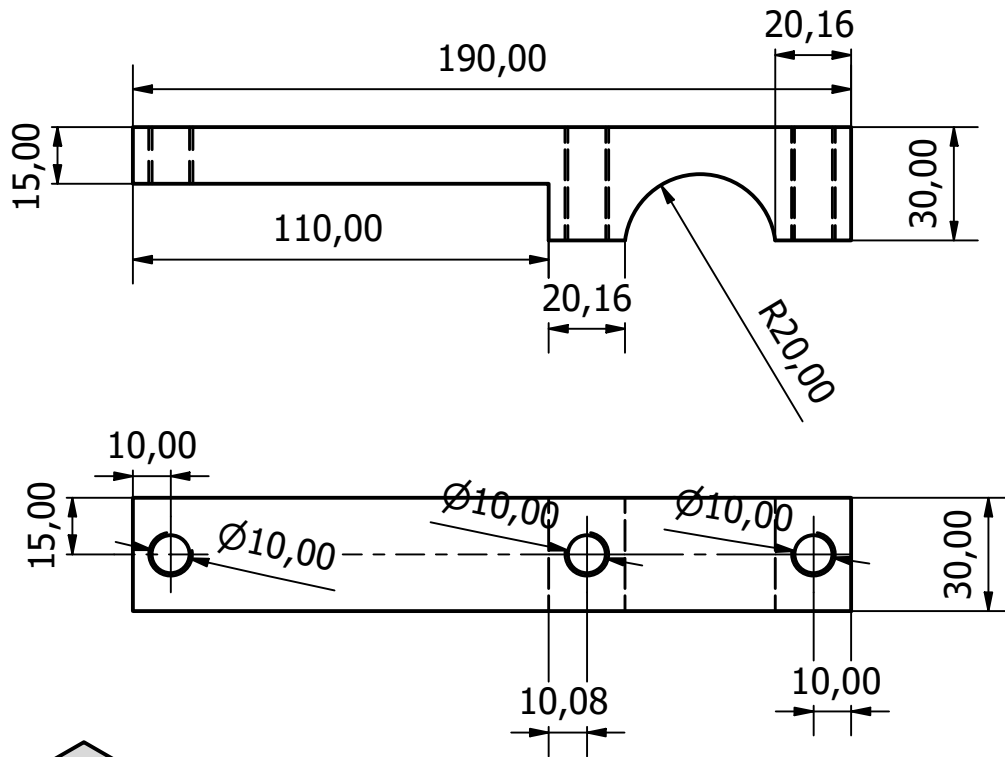
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por <b>CXSM-BJPM</b>	Aprobado por <b>CXSM-BJPM</b>	Denominación <b>Carcasa Motor Izquierda</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Plástico PLA	
			Unidades mm	
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 1
			N. Dibujo <b>MTR-08</b>	



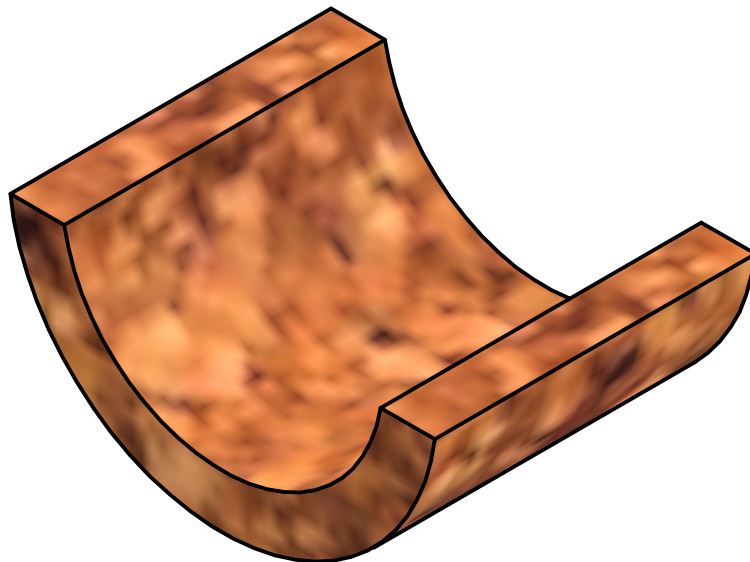
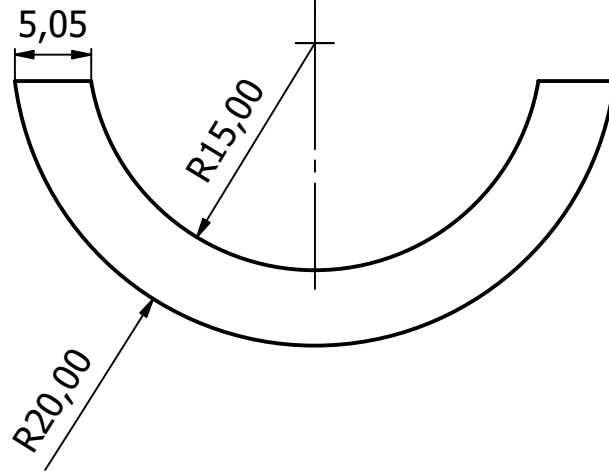
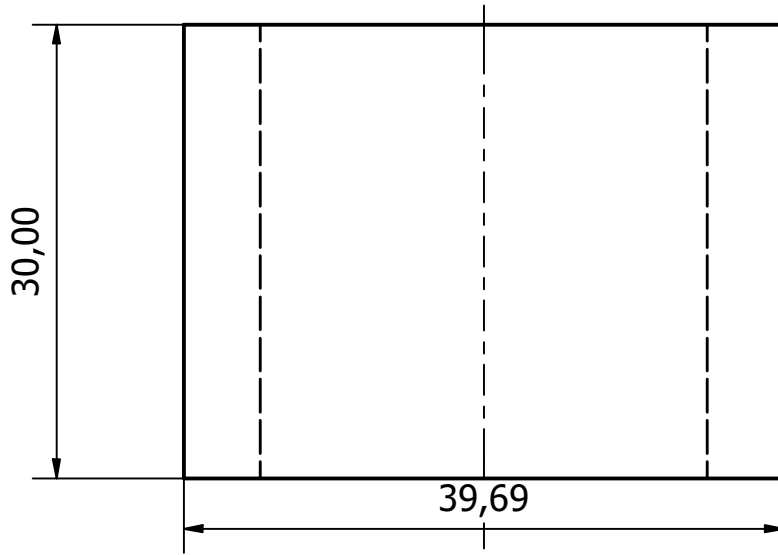
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por <b>CXSM-BJPM</b>	Aprobado por <b>CXSM-BJPM</b>	Denominación <b>Carcasa Motor Derecha</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024	Materiales Plástico PLA	
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Unidades mm
			Escala 1 : 1	N. Dibujo MTR-09



