



Universidad Nacional de San Luis
Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias

***DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN DISPOSITIVO PARA
REHABILITACIÓN MOTRIZ EN PERSONAS CON
DISCAPACIDAD FÍSICA***

Autor

Valentin Casella Menna

Trabajo Final de Ingeniería Mecatrónica

Director

Ronio Guaycochea

Codirector

Guillermo Ricardo Catuogno

Villa Mercedes, San Luis

Año 2026

DERECHO DE AUTOR

© 2026, Valentín Casella Menna

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

RESUMEN

Este trabajo final presenta el desarrollo de un dispositivo mecatrónico de pedaleo asistido para uso en posición sedente (sentado), diseñado específicamente para la rehabilitación motriz de miembros inferiores. El objetivo principal es proporcionar una herramienta que permita realizar movimientos cíclicos pasivos y activos, facilitando la recuperación de la movilidad articular y el fortalecimiento muscular en pacientes con movilidad reducida. El alcance del proyecto comprende desde el diseño estructural y cálculo de componentes, hasta la propuesta de un sistema de control electrónico, limitándose en esta instancia a la validación funcional del mecanismo mediante accionamiento manual para verificar la fluidez cinemática del diseño.

Palabras clave — Discapacidad motriz, Ingeniería Mecatrónica, Rehabilitación, Sistema Asistido.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPITULO 1: Propuesta	9
Introducción.....	9
Problemática	10
Objetivos	10
Objetivo general	10
Objetivos específicos	10
Alcances y limitaciones.....	11
Marco Teórico	11
Biomecánica de la Rehabilitación de Miembros Inferiores	12
Accionamientos mecatronicos: Tecnología Brushless (BLDC).....	12
Control de Conmutación Trapezoidal (6 Steps)	12
Resistencia de Materiales y Análisis Estructural	13
Asignaturas que aportan la base teórica y práctica	13
CAPITULO 2: Evolución conceptual y origen del diseño	15
Innovación en el Mecanismo de Pedaleo	15
Situación en el Mercado y Aporte del Proyecto	16
CAPITULO 3: Selección y cálculo de componentes	17
Accionamiento Mecatrónico	17
Especificaciones del Motor	17
Sistema de control.....	19
Definir el problema	20
Criterios y restricciones	20
Generación de posibles soluciones	21
Descarte de soluciones no viables.....	22
Selección de la mejor solución.....	22
Especificación de la solución	23
Cálculo del Eje Transmisor.....	27
Verificación por ángulo de torsión máxima.....	29
Verificación por flecha máxima	30
Verificación por teoría al máximo esfuerzo de corte	30
Selección de Rodamientos	34
Fuerza Equivalente sobre el Rodamiento	34
Calculo de Vida Útil en Horas de Funcionamiento.....	35
Planchuela amarilla (pieza 6 – Ensamblaje).....	35
Verificación por tracción.....	35

Planchuela negra (pieza 2 – Vástago)	36
Planchuela roja (pieza 2 – Conjunto rojo)	37
Verificación por teoría al máximo esfuerzo de corte	38
Cálculo del Pedal	38
Cálculo de los Soportes	39
Verificación por flecha máxima	39
Selección y Cálculo de Tornillos/bulones	40
Fórmulas utilizadas para el cálculo estructural	43
Esfuerzos por tracción o compresión	43
Verificación por tensión normal admisible	43
Deformación por tracción	43
Verificación por deformación admisible	43
Verificación por esfuerzo de corte admisible	44
Esfuerzo por flexión	44
Flecha máxima	44
Flecha Admisible	44
Verificación por flecha máxima	44
Momento Torsor	44
Análisis de carga estática	45
Análisis de deformación estática	45
Análisis de desplazamiento	46
Análisis de esfuerzo	47
Evaluación del coeficiente de seguridad	48
Conclusión general del análisis de carga estática	48
Construcción del prototipo	49
Fabricación y Ajustes de Diseño	49
Sistema de Articulación y Componentes Reales	49
Galería del Prototipo Real	50
Fabricación en Bambu Lab A1	50
Detalle de Articulación con Perno y Seeger	50
Optimización de Planchuelas	51
Ensamblaje Final del Mecanismo	51
Conclusiones de la Implementación del Prototipo	53
CAPITULO 4: Análisis de Costos	55
Costos de Fabricación del Prototipo	55
Presupuesto Estimado del Equipo Definitivo	55

CAPITULO 5: Estudio de Impacto Ambiental	57
Fase de Diseño y Fabricación	57
Fase de Operación y Uso	57
Fase de Fin de Vida Útil (Disposición Final)	57
CAPITULO 6: Conclusiones.....	59
Referencias Bibliográficas.....	61
Anexos	62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1. Vista posterior de la ubicación del motor	17
Figura N° 2. Vista frontal de la ubicación del motor	18
Figura N° 3. Sensores de efecto Hall y tabla lógica	24
Figura N° 4. Diagramas de fases A, B y C de corriente	25
Figura N° 5. Esquema de un controlador típico 6 Steps	26
Figura N° 6. Gráficas de onda, corriente y fuerza electromotriz respectivamente	26
Figura N° 7. Diagrama de cargas.....	28
Figura N° 8. Diagrama de Momento Flector	28
Figura N° 9. Diagrama de Momento Torsor.....	28
Figura N° 10. Diagrama de Deformación Flecha Máxima	29
Figura N° 11. Diagrama de cargas.....	37
Figura N° 12. Diagrama de Momento Flector	37
Figura N° 13. Diagrama de Momento Torsor.....	38
Figura N° 14. Diagrama de Deformación Flecha Máxima	38
Figura N° 15. Deformación real.....	46
Figura N° 16. Deformación potencial de los elementos	46
Figura N° 17. Análisis de desplazamiento de los componentes	47
Figura N° 18. Determinación del estrés para cada pieza	48
Figura N° 19. Impresora 3D Bambú Lab A1	50
Figura N° 20. Detalle de las articulaciones en las planchuelas.....	50
Figura N° 21. Vista de la planchuela modificada mejorando el calce del rodamiento..	51
Figura N° 22. Vista superior del prototipo funcional completo	51
Figura N° 23. Vista lateral derecha	52
Figura N° 24. Vista lateral izquierda con manilla desplegado	52
Figura N° 25. Vista lateral derecha con manillar desplegado	53

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1. Matriz de ponderación.....	23
Tabla N° 2. Resumen de medidas en milímetros para la construcción de los engranajes.....	33
Tabla N° 3. Costos de fabricación del prototipo	55
Tabla N° 4. Costos de materiales estructurales y mecánicos	55
Tabla N° 5. Costo del accionamiento mecatronico y electrónica	56
Tabla N° 6. Costos de manufactura e ingeniería.....	56
Tabla N° 7. Costo total estimado de fabricación.....	56

CAPITULO 1: Propuesta

Introducción

El presente trabajo aborda el diseño, análisis y dimensionamiento de un dispositivo mecatrónico de pedaleo asistido para la rehabilitación motriz de miembros inferiores. El equipo está proyectado para ser utilizado en posición sedente, permitiendo que el paciente trabaje la movilidad articular sin la necesidad de soportar su propio peso corporal.

La génesis de este proyecto se aleja de las soluciones comerciales convencionales. El diseño conceptual nace del estudio de mecanismos clásicos de transmisión de potencia, específicamente inspirado en la síntesis de movimientos de Nguyen Duc Thang. La idea original, surgida de la observación de antiguos molinos hidráulicos que transmitían fuerza mediante sistemas de barras articuladas, fue adaptada en colaboración con el equipo docente para un fin terapéutico moderno.

Este enfoque de ingeniería basada en eslabonamientos ofrece una alternativa innovadora en un mercado dominado por pedaleras de baja durabilidad. Al emplear planchuelas de acero comerciales, se logra un mecanismo capaz de soportar hasta 120 kg de carga operativa, garantizando seguridad y estabilidad para el paciente.

Para cumplir con este propósito, se implementó un motor DC Brushless de 100W acoplado a un reductor de velocidad de diseño propio. Este sistema permite generar movimientos cíclicos a velocidades controladas (emulando una caminata media de 4 km/h), ideales para la estimulación gradual de las piernas con movilidad reducida.

El desarrollo del proyecto siguió la siguiente estructura:

- **Diseño y Simulación:** Modelado tridimensional y análisis de esfuerzos mediante el software Fusion 360.
- **Metodología:** Aplicación del enfoque de Diseño Mecatrónico para la selección del sistema de control de conmutación trapezoidal.
- **Validación:** Construcción de un prototipo funcional a escala mediante manufactura aditiva (impresión 3D) para verificar la fluidez cinemática del mecanismo.