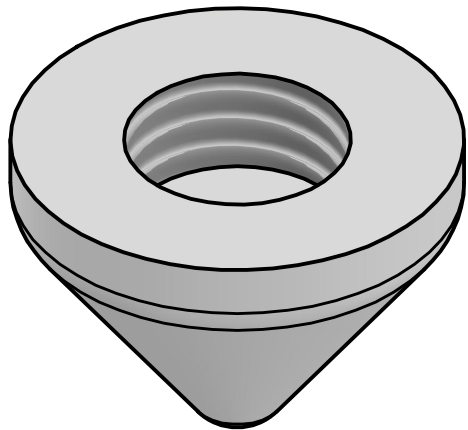
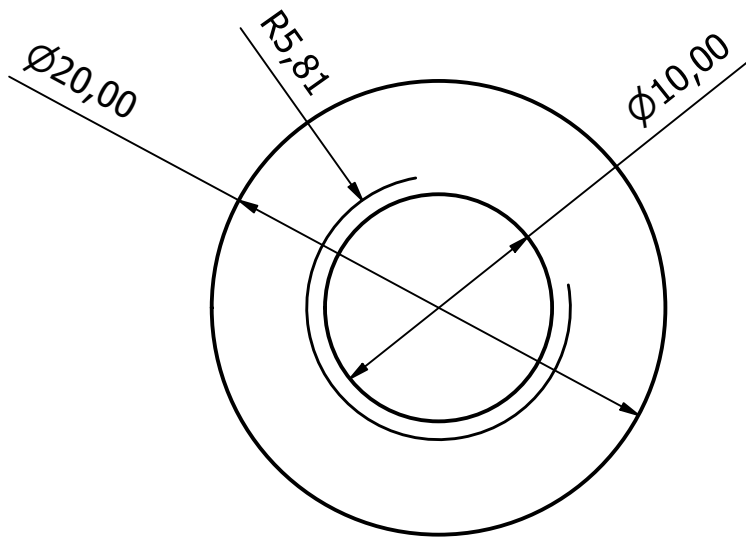
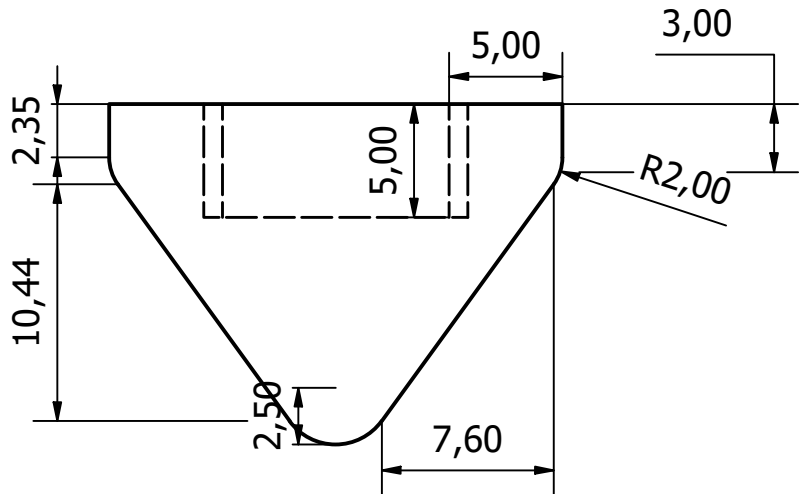
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Pieza Inferior Prony</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Acero AISI 1045	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 2 : 1 N. Dibujo MTR-10



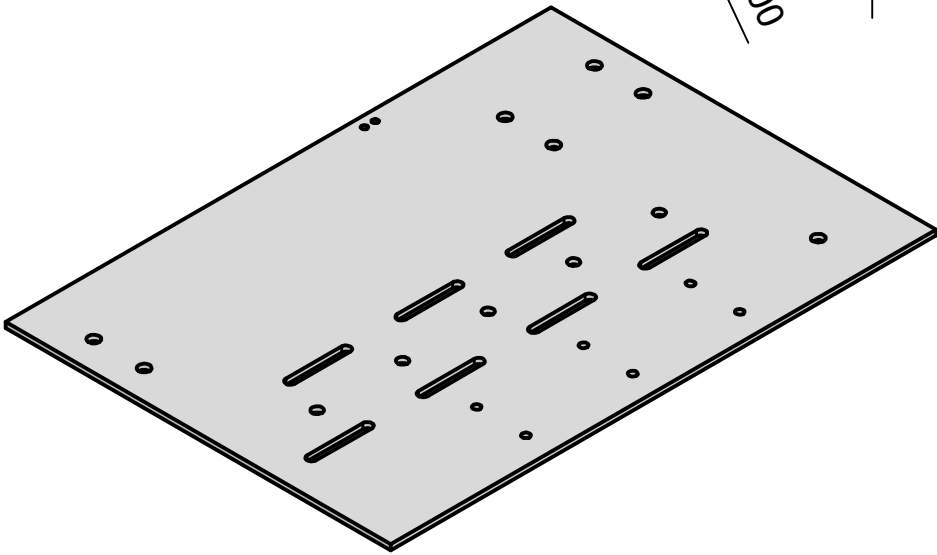
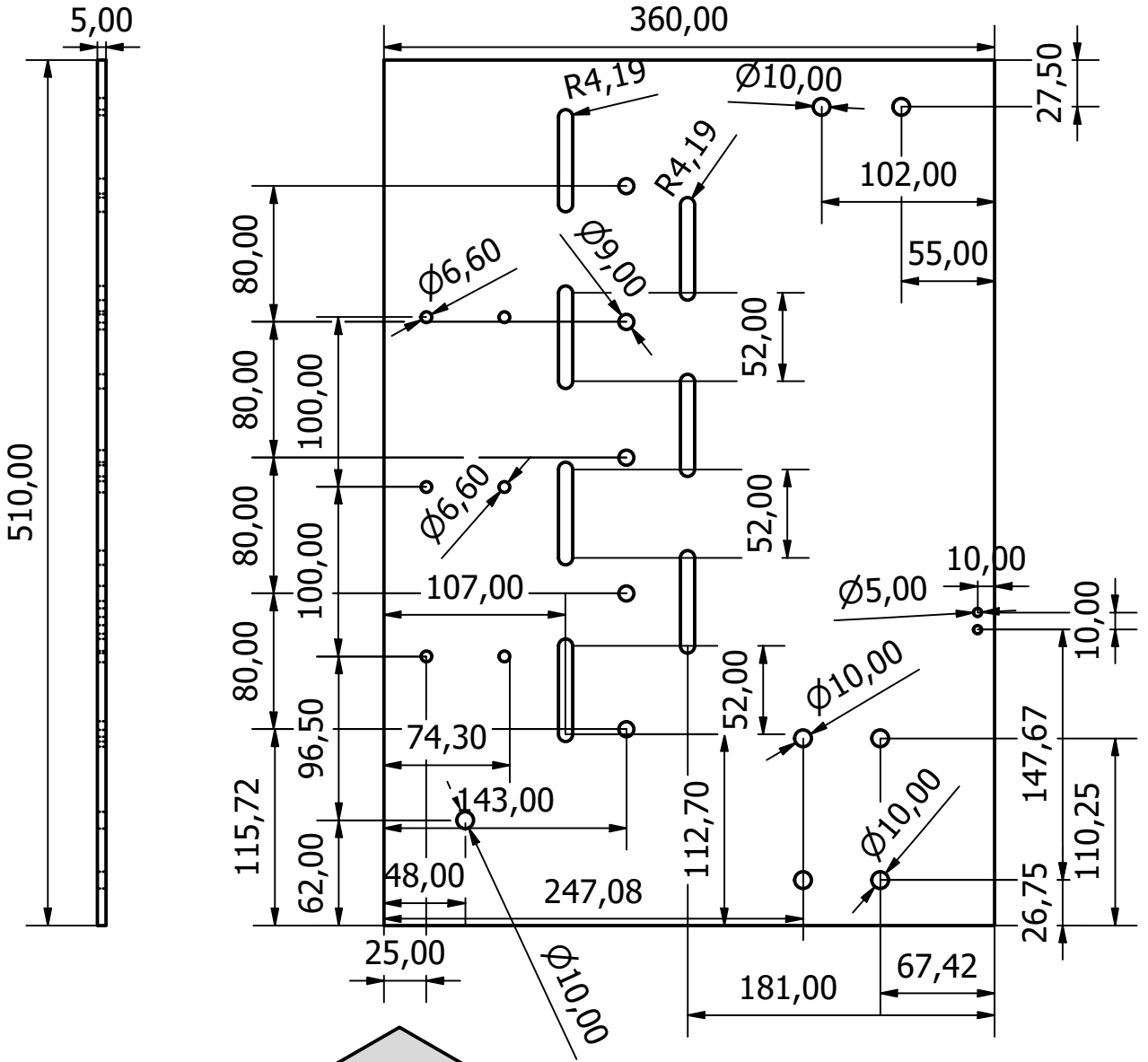
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Pieza Superior Prony</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Acero AISI 1045	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 2 N. Dibujo MTR-11



Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Superficie de fricción</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Madera	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 2 : 1 N. Dibujo MTR-12