Finalmente, este trabajo no solo busca resolver un problema mecánico, sino proponer una herramienta de salud accesible y de fácil fabricación local, cubriendo un nicho de mercado donde la robustez y la asistencia motorizada son escasas.

Problemática

Desarrollar un prototipo de rehabilitación motriz de pedaleo asistido. El equipo debe ser accionado eléctricamente por motorreductor, debe emular un paso normal y una velocidad de “caminata” media, y soportar hasta 120 kg. de peso, las medidas deben estar basadas en las dimensiones antropométricas de un adulto promedio con posibilidad de regulación que sea accesible, fácil de usar y adaptable a diferentes usuarios, buscando mejorar la calidad de vida de las personas y optimizar los procesos de rehabilitación.

Objetivos

Objetivo general

El objetivo general es diseñar y desarrollar un equipo de gimnasia de rehabilitación motriz. El dispositivo debe ser capaz de emular el movimiento de caminata, adaptándose a diferentes usuarios y garantizando su eficacia y durabilidad, para contribuir a la recuperación motriz de los pacientes.

Objetivos específicos

Los objetivos específicos de este trabajo son:

1. Seleccionar y dimensionar los elementos, como planchuelas, engranajes, soportes, bulones, etc.
2. Seleccionar un accionamiento mecatrónico que cumpla los requerimientos propuestos. La elección va desde el tipo de motor hasta el control comercial que va a utilizar.
3. Diseñar y modelar en detalle el mecanismo del dispositivo a través del software Fusion 360. Se debe considerar la funcionalidad, ergonomía y adaptabilidad.

4. Realizar un análisis de los esfuerzos, deformaciones y dimensiones de los componentes para asegurar la resistencia y durabilidad del aparato a través del software Fusion 360.
5. Construir un prototipo que demuestre el movimiento funcional del mecanismo utilizando impresión 3D a través del software Prusa Slicer 3D.
6. Elaborar los planos constructivos de conjunto y despiece con la información necesaria para la fabricación del equipo en su totalidad.

Alcances y limitaciones

El alcance del proyecto incluye el diseño y desarrollo de un dispositivo de gimnasia de rehabilitación motriz de pedaleo asistido para personas con parálisis parcial de piernas. Se construirá un prototipo funcional mediante impresión 3D para verificar el movimiento del mecanismo, lo que permitirá identificar posibles mejoras en la funcionalidad y ergonomía del dispositivo. Además, se realizará un análisis de los esfuerzos y deformaciones de los componentes, así como la selección y dimensionamiento de los mismos. Como parte del proyecto, se elaborarán los planos constructivos de conjunto y despiece.

El proyecto no incluirá la fabricación del equipo con materiales reales y con un motor y/o con los engranajes, la construcción sólo sirve para esquematizar el movimiento manual del mecanismo. La selección del accionamiento mecatrónico será uno comercial, no se diseñará un sistema de control. El análisis se limitará a un desarrollo teórico por software y a la impresión 3D. Tampoco se contemplará la implementación de sensores o sistemas de evaluación del usuario durante el uso del dispositivo, limitando el estudio a los aspectos mecánicos y de funcionalidad. La evaluación de la eficacia del dispositivo en un entorno clínico o de rehabilitación tampoco está contemplado dentro de este proyecto, y cualquier prueba práctica con pacientes queda fuera del alcance actual.

Marco Teórico

El presente trabajo final se fundamenta en la integración de conceptos de biomecánica, ingeniería de materiales y control electrónico. A continuación, se desarrollan los pilares teóricos necesarios para el diseño del dispositivo de rehabilitación asistida.

Biomecánica de la Rehabilitación de Miembros Inferiores

La rehabilitación motriz busca recuperar la movilidad articular y el fortalecimiento muscular mediante movimientos cíclicos. En pacientes con movilidad reducida, se distinguen dos tipos de movilización:

- **Movilización Pasiva:** El dispositivo realiza el esfuerzo total para mover las extremidades del paciente, ayudando a mantener la flexibilidad de los tejidos y la circulación sanguínea.
- **Movilización Activa-Asistida:** El paciente inicia el movimiento y el sistema mecatrónico compensa la falta de fuerza necesaria para completar el ciclo.

Para una terapia efectiva, el movimiento debe emular la cadencia de una caminata humana normal, la cual se sitúa en un rango de entre 2,5 km/h y 6,5 km/h. El uso de una posición sedente (sentado) es fundamental para permitir la rehabilitación sin que el paciente deba soportar su propio peso corporal, reduciendo el riesgo de lesiones.

Accionamientos mecatronicos: Tecnología Brushless (BLDC)

Para proporcionar el movimiento asistido, se optó por un motor de corriente continua sin escobillas (Brushless DC o BLDC). A diferencia de los motores de corriente continua convencionales, los BLDC realizan la conmutación de manera electrónica, lo que ofrece ventajas críticas para un equipo médico:

- **Alta Eficiencia:** Menor pérdida de energía en forma de calor.
- **Bajo Mantenimiento:** Al no tener escobillas, no hay desgaste por fricción ni generación de chispas, lo que prolonga la vida útil y reduce el ruido operativo.
- **Tamaño Compacto:** Permiten obtener un alto torque en un espacio reducido, facilitando su integración en el bastidor del equipo.

Control de Conmutación Trapezoidal (6 Steps)

La gestión del giro del motor BLDC requiere conocer la posición exacta del rotor para energizar las bobinas del estator en la secuencia correcta.

- **Sensores de Efecto Hall:** Se utilizan tres sensores ubicados a 120° entre sí que detectan el campo magnético del rotor, generando una señal digital (tabla lógica) que indica la posición del mismo.

- **Lógica de 6 Pasos:** El controlador procesa estas señales y activa pares de fases de forma secuencial cada 60° de giro.
- **PWM (Modulación por Ancho de Pulso):** Se utiliza para regular la tensión media aplicada al motor y, por ende, controlar su velocidad de manera precisa según la necesidad del paciente.

Resistencia de Materiales y Análisis Estructural

El diseño de un dispositivo que debe soportar una carga operativa de 120 kg requiere la aplicación de teorías de falla para garantizar la seguridad del usuario.

- **Esfuerzos de Flexo-Torsión:** El eje principal está sometido simultáneamente a torsión por el motor y a flexión por el peso del usuario, requiriendo verificaciones por código ASME y flecha máxima.
- **Coefficiente de Seguridad (Cs):** Dada la naturaleza del equipo (rehabilitación de personas), se adoptan coeficientes conservadores (entre 3 y 8 según el componente) para absorber variaciones dinámicas de carga y prevenir fallas fatales.
- **Materiales Seleccionados:** Se utilizan aceros al carbono (SAE 1010) para componentes estructurales y aceros aleados (SAE 4340, AISI 8760) para piezas sometidas a altas exigencias mecánicas.

Asignaturas que aportan la base teórica y práctica

El desarrollo de este trabajo final se va a fundamentar en los conocimientos adquiridos a través de diversas asignaturas para el diseño y análisis de un equipo. A continuación, se realiza una descripción y la bibliografía que sustenta cada una:

- **Mecanismos y Elementos de máquinas:** Útil para aprender a calcular y seleccionar los componentes mecánicos. Los conocimientos adquiridos permiten dimensionar elementos como engranajes, ejes, planchuelas, etc. Garantizando que soporten las cargas y esfuerzos durante el uso del dispositivo.
- **Estática y Resistencia de los materiales:** Sirve para comprender las cargas, esfuerzos y deformaciones afectan a la estructura del dispositivo y poder identificar las áreas con mayor vulnerabilidad [1] [2].

- **Control de Accionamientos Mecatrónicos:** La elección del motor adecuado para el dispositivo es fundamental para su correcto funcionamiento. En esta asignatura, se estudian los distintos tipos de accionamientos Mecatrónicos con sus respectivos controles, lo que facilita la selección del motor más acorde a las necesidades del equipo [3].
- **Tecnología de Fabricación:** Útil para conocer sobre materiales, herramientas, ensamblaje y tecnología de impresión 3D [4].
- **Diseño de Sistemas Mecatrónicos:** Es fundamental para estructurar el proyecto, ya que proporciona el paso a paso y la metodología adecuada para el diseño de sistemas Mecatrónicos. Permite planificar y organizar cada etapa.

CAPITULO 2: Evolución conceptual y origen del diseño

La génesis de este dispositivo no surge de una adaptación de equipos de gimnasia convencionales, sino de la exploración de soluciones cinemáticas clásicas aplicadas a la ingeniería moderna. El concepto inicial se inspiró en el estudio de catálogos de movimientos mecánicos (como la reconocida serie de síntesis de mecanismos de Nguyen Duc Thang), donde se observaron sistemas de transmisión de potencia utilizados en molinos hidráulicos antiguos.