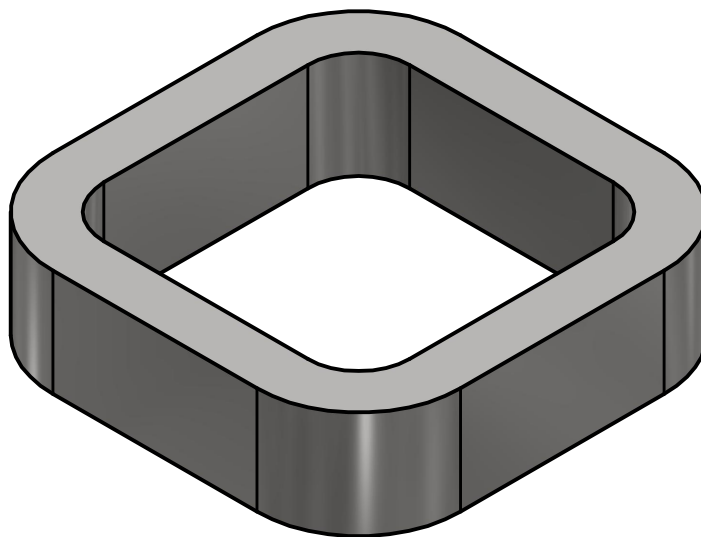
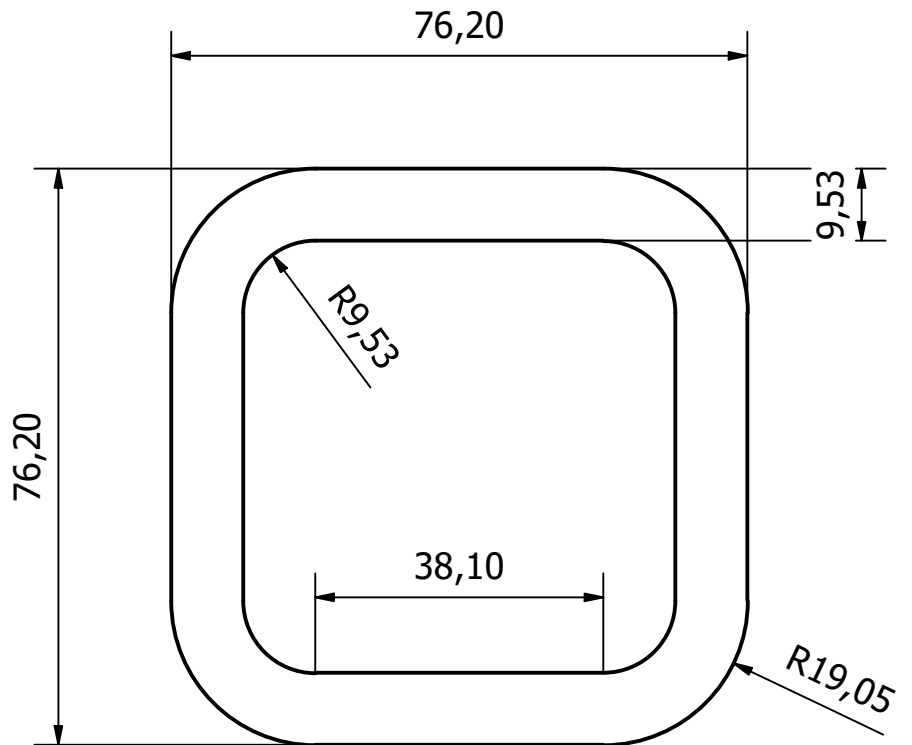
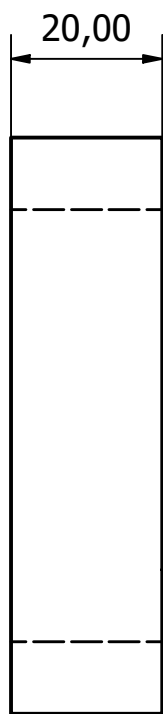


Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Punta</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Plástico PLA	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala <b>3 : 1</b> N. Dibujo <b>MTR-13</b>