Dichos sistemas empleaban un eslabonamiento de barras articuladas (planchuelas) para convertir el movimiento rotativo en desplazamientos cíclicos. La ventaja técnica fundamental de este sistema radica en su capacidad para actuar como un multiplicador de par (torque) en recorridos cortos, permitiendo transmitir grandes esfuerzos con una configuración compacta y sin los puntos de falla comunes de las transmisiones por fricción (correas) o tensión (cadenas).

Innovación en el Mecanismo de Pedaleo

En colaboración con el equipo de cátedra, se propuso una reingeniería de este movimiento. El objetivo fue eliminar la fuente de energía hidráulica y sustituirla por un accionamiento mecatrónico motorizado, duplicando el sistema de planchuelas de forma simétrica para emular el movimiento de una bicicleta.

Esta solución técnica se denomina "mecanismo de pedaleo por eslabonamiento". A diferencia de una bicicleta convencional, este diseño:

- **Elimina la cadena y piñones:** Reduce el mantenimiento y evita el riesgo de atrapamiento de extremidades o ropa, un factor de seguridad crítico en pacientes con movilidad reducida.
- **Optimiza la transferencia de fuerza:** Al utilizar planchuelas comerciales de acero SAE 1010 y 4340, se garantiza que el torque del motor llegue de forma directa a los pedales, soportando con seguridad la carga máxima de 120 kg definida en los objetivos.

Situación en el Mercado y Aporte del Proyecto

Durante la fase de investigación de antecedentes, se constató que, si bien existen bicicletas de entrenamiento con sistemas de palancas, no se encontraron dispositivos motorizados de bajo costo diseñados específicamente para rehabilitación motriz en posición sedente que utilicen este principio de eslabonamiento puro.

La mayoría de los equipos de rehabilitación actuales en el mercado utilizan motores acoplados a piñones y cadenas, los cuales son más voluminosos y propensos al desgaste. Por lo tanto, el aporte específico de este trabajo final es la adaptación de un mecanismo clásico de transmisión por barras a un entorno de rehabilitación mecatrónica asistida, logrando un equipo robusto, económico y de fácil fabricación local.

CAPITULO 3: Selección y cálculo de componentes

Una vez definida la metodología de diseño y justificada la arquitectura del sistema en el capítulo anterior, se procede al dimensionamiento técnico y a la especificación de los componentes que integran el dispositivo. En esta sección se detallan las características del motor seleccionado, la lógica de control y las verificaciones estructurales pertinentes bajo las sollicitaciones máximas de uso.

Accionamiento Mecatrónico

Especificaciones del Motor

En la selección del motor para el dispositivo de pedaleo asistido, se priorizó la capacidad de vencer la inercia y la resistencia muscular del usuario en posición sedente. Es fundamental aclarar que, en esta configuración, el peso total del usuario (120 kg) es soportado por el asiento externo y no directamente por el motor.

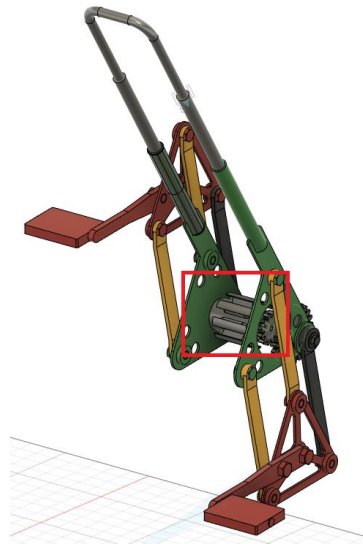


Figura N° 1. Vista posterior de la ubicación del motor

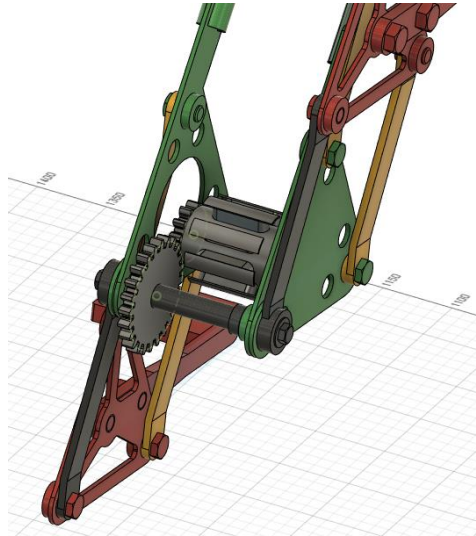


Figura N° 2. Vista frontal de la ubicación del motor

Para calcular el torque necesario, se modeló el miembro inferior como una carga de 60 Kgf actuando sobre el pedal. Esta cifra se deriva de los siguientes criterios:

- **Resistencia Pasiva (Espasticidad):** En pacientes con discapacidad motriz, existe una resistencia involuntaria al movimiento (hipertonía). Se aplicó un factor de seguridad para que el motor pueda vencer no solo el peso de la pierna, sino también la rigidez articular del paciente sin sobrecalentarse.
- **Brazo de palanca:** Se consideró la longitud de la planchuela de 20 cm.

$$M_p = 60 \text{ Kgf} * 20 \text{ cm} \quad \rightarrow \quad M_p = 1200 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

Bajo este modelo, se seleccionó un motor DC Brushless con un par nominal de 2650 Kgf*cm. Este sobredimensionamiento asegura que el motor trabaje en un régimen de baja exigencia, garantizando un funcionamiento silencioso y una larga vida útil.

Por tanto, se procedió a investigar qué tipos de motores DC lograban satisfacer estas prestaciones. Al realizar la búsqueda en catálogos comerciales de motores brushless, se advirtió que la gran mayoría entregan 3000 rpm de giro (hay de mayores valores según la cantidad de polos) con una variedad de opciones en cuanto a potencia expresada en Watts. Sin embargo, el valor de revoluciones por minuto resulta ser el doble de lo requerido (1500 rpm), por lo que fue necesario aplicar un reductor de velocidad. A la hora de calcular el mismo, la premisa fue lograr un mecanismo de dimensiones contenidas, por ello se apeló a usar un motor de potencia moderada. Esto permitió desarrollar engranajes pequeños sin que sufran la exigencia del desgaste. Ello implicó hacer numerosos cálculos de prueba y error hasta determinar el motor más

adecuado. Podría haberse usado una opción menos potente, con la contrapartita de requerir engranajes demasiado chicos y difíciles de fabricar.

Por tanto, se analizaron los distintos valores de potencia en catálogo; los mejores resultados se obtuvieron para los motores de 100 W, fáciles de conseguir y económicos en su adquisición respecto a otras variantes. [5]

En el caso del motor seleccionado, se trata de una unidad con las siguientes características técnicas:

- Modelo EC 60 flat 60mm, conmutación electrónica (brushless), 100W
- Velocidad de giro: 3000 rpm
- Potencia: 100 W
- Par: 2650 *Kgf * cm*
- Alimentación: 12 V
- Eficiencia: 84%
- Peso: 2 kg
- Diámetro: 6 cm

Sistema de control

En esta sección, se va a utilizar la metodología de diseño mecatrónico para seleccionar la mejor técnica de control para regular la velocidad del motor brushless. A grandes rasgos, este sistema es un proceso estructurado que permite identificar, evaluar y resolver problemas de diseño de manera sistemática [6]. Esta metodología consta de siete etapas fundamentales:

1. **Definir el problema:** Identificar las necesidades específicas del sistema.
2. **Criterios y restricciones:** Establecer las condiciones técnicas, económicas y de seguridad que debe cumplir la solución.

3. **Generación de posibles soluciones:** Proponer alternativas que cumplan con los requisitos del sistema. Se suele utilizar el *Brainstorming*¹.
4. **Descarte de soluciones no viables:** Evaluar las alternativas generadas para eliminar aquellas que no cumplen con los criterios básicos.
5. **Selección de la mejor solución:** Utilizar herramientas como matrices de ponderación para determinar la alternativa más adecuada.
6. **Especificación de la solución:** Detallar los componentes y características de la solución seleccionada.
7. **Documentación:** Registrar las características técnicas de la solución óptima.

En complemento a esta metodología, se emplearán diversas herramientas para analizar y organizar la información de manera eficiente:

- **Diagrama de Ishikawa:** Identificar y categorizar las posibles causas que afecten el rendimiento del sistema; aspectos técnicos y económicos.
- **6W-2H:** Estructurar las preguntas claves para comprender el problema y establecer un plan de acción.
- **Matriz de ponderación:** Evaluar las soluciones en función de criterios objetivos.