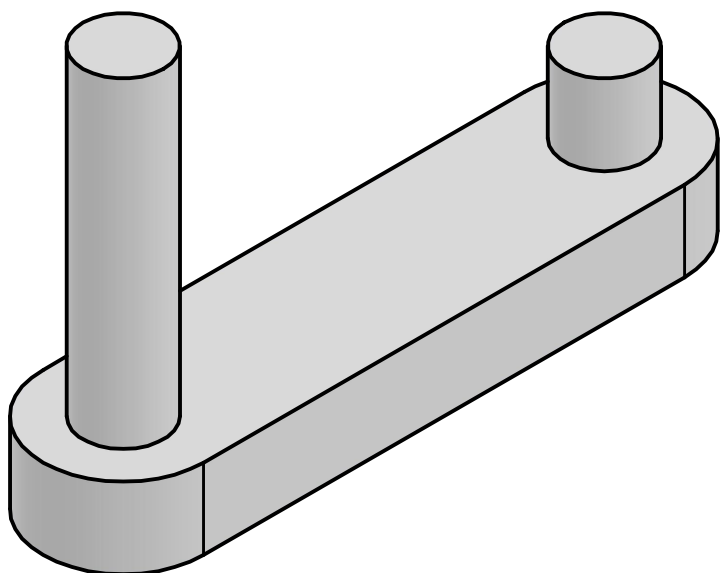
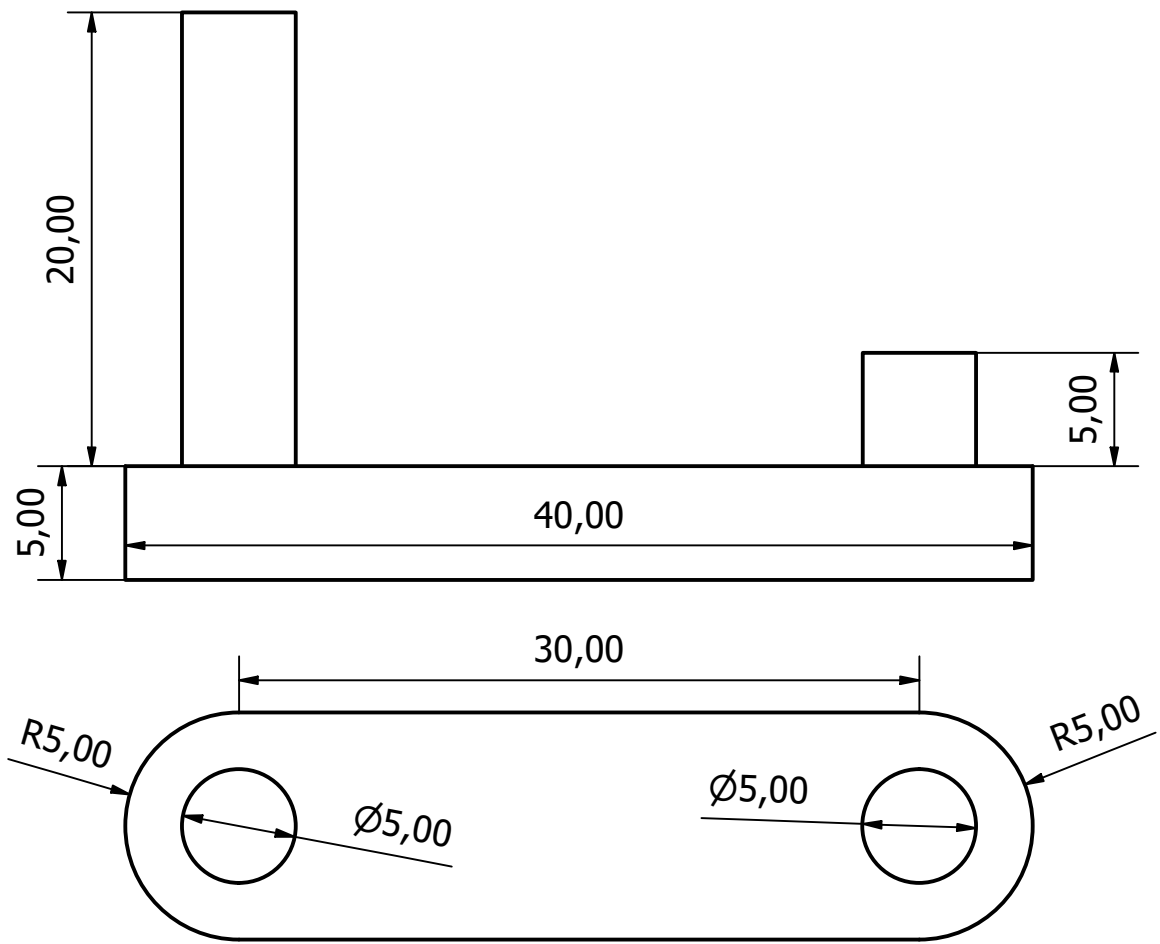


Diseñado por	Revisado por	Aprobado por	Denominación	
NJDP - PAGG	CXSM-BIPM	CXSM-BIPM	Plataforma Base	
Fecha				
6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales	
			Acero AISI 1045	
			Unidades	
			mm	
			Tolerancias	
			Lineal: 0.5 Angular: 0.5	
			Escala	
			1 : 4	
			N. Dibujo	
			MTR-14	

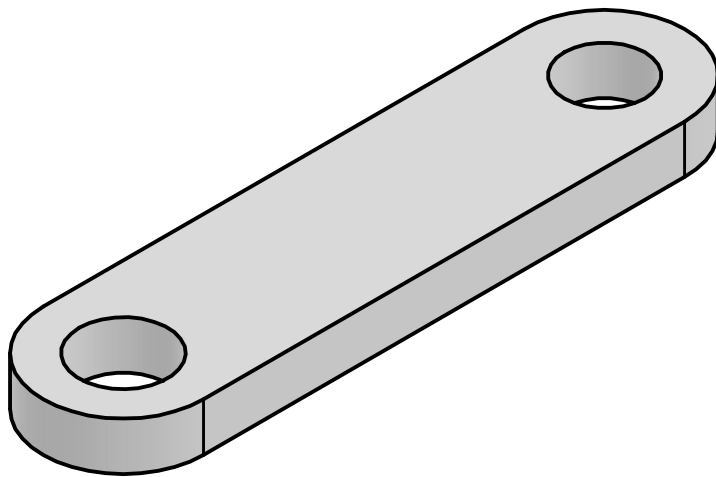
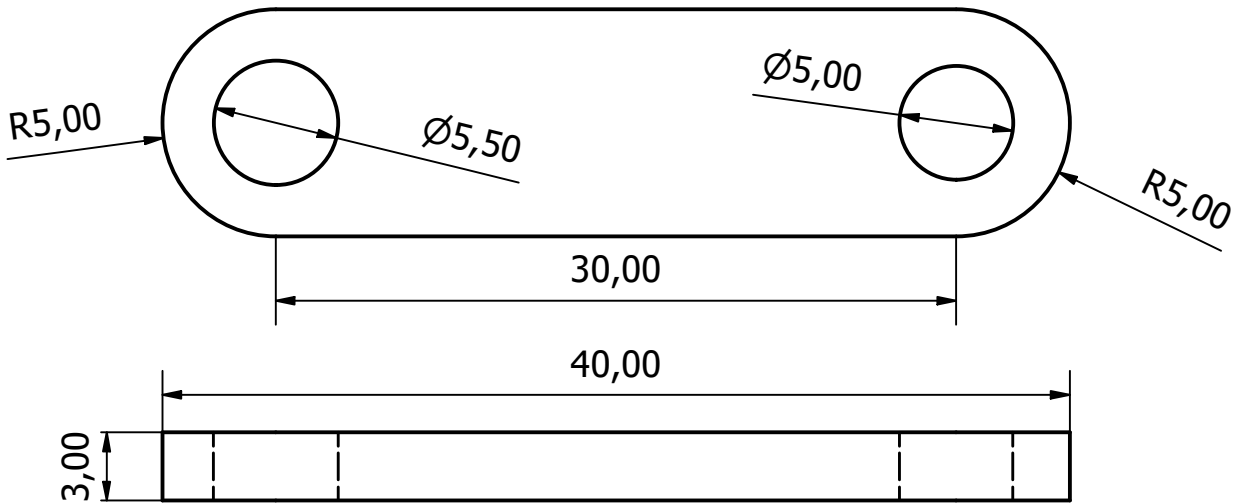