Definir el problema

El objetivo principal es seleccionar un sistema de control comercial que permita regular la velocidad de los pedales del equipo. Se busca garantizar un funcionamiento seguro, suave y adaptable. El sistema debe ser compatible con el motor Brushless, económico y de fácil aplicación.

Criterios y restricciones

- **Exactitud:** Debe ser capaz de regular la velocidad del motor con alta exactitud según los parámetros establecidos.

¹ Brainstorming: Tormenta de ideas.

- **Costo:** Debe ser económico.
- **Facilidad de implementación:** La integración con el motor debe ser simple.
- **Durabilidad:** Debe ser resistente al uso continuo.

Generación de posibles soluciones

Para proponer soluciones se realizó un Brainstorming, considerando diferentes técnicas y dispositivos comerciales que podrían cumplir con los requisitos del proyecto. A continuación, se presentan algunas soluciones:

- **Control Proporcional – Integral – Derivativo (PID):** Es una de las técnicas de control más utilizados ya que permite controlar la respuesta transitoria y el error en estado estable del sistema, así también como el sobrepaso. Se pueden implementar utilizando un microcontrolador como Arduino o ESP32.
- **Control Vectorial:** Es una técnica compleja, pero sirve para maximizar la eficiencia y el rendimiento del motor.
- **Electronic Speed Controller (ESC):** Son controladores diseñados específicamente para los motores Brushless.
- **Control Proporcional – Integral (PI):** Similar al PID, sin el término derivativo. Se suele utilizar para motores CC.
- **Control Directo de Par (DTC):** Es una combinación del 6 Steps y el vectorial. Regula directamente el torque y el flujo magnético del motor. Un inconveniente puede ser el ruido y una ventaja es la rapidez de respuesta.
- **Control de Conmutación Trapezoidal (6 Steps):** Es un método simple para regular motores Brushless basado en la activación secuencial de bobinas según la posición del rotor.

Descarte de soluciones no viables

En esta etapa, se realiza un análisis preliminar de las posibles soluciones generadas. Se toma en consideración los criterios y restricciones establecidos. Como resultado, se descartan las opciones menos viables.

- **Control Vectorial:** Costoso, alta complejidad de diseño e implementación. Se suele utilizar en vehículos eléctricos o maquinaria industrial de alta gama.
- **Control PI:** Respuesta limitada frente a cambios rápidos en el sistema. No se adapta bien a las características dinámicas del equipo.
- **Control Directo de Par:** Necesidad de componentes específicos, alta complejidad. Se suele utilizar en grúas o cintas transportadoras.

Selección de la mejor solución

Para determinar la mejor solución del sistema de control para el motor brushless del equipo, se va a realizar una matriz de ponderación. Esta metodología evalúa cada solución en función de factores clave, asignando valores según la importancia de cada criterio.

- **Costo de implementación (30%):** Evalúa el costo total asociado a la adquisición e instalación del control.
- **Facilidad de implementación (25%):** Considera la complejidad técnica.
- **Exactitud (25%):** Mide la capacidad del sistema para mantener una velocidad constante y una curva de arranque suave.
- **Robustez y fiabilidad (20%):** Determina qué tan bien responde la solución a posibles fallas, cambios en las condiciones de carga o interferencias externas.

A continuación, se detallan los análisis de las soluciones y se asigna un puntaje a cada una en la [matriz de ponderación](#).

1. **ESC (Electronic Speed Controller):** Están desarrollados especialmente para motores Brushless; son eficientes, de fácil implementación y flexibilidad, aunque depende de un firmware optimizado. Es decir, depende de un software embebido

específico que controle sus operaciones. Por ejemplo, un firmware optimizado permite detectar la posición del rotor sin sensores. [7]

2. **PID (Proporcional – Integrador – Derivativo):** Es el algoritmo de control más común utilizado en la industria, se utiliza para mantener variables dentro de un rango específico debido a que es capaz de reducir errores y controlar la respuesta transitoria. Es altamente ajustado y estable. Su implementación puede ser compleja ya que requiere un ajuste fino de parámetros y no es ideal para hardware de baja capacidad. [8]

3. **Conmutación Trapezoidal (6 Steps):** Esta técnica es común para motores Brushless debido a su simplicidad. Consiste en conmutar las bobinas del motor de forma secuencial para mantenerlo en movimiento. Es ideal para aplicaciones de bajo presupuesto. Puede operar de manera correcta sin necesidad de un encoder o sensores complejos. Es menos eficiente que las otras soluciones y genera un mayor ruido [9].

Finalmente, se obtiene la matriz de ponderación con los resultados obtenidos. Se puede concluir que la mejor solución es la Conmutación Trapezoidal (6 Steps) debido a su versatilidad en los criterios propuestos.

Tabla N° 1. Matriz de ponderación

Criterio	%	Soluciones			Total por criterio		
		ESC	PID	6 Steps	ESC	PID	6 Steps
Costo de implementación	30,00%	8	6	9	2,4	1,8	2,7
Facilidad de implementación	25,00%	8	5	10	2	1,25	2,5
Exactitud	25,00%	7	9	6	1,75	2,25	1,5
Robustez y fiabilidad	20,00%	7	9	5	1,4	1,8	1
Total por solución		30	29	30	7,55	7,1	7,7

Especificación de la solución

La conmutación trapezoidal fue elegida como la solución óptima para el control del motor Brushless. A continuación, se detalla con mayor profundidad el funcionamiento; incluyendo los componentes necesarios y los parámetros claves.

Estos controladores están diseñados para motores BLDC (Motor eléctrico de corriente continua sin escobillas) mediante una estrategia de seis pasos (6 Steps). Su funcionamiento se basa en la lectura de tres sensores de efecto *Hall*², los cuales detectan los campos magnéticos generados por los imanes del rotor. Estos sensores están ubicados a intervalos de 120° alrededor del estator, y cada uno genera una señal digital (0 o 1) dependiendo de la presencia o ausencia del campo magnético. A medida que el rotor gira, los sensores producen una tabla lógica con seis combinaciones diferentes de disparo, correspondientes a pasos de 60°, como se muestra en la Fig. 3.

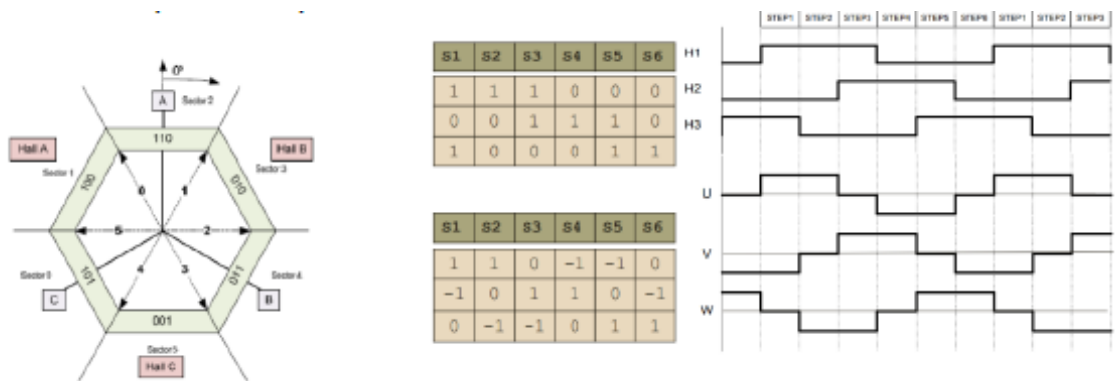


Figura N° 3. Sensores de efecto Hall y tabla lógica

Fuente: tomado de [10]

La estrategia de control se fundamenta en la aplicación de corriente constante durante las regiones planas de la *FEM*³. En cada paso, se aplica una tensión a las fases del motor, generando corrientes desfasadas 120° entre sí. Este proceso permite una conmutación eficiente y controlada para mantener la rotación del motor. En la Fig. 4 se ilustran las fases.

² Transductor que varía su tensión de salida en función de la densidad de campo magnético presente.

³ Fuerza Electromotriz.

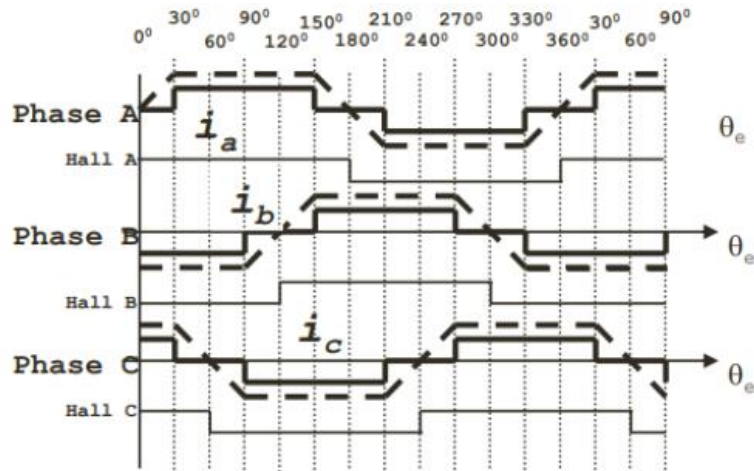


Figura N° 4. Diagramas de fases A, B y C de corriente

Fuente: tomado de [10]

El funcionamiento del controlador sigue los siguientes pasos.