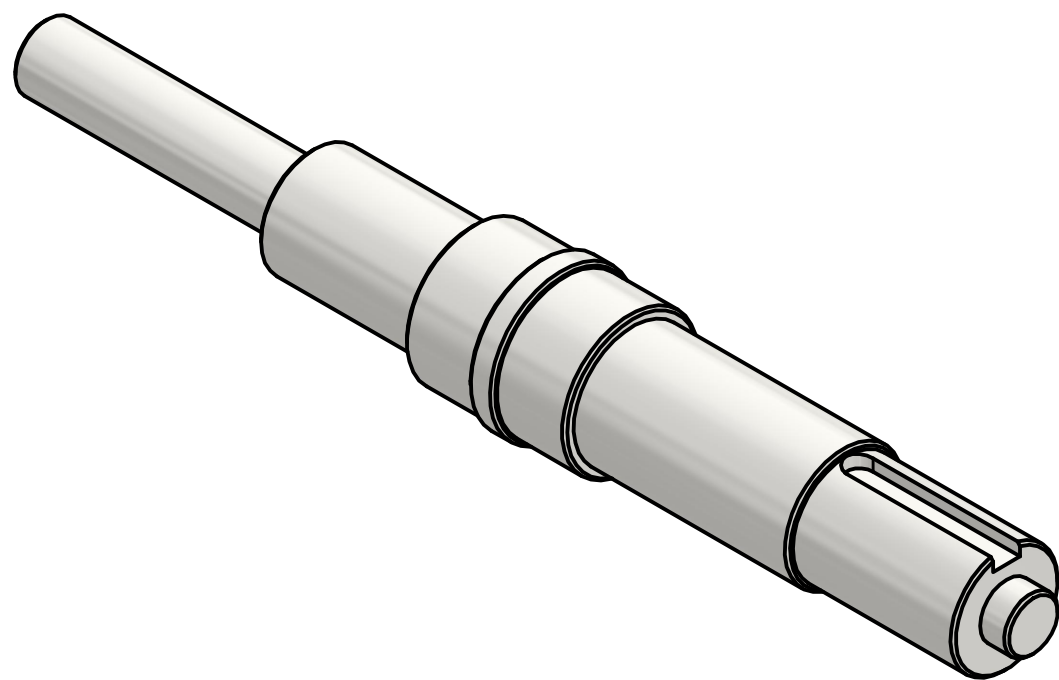
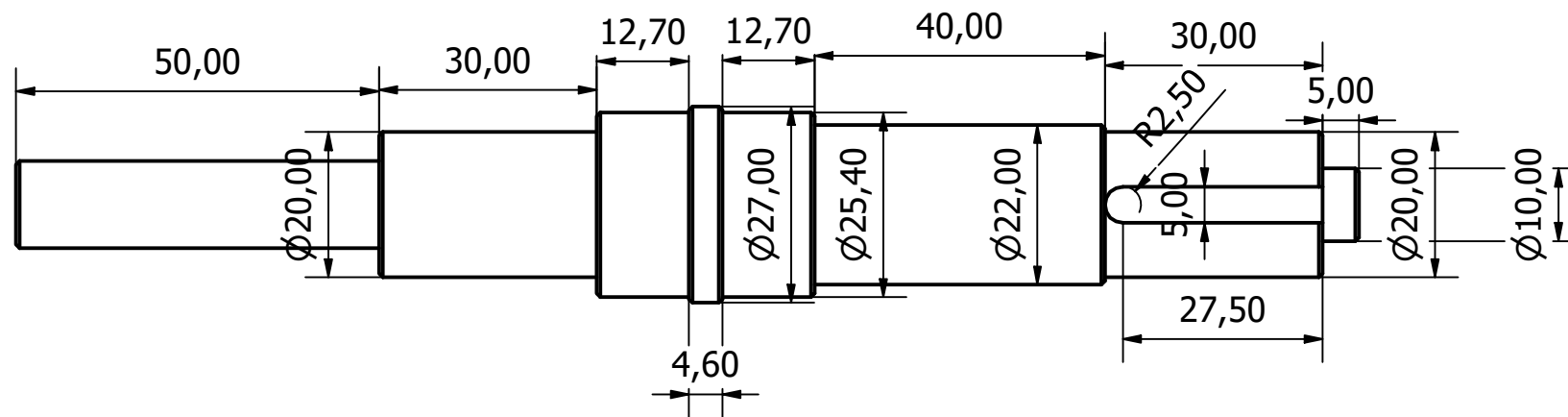
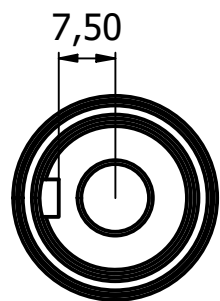
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Soporte de Base</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Tubo cuadrado - AISC 3 x 3 x 3/8	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 1 N. Dibujo MTR-15



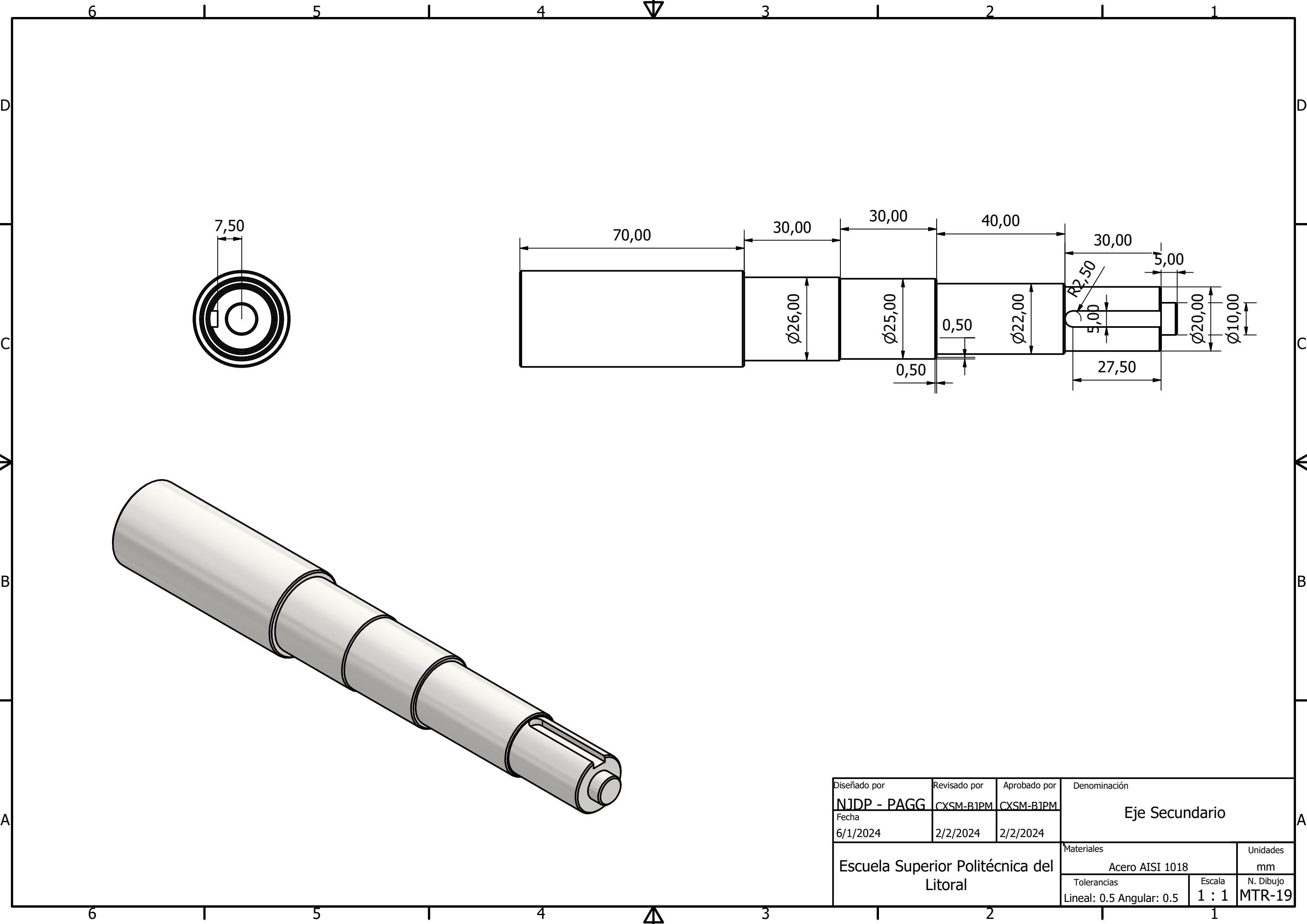
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Biela</b>	
Fecha 14/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Plástico PLA	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala <b>3 : 1</b> N. Dibujo <b>MTR-16</b>