1. **Lectura de los sensores:** El controlador lee las señales de los sensores de efecto Hall para identificar la posición del rotor.
2. **Generación de señales de corriente:** Con base en la posición del rotor, se genera una señal de corriente que utiliza una entrada de referencia de torque (T^*). La velocidad estimada del motor (ω_m), calculada a partir de la tabla lógica, se compara con la velocidad de referencia (ω^*). El error entre ambas ingresa en un controlador PI que produce un torque de referencia.
3. **Control de corriente:** La corriente que circula por el par de terminales activos (i_{abc}) es comparada con la corriente deseada (i_{abc}^*). El error resultante es aplicado a un PI, que envía una tensión de referencia buscando corregir la desviación y por tanto minimizar el error. [11]
4. **Modulación PWM (ancho de pulso):** Las tensiones de referencia se convierten en pulsos modulados por un PWM, que son aplicados al inversor para alimentar el motor, como se observa en el diagrama de bloques de la Fig. 5.

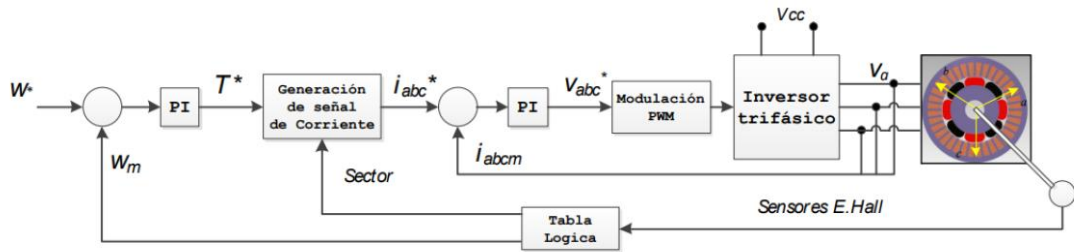


Figura N° 5. Esquema de un controlador típico 6 Steps

Fuente: tomado de [10]

Este sistema presenta algunas limitaciones debido a la naturaleza de la conmutación. Uno de los principales problemas es el *ripple*⁴ en el par del motor, causado por cruces entre las corrientes ascendentes y descendentes. Dado que las inductancias del motor impiden cambios instantáneos, se producen pendientes en las formas de onda, como se puede observar en la Fig. 6. Si las corrientes cruzan en su trayectoria, pueden aparecer picos en el par, afectando su uniformidad.

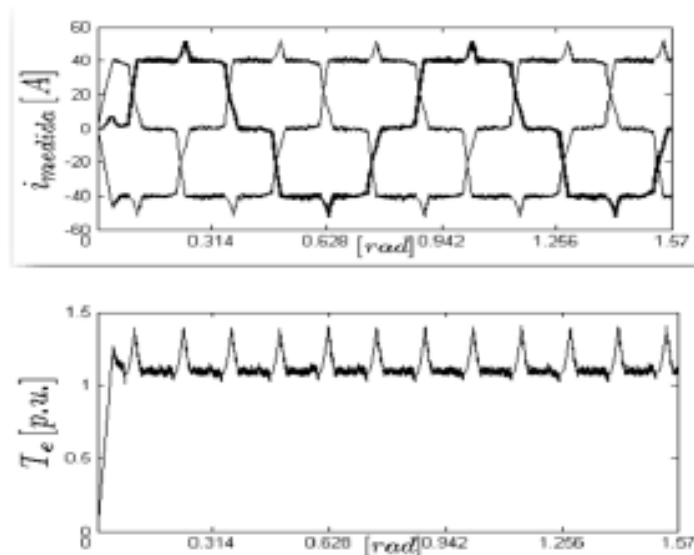


Figura N° 6. Gráficas de onda, corriente y fuerza electromotriz respectivamente

Fuente: tomado de [10]

Para mitigar estos efectos, se puede reducir el ancho de pulso de las corrientes, evitando los cruces. Sin embargo, esta solución puede ocasionar *huecos*⁵ en la forma de onda, lo que podría comprometer la continuidad del control. Por ello, es fundamental

⁴ Variación no deseada en una señal.

⁵ Interrupción abrupta en la amplitud de la señal que crea una discontinuidad o vacío en la gráfica de la onda.

optimizar el diseño del controlador PI y el PWM para minimizar el ripple y los efectos no deseados.

Componentes necesarios:

1. **Controlador de Conmutación Trapezoidal:** El controlador comercial debe ser compatible con el motor brushless sin sensores. Un ejemplo puede ser un módulo Diy PWM Driver Brushless.
2. Motor brushless.
3. **Fuente de alimentación:** Debe suministrar energía suficiente al motor y al controlador.
4. **Interfaz de usuario:** Botones para ajustar la velocidad deseada.

Parámetros claves:

1. Voltaje del motor: 12 V
2. Corriente máxima: 1,8 A
3. Frecuencia PWM: 20 kHz
4. Velocidad máxima del rotor: 3000 rpm

Cálculo del Eje Transmisor

El eje es el componente que vincula la potencia del motor con el movimiento de los pedales. A diferencia del motor, el diseño del eje sí se ve directamente afectado por el peso máximo del usuario de 120 kg.

$$N = 100 \text{ W} = 0,14 \text{ HP}$$

$$n = 1500 \text{ rpm}$$

$$L = 12,4 \text{ cm}$$

$$Cs = 3$$

- **Material:** AISI 8760. Se elige un acero al níquel-cromo-molibdeno, de alta tenacidad, en virtud de obtener una elevada resistencia a esfuerzos de tracción y torsión.
- **Velocidad media de caminata:** 2,5 – 6,5 km/h. Se toma dicho rango como parámetro para verificar una velocidad de pedaleo coherente a la finalidad del mecanismo.

- El eje se encuentra sometido a esfuerzos de flexión y torsión (flexo torsión), por tanto, se verificará respecto a flecha máxima, máximo ángulo de torsión y la teoría del máximo esfuerzo de corte (por combinación de esfuerzos).

$$\sigma_{flu} = 14068 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{rot} = 15468 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{flu\ 30\%} = 4220,4 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{rot\ 18\%} = 2784,24 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Se analizan los valores porcentuales y se selecciona aquel de menor valor como tensión admisible.

$$\sigma_{adm} = 2784,24 \frac{Kgf}{cm^2} \quad (\text{Sin chavetero})$$

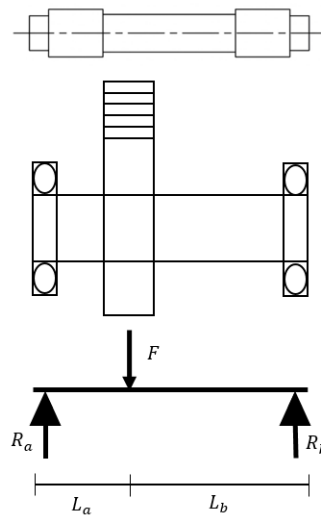


Figura N° 7. Diagrama de cargas

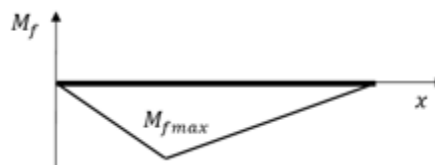


Figura N° 8. Diagrama de Momento Flector

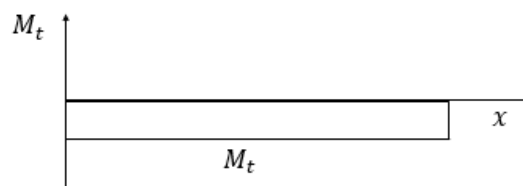


Figura N° 9. Diagrama de Momento Torsor

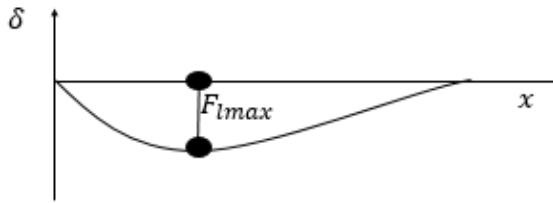


Figura N° 10. Diagrama de Deformación Flecha Máxima

$$Mt = 71620 * \frac{N}{n} \quad \rightarrow \quad Mt = 71620 * \frac{0,14 \text{ CV}}{1500 \text{ rpm}} \quad \rightarrow \quad Mt = 6,68 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

$$L_a = \frac{L}{4} \quad \rightarrow \quad L_a = \frac{12,4 \text{ cm}}{4} \quad \rightarrow \quad L_a = 3,1 \text{ cm}$$

$$L_b = L - L_a \quad \rightarrow \quad L_b = (12,4 - 3,1) \text{ cm} \quad \rightarrow \quad L_b = 9,3 \text{ cm}$$

$$Mf = \frac{F * L_a * L_b}{L} \quad \rightarrow \quad Mf = \frac{120 \text{ Kgf} * 3,1 \text{ cm} * 9,3 \text{ cm}}{12,4 \text{ cm}} \quad \rightarrow \quad Mf = 279 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

Se calcula el diámetro del eje por código ASME.

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm}} * \sqrt{(ct * Mt)^2 + (cm * Mf)^2}}$$

$$ct = 1 ; \quad cm = 1$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi * 2784,24 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} * \sqrt{(1 * 6,68 \text{ Kgf} * \text{cm})^2 + (1 * 279 \text{ Kgf} * \text{cm})^2}}$$

$$\phi = 0,79 \text{ cm}$$

Se adopta un diámetro comercial para el eje de $\phi = 0,8 \text{ cm}$.

A continuación, se calcula la verificación mediante velocidad máxima de pedaleo

$$v = \omega * \frac{\phi}{2} \quad \rightarrow \quad v = 1500 \text{ rpm} * \frac{0,008 \text{ m}}{2} * \frac{2 * \pi}{60 \text{ s}} \quad \rightarrow \quad v = 0,63 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 2,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Verificación por ángulo de torsión máxima

$$I_p = \frac{\pi * \phi^4}{32} \quad \rightarrow \quad I_p = \frac{\pi * (0,8 \text{ cm})^4}{32} \quad \rightarrow \quad I_p = 0,04 \text{ cm}^4$$

$$\theta_{max} = \frac{Mt * L_a}{G * I_p} \quad \rightarrow \quad \theta_{max} = \frac{6,68 \text{ Kgf} * \text{cm} * 3,1 \text{ cm} * 180^\circ}{808000 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * 0,04 \text{ cm}^4 * \pi} \quad \rightarrow \quad \theta_{max} = 0,036^\circ$$

Para transmisiones simples, similares al mecanismo de una bicicleta, se utiliza la siguiente fórmula:

$$\theta_{adm} = \frac{1^\circ}{0,16 \text{ m}} * L_a \quad \rightarrow \quad I_p = \frac{1^\circ * 0,031 \text{ m}}{0,16 \text{ m}} \quad \rightarrow \quad \theta_{adm} = 0,19^\circ$$

$$\theta_{max} \leq \theta_{adm} \quad \rightarrow \quad (0,036 \leq 0,19)^\circ$$

VERIFICA

Verificación por flecha máxima

$$fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * L \quad \rightarrow \quad fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * 0,124 \text{ m}$$

$$fl_{adm} = 0,1 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi * \phi^4}{64} \quad \rightarrow \quad I = \frac{\pi * (0,8 \text{ cm})^4}{64} \quad \rightarrow \quad I = 0,02 \text{ cm}^4$$

$$fl_{max} = \frac{P * L_a^2 * L_b^2}{3 * E * I * L} \quad \rightarrow \quad fl_{max} = \frac{120 \text{ Kgf} * (3,1 \text{ cm})^2 * (9,3 \text{ cm})^2 * 10 \frac{\text{mm}}{\text{cm}}}{3 * 2,1 * 10^6 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * 0,02 \text{ cm}^4 * 12,4 \text{ cm}} \quad \rightarrow \quad fl_{max} = 0,064 \text{ mm}$$

$$fl_{max} \leq fl_{adm} \quad \rightarrow \quad (0,064 \leq 0,1) \text{ mm}$$

VERIFICA

Verificación por teoría al máximo esfuerzo de corte

$$W = \frac{\pi * \phi^3}{32} \quad \rightarrow \quad W = \frac{\pi * (0,8 \text{ cm})^3}{32} \quad \rightarrow \quad W = 0,05 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi * \phi^3}{16} \quad \rightarrow \quad W_p = \frac{\pi * (0,8 \text{ cm})^3}{16} \quad \rightarrow \quad W_p = 0,1 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mf_{max}}{W} \quad \rightarrow \quad \sigma = \frac{279 \text{ Kgf} * \text{cm}}{0,05 \text{ cm}^3} \quad \rightarrow \quad \sigma = 5580 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{Mt}{W_p} \quad \rightarrow \quad \tau_{max} = \frac{6,68 \text{ Kgf} * \text{cm}}{0,1 \text{ cm}^3} \quad \rightarrow \quad \tau_{max} = 66,8 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{\sigma^2}{2} + \tau_{max}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{max} = \sqrt{\left(\frac{5580 \text{ Kgf}}{2 \text{ cm}^2}\right)^2 + \left(66,8 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{max} = 2790 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \quad \rightarrow \quad (2784,24 \approx 2790) \frac{Kgf}{cm^2}$$

VERIFICA

Engranaje reductor

- Material: SAE (AISI) 1118 Laminado simple.
- Relación de transmisión: $i = 2$

$$n_1 = 3000 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 1500 \text{ rpm}$$

Se adoptan los siguientes valores (seleccionados a conveniencia) para el piñón:

$$Z_1 = 12$$

$$M = 3$$

$$\phi_{P1} = Z_1 * M \quad \rightarrow \quad \phi_{P1} = 12 * \frac{3 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} * \text{cm} \quad \rightarrow \quad \phi_{P1} = 3,6 \text{ cm}$$

$$\phi_{P2} = i * \phi_{P1} \quad \rightarrow \quad \phi_{P2} = 2 * 3,6 \text{ cm} \quad \rightarrow \quad \phi_{P2} = 7,2 \text{ cm}$$

Se calcula la velocidad tangencial del piñón:

$$v = \pi * \phi_{P1} * n_1 \quad \rightarrow \quad v = \pi * 0,036 \text{ m} * 3000 \text{ rpm}$$

$$v = 339,29 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

A continuación, se calcula la fuerza portante mediante la ecuación de Lewis. Esa será la fuerza capaz de soportar y transmitir cada diente. Se considera que:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{C_s} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = \frac{5273 \frac{Kgf}{cm^2}}{3} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 1757,6 \frac{Kgf}{cm^2}$$

- $Y = 0,245$ (12 dientes) (Factor de forma)
- $K_f = 1,25$ (Concentración de tensiones)
- Longitud del diente: $8 * M \leq b \leq 12 * M$

$$F_s = \frac{\sigma_{adm} * b * Y * M}{K_f} \quad \rightarrow \quad F_s = \frac{1757,6 \frac{Kgf}{cm^2} * 2,4 \text{ cm} * 0,245 * 0,3 \text{ cm}}{1,25}$$

$$F_s = 248,03 \text{ Kgf}$$

Se calcula la fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{2 \cdot 71620 \cdot Ne}{\phi_{P1} \cdot n_1} \rightarrow F_t = \frac{2 \cdot 71620 \cdot 0,14 \text{ CV}}{3,6 \text{ cm} \cdot 3000 \text{ rpm}} \rightarrow F_t = 1,86 \text{ Kgf}$$

Se calcula la fuerza dinámica:

$$F_d = \frac{183+v}{183} \cdot F_t \rightarrow F_d = \frac{183+329 \frac{m}{min}}{183} \cdot 1,86 \text{ Kgf}$$

$$F_d = 5,31 \text{ Kgf}$$

Se comparan la fuerza dinámica y portante para concluir que el engranaje VERIFICA al esfuerzo:

$$F_d \leq F_s \rightarrow (5,31 \leq 248,03) \text{ Kgf}$$

VERIFICA

Posteriormente, se verifica la resistencia al desgaste:

$$Q = \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \rightarrow Q = \frac{2 \cdot 24}{12 + 24} \rightarrow Q = 1,33$$

Debido a que se considera que el material seleccionado, SAE 1118, posee un valor de dureza Brinell HB = 149, ambos engranajes suman alrededor de 300. Por lo que, por tabla corresponde un coeficiente Kg = 6,04.