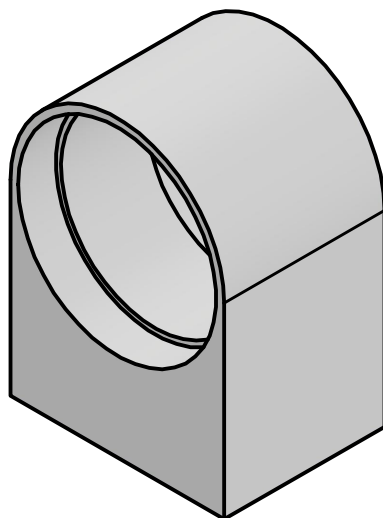
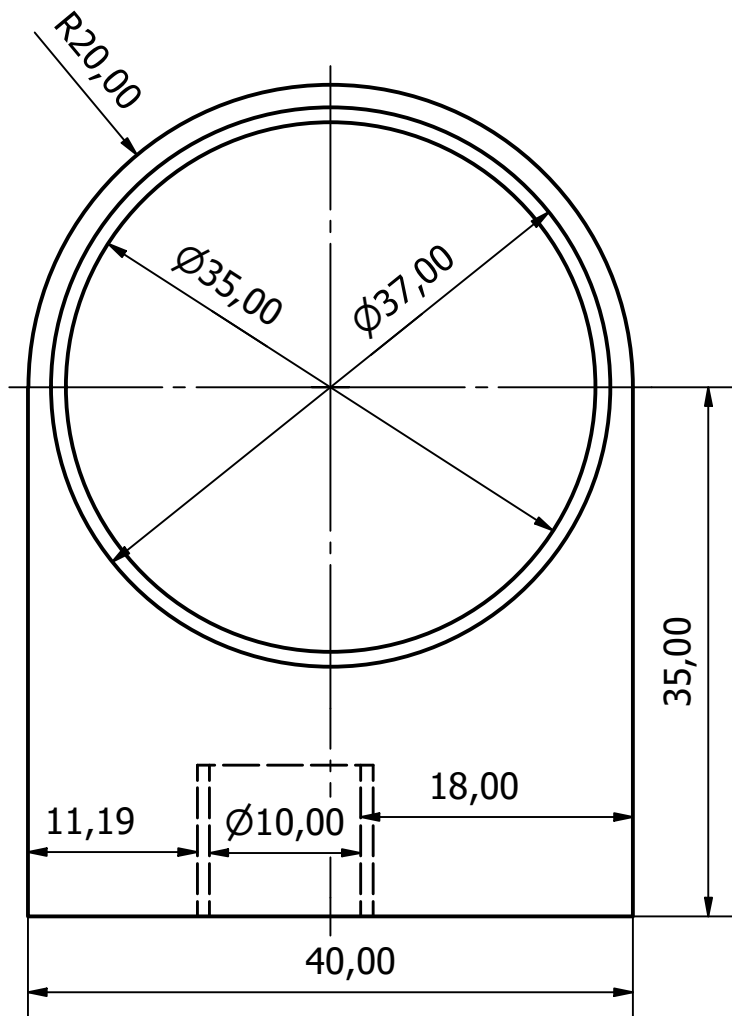
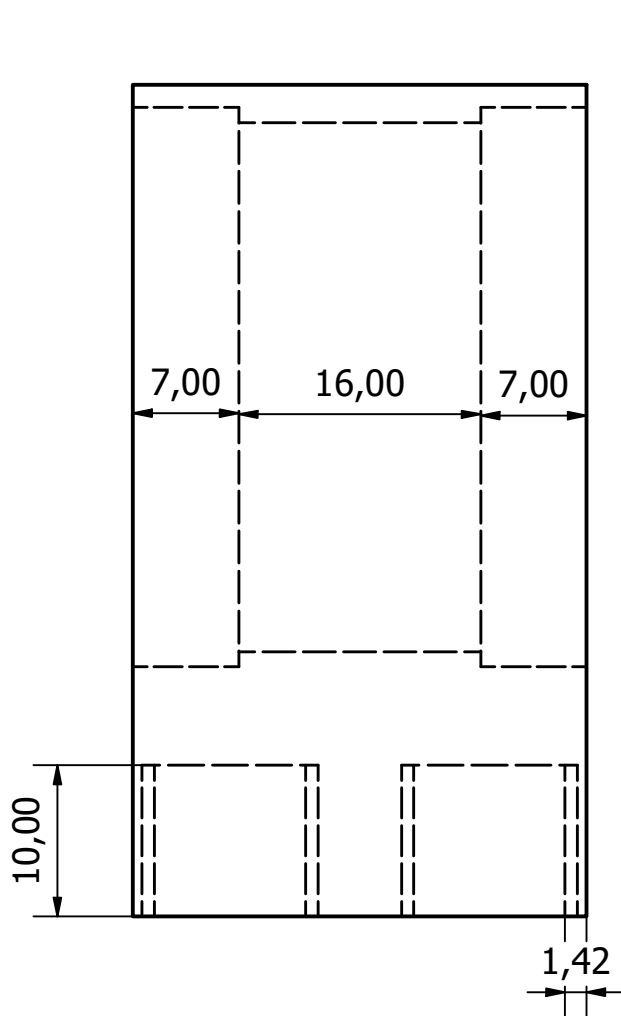
Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Manivela</b>	
Fecha 14/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Plástico PLA	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala <b>3 : 1</b> N. Dibujo <b>MTR-17</b>



Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por <b>CXSM-BJPM</b>	Aprobado por <b>CXSM-BJPM</b>	Denominación <b>Eje Maestro</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Acero AISI 1018	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 1 : 1
			N. Dibujo <b>MTR-18</b>	



Diseñado por	Revisado por	Aprobado por	Denominación	
<b>NJDP - PAGG</b>	CXSM-BJPM	CXSM-BJPM	<b>Eje Secundario</b>	
Fecha	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales	Unidades
			Acero AISI 1018	mm
			Tolerancias	Escala
			Lineal: 0.5 Angular: 0.5	1 : 1
				N. Dibujo
				<b>MTR-19</b>



Diseñado por <b>NJDP - PAGG</b>	Revisado por CXSM-BJPM	Aprobado por CXSM-BJPM	Denominación <b>Soporte de rodamientos</b>	
Fecha 6/1/2024	2/2/2024	2/2/2024		
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Materiales Acero AISI 1045	Unidades mm
			Tolerancias Lineal: 0.5 Angular: 0.5	Escala 2 : 1 N. Dibujo MTR-20