$$F_w = \phi_{P1} \cdot b \cdot K_g \cdot Q \rightarrow F_w = 3,6 \cdot 2,4 \text{ cm}^2 \cdot 6,04 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 1,33$$

$$F_w = 69,4 \text{ Kgf} \text{ (fuerza de la resistencia al desgaste)}$$

$$F_d < F_w < F_s \rightarrow (5,31 < 69,4 < 248,03) \text{ Kgf}$$

VERIFICA

En vista de que todos los cálculos fueron verificados, se procede a dimensionar los engranajes para la construcción del reductor, para lo cual, se propone una tabla orientativa al finalizar.

$$C = \frac{\phi_{P1} + \phi_{P2}}{2} \rightarrow C = \frac{(36+72) \text{ mm}}{2} \rightarrow C = 54 \text{ mm} = 5,4 \text{ cm}$$

$$\phi_{i1} = \phi_{P1} - 2 \cdot (1,167 \cdot M)$$

$$\phi_{i2} = \phi_{P2} - 2 * (1,167 * M)$$

$$\phi_{i1} = [36 - 2 * (1,167 * 3)] \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \phi_{i1} = 29 \text{ mm}$$

$$\phi_{i2} = [72 - 2 * (1,167 * 3)] \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \phi_{i2} = 65 \text{ mm}$$

$$\phi_{e1} = \phi_{P1} + (2 * M)$$

$$\phi_{e2} = \phi_{P2} + (2 * M)$$

$$\phi_{e1} = [36 + (2 * 3)] \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \phi_{e1} = 42 \text{ mm}$$

$$\phi_{e2} = [72 + (2 * 3)] \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \phi_{e2} = 78 \text{ mm}$$

$$h \text{ (huelgo)} = 0,167 * M \quad \rightarrow \quad h = 0,167 * 3 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad h = 0,5 \text{ mm}$$

$$p \text{ (paso)} = \pi * M \quad \rightarrow \quad p = \pi * 3 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad p = 9,425 \text{ mm}$$

$$e \text{ (espesor)} = \frac{p}{2} \quad \rightarrow \quad e = \frac{9,425 \text{ mm}}{2} \quad \rightarrow \quad e = 4,7125 \text{ mm}$$

Tabla N° 2. Resumen de medidas en milímetros para la construcción de los engranajes

Denominación	Descripción	Piñón (1)	Corona (2)
I	Relación de Transmisión	2	
ϕ_p	Diámetro primitivo	36	72
ϕ_i	Diámetro interior	29	65
ϕ_e	Diámetro exterior	42	78
Z	Dientes	12	24
P	Paso	9,425	9,425
M	Módulo	3	
B	Ancho del diente	24	
h	Huelgo	0,5	
C	Distancia entre centros	54	
e	Espesor del diente	4,7125	
Material	-	SAE 1118	
HB	Dureza Brinell	149	

Selección de Rodamientos

Se utilizaron los valores correspondientes a un rodamiento rígido de bolas 608. Se consideró el diámetro del eje de 0,8 cm. El cálculo está estrictamente basado en rodamientos comerciales del catálogo SKF. De todas las opciones posibles en la gama de seis bolas, se elige el citado modelo, que se propone como una de las variables de menores dimensiones, por lo cual será tomado como parámetro en cuanto a su capacidad dinámica, y adaptabilidad dimensional al mecanismo asociado. Los datos de catálogo son los siguientes:

- 7 bolas.
- d (diámetro interior) = 8 mm
- D (diámetro exterior) = 22 mm
- B (ancho) = 7 mm
- C0 = 1370 N (Capacidad de carga estática)
- C = 3450 N (Capacidad de carga dinámica)

Fuerza Equivalente sobre el Rodamiento

Dado que la carga de 120 kgf se aplica de forma excéntrica respecto al eje, es necesario determinar la reacción en el apoyo más próximo. Esta fuerza resultante sobre el rodamiento se define como Ra.

$$R_a = \frac{F * L_b}{L} \quad \rightarrow \quad R_a = \frac{120 \text{ Kgf} * 9,3 \text{ cm}}{12,4} \quad \rightarrow \quad R_a = 90 \text{ Kgf} \approx 882 \text{ N}$$

Por consiguiente, se parte de la fórmula de la Carga Dinámica Equivalente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Donde Fr es la carga radial, en este caso igual a Ra y Fa es la carga axial, igual a cero. X e Y son los factores para ambas cargas respectivamente. Como Fa = 0, se toma X = 1. Por lo tanto:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \rightarrow \quad P = 1 * 882 \text{ N} \quad \rightarrow \quad P = 882 \text{ N}$$

Calculo de Vida Útil en Horas de Funcionamiento

Sobre la base, se calcula el tiempo de duración en horas del rodamiento. Cabe recordar que, si bien no es un mecanismo expuesto a grandes solicitaciones, el objetivo es que perdure en el tiempo sin generar inconvenientes, por tanto, se adjunta el cálculo estimativo de duración.

$$L = \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot n} * \left[\frac{C}{P} \right]^P \rightarrow L = \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \text{ rpm}} * \left[\frac{3450 \text{ N}}{882 \text{ N}} \right]^3 \rightarrow L = 665 \text{ hs}$$

Planchuela amarilla (pieza 6 – Ensamblaje)



- Material: SAE 1010
- Se considera que las planchuelas están sometidas a esfuerzos de tracción/compresión.
- $\sigma_{flu} = 1800 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$
- Ancho: $w = 19 \text{ cm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{C_s} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{1010 \text{ Kgf}}{3 \text{ cm}^2} \rightarrow \sigma_{adm} = 600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}} \rightarrow A = \frac{120 \text{ Kgf}}{600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \rightarrow A = 0,2 \text{ cm}^2$$

$$t \text{ (espesor)} = \frac{A}{w} \rightarrow t = \frac{0,2 \text{ cm}^2}{1,9 \text{ cm}} \rightarrow t = 0,1 \text{ cm} = 1 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de $1/8'' = 3,2 \text{ mm}$ que es el mínimo de las medidas comerciales. El ancho será de $3/4'' = 19,1 \text{ mm}$, siendo la medida comercial más difundida para esta aplicación. Por tanto, se selecciona una planchuela con las siguientes medidas: $3/4'' \times 1/8''$

Verificación por tracción

$$A = b * h \rightarrow A = 12,7 \text{ mm} * 38,1 \text{ mm} \rightarrow A = 483,7 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_{max} = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} \quad \rightarrow \quad \Delta l_{max} = \frac{120 \text{ Kgf} \cdot 160 \text{ mm}}{483,7 \text{ mm}^2 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}$$

$$\Delta l_{max} = 0,00189 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{adm} = 1 \cdot 0,18\% \quad \rightarrow \quad \Delta l_{adm} = 160 \text{ mm} \cdot 0,18\%$$

$$\Delta l_{adm} = 0,288 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{max} \leq \Delta l_{adm} \rightarrow (0,00189 \leq 0,288) \text{ mm}$$

VERIFICA

Finalmente, se selecciona una planchuela con las siguientes medidas:

$$1 \frac{1}{2}'' \times \frac{1}{2}''$$

Planchuela negra (pieza 2 – Vástago)



- Material: SAE 1010
- Se considera que las planchuelas están sometidas a esfuerzos de tracción/compresión.
- $\sigma_{flu} = 1800 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$
- Ancho: $w = 19 \text{ cm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{Cs} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = \frac{1800 \text{ Kgf}}{3 \text{ cm}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}} \quad \rightarrow \quad A = \frac{120 \text{ Kgf}}{600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \quad \rightarrow \quad A = 0,2 \text{ cm}^2$$

$$t \text{ (espesor)} = \frac{A}{w} \quad \rightarrow \quad t = \frac{0,2 \text{ cm}^2}{1,9 \text{ cm}} \quad \rightarrow \quad t = 0,1 \text{ cm} = 1 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de $\frac{1}{8}'' = 3,2 \text{ mm}$ y un ancho de $\frac{3}{4}'' = 19,1 \text{ mm}$. Por tanto, se selecciona una planchuela con las siguientes medidas: $\frac{3}{4}'' \times \frac{1}{8}''$

Planchuela roja (pieza 2 – Conjunto rojo)



- Material: SAE 4340. Acero de níquel-cromo-molibdeno bonificado.
- Se considera que las planchuelas están sometidas a esfuerzos de flexión.
- $\sigma_{flu} = 7381 \frac{kgf}{cm^2}$
- Espesor: $t = 0,8 \text{ cm}$
- Longitud: $L = 13,1 \text{ cm}$
- Altura: $h = 2,4 \text{ cm}$
- Se considera la biela como una viga en voladizo empotrada en el eje principal.



Figura N° 11. Diagrama de cargas



Figura N° 12. Diagrama de Momento Flector

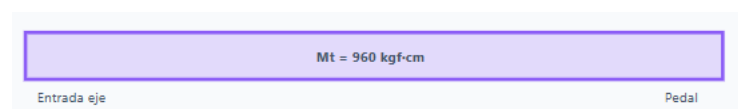


Figura N° 13. Diagrama de Momento Torsor



Figura N° 14. Diagrama de Deformación Flecha Máxima

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{Cs} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{7381 \text{ Kgf}}{3 \text{ cm}^2} \rightarrow \sigma_{adm} = 2460 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{fmax} = F * L \rightarrow M_{fmax} = 120 \text{ Kgf} * 13,1 \text{ cm} \rightarrow M_{fmax} = 1572 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

$$W_z = \frac{b * h^2}{6} \rightarrow W_z = \frac{0,8 \text{ cm} * (2,4 \text{ cm})^2}{6} \rightarrow W_z = 0,768 \text{ cm}^3$$

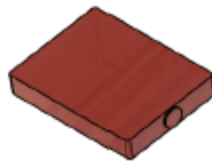
Verificación por teoría al máximo esfuerzo de corte

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{W_z} \rightarrow \sigma_{max} = \frac{1572 \text{ Kgf} * \text{cm}}{0,768 \text{ cm}^3} \rightarrow \sigma_{max} = 2046 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \rightarrow (2046 \leq 2460) \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

VERIFICA

Cálculo del Pedal



- Se considera un espesor h del pedal de $\frac{5}{8}'' = 19,1 \text{ mm}$.
- El largo del pedal es de 76 mm (medida comercial estándar).

$$fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * L \rightarrow fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * 0,076 \text{ m}$$

$$fl_{adm} = 0,0608 \text{ mm}$$

$$fl_{max} = fl_{adm} = \frac{P * L^3}{3 * E * I} \rightarrow I = \frac{P * L^3}{3 * E * fl_{adm}}$$

$$I = \frac{60 \text{ Kgf} * (76 \text{ mm})^3}{3 * 2,1 * 10^4 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} * 0,0608 \text{ mm}} \rightarrow I = 6876,19 \text{ mm}^4$$

$$b = \frac{12 \cdot I}{h^3} \quad \rightarrow \quad b = \frac{12 \cdot 6876,19 \text{ mm}^4}{(19,1 \text{ mm})^3} \quad \rightarrow \quad b = 11,84 \text{ mm}$$

Debido a la gran cantidad de esfuerzos al que está sometido el pedal, se considera un coeficiente de seguridad igual a cinco, por lo que el ancho es de $b = 58 \text{ mm}$.

Cálculo de los Soportes



- Material: SAE 1010
- Se considera que los soportes están sometidos a esfuerzos de flexión.
- $\sigma_{flu} = 1800 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$
- Ancho: $w = 15 \text{ cm}$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{C_s} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = \frac{1800 \text{ Kgf}}{3} \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}} \quad \rightarrow \quad A = \frac{120 \text{ Kgf}}{600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \quad \rightarrow \quad A = 0,2 \text{ cm}^2$$

$$t \text{ (espesor)} = \frac{A}{w} \quad \rightarrow \quad t = \frac{0,2 \text{ cm}^2}{15 \text{ cm}} \quad \rightarrow \quad t = 0,013 \text{ cm} = 0,13 \text{ mm}$$

Se selecciona un espesor de $\frac{1}{8}'' = 3,2 \text{ mm}$. Por tanto, se selecciona una planchuela con las siguientes medidas: $\frac{5}{8}'' \times \frac{1}{8}''$

Verificación por flecha máxima

$$fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * L \quad \rightarrow \quad fl_{adm} = \frac{0,8 \text{ mm}}{m} * 0,15 \text{ m}$$

$$fl_{adm} = 0,12 \text{ mm}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad \rightarrow \quad I = \frac{0,32 \text{ cm} \cdot (15 \text{ cm})^3}{12} \quad \rightarrow \quad I = 90 \text{ cm}^4$$

$$f_{l_{max}} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad \rightarrow \quad f_{l_{max}} = \frac{120 \text{ Kgf} \cdot (15 \text{ cm})^3 \cdot 10 \frac{\text{mm}}{\text{cm}}}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 90 \text{ cm}^4}$$

$$f_{l_{max}} = 0,0071 \text{ mm}$$

$$f_{l_{max}} \leq f_{l_{adm}} \rightarrow (0,0071 \leq 0,12) \text{ mm}$$

VERIFICA

Cabe destacar que los soportes poseen múltiples orificios que permiten regular la ubicación de las planchuelas para adaptar el sistema a la fisonomía de personas con distinta altura y según la posición en que lo utilicen.

Selección y Cálculo de Tornillos/bulones

- Se utilizan bulones GM 4.6
- Se considera que los bulones están afectados, predominantemente, por esfuerzos de corte. Por tanto, se trabaja a partir del valor de tensión admisible de corte.

$$\bullet \quad \sigma_{rot} = 4 \cdot 1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{rot} = 4000 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\bullet \quad \sigma_{flu} = 0,6 \cdot 4000 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{flu} = 2400 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se tienen tres medidas diferentes de bulones, según la función de cada uno, y por ello se consideran distintos coeficientes de seguridad para asegurar su correcto desempeño. Dichos coeficientes han sido determinados por el software Fusion 360 al realizar el análisis estático de aplicación de cargas. A partir de ello, varían las tensiones admisibles consideradas para cada caso.

- Para $C_s = 4$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{C_s} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = \frac{2400 \text{ Kgf}}{4 \text{ cm}^2} \quad \rightarrow \quad \sigma_{adm} = 600 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = \frac{600 \text{ Kgf}}{2 \text{ cm}^2} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = 300 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{F*4}{\tau_{adm}*\pi}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{120 \text{ Kg}f*4}{300 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}*\pi}} \rightarrow d = 0,71 \text{ cm} = 7,1 \text{ mm}$$

- Para Cs = 6

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{Cs} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{2400}{6} \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2} \rightarrow \sigma_{adm} = 400 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} \rightarrow \tau_{adm} = \frac{400}{2} \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2} \rightarrow \tau_{adm} = 200 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{F*4}{\tau_{adm}*\pi}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{120 \text{ Kg}f*4}{200 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}*\pi}} \rightarrow d = 0,87 \text{ cm} = 8,7 \text{ mm}$$

- Para Cs = 8

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{Cs} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{2400}{8} \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2} \rightarrow \sigma_{adm} = 300 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} \rightarrow \tau_{adm} = \frac{300}{2} \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2} \rightarrow \tau_{adm} = 150 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{F*4}{\tau_{adm}*\pi}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{120 \text{ Kg}f*4}{150 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}*\pi}} \rightarrow d = 1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

A su vez, para prevenir potenciales riesgos se decide incrementar todos los valores en un 20-25% aproximadamente. Por lo tanto, quedan los siguientes diámetros.

- Para Cs = 4 → $d = 8 \text{ mm}$
- Para Cs = 6 → $d = 11 \text{ mm}$
- Para Cs = 8 → $d = 12 \text{ mm}$

Finalmente, se utilizan tornillos hexagonales con las siguientes especificaciones, tomando como parámetros las medidas comerciales de bulones en rosca métrica.

- Tornillo de conjunto verde – pieza 3: **M11 x 25 x 1,5 GM 4.6** (4 unidades)
- Tornillo negro de vástago – pieza 3: **M8 x 30 x 1,25 GM 4.6** (2 unidades)
- Tornillo (conjunto rojo) – pieza 3: **M11 x 20 x 1,5 GM 4.6** (6 unidades)
- Tornillo (conjunto rojo) – pieza 4: **M12 x 20 x 1,75 GM 4.6** (4 unidades)

El largo de los tornillos ha sido considerado para que los mismos puedan unir los componentes correspondientes a cada conjunto de piezas. Se contempló la posible utilización de arandelas (2 mm aproximadamente) y tuercas (cuyo espesor se considera equivalente al diámetro del tornillo); más un pequeño sobrepaso de 3 mm. Ello justifica la diferencia de longitudes entre la variedad de bulones empleados.

Análisis de soldadura

Se considera que el motor Brushless posee una base cuadrada, la cual es fijada al bastidor (pieza 1 – Conjunto verde) del mecanismo mediante soldadura. Dicha base, tiene un ancho **a** y una altura **b**. A diferencia de los demás componentes que están abulonados para variar su configuración, el motor se ubica siempre en una posición fija a merced de la soldadura. A su vez, se tienen los siguientes datos constructivos extraídos de la hoja de datos del motor.

- Peso: $W = 2 \text{ Kgf}$
- Largo del motor: $L = 8 \text{ cm}$
- Altura: $b = d = 6 \text{ cm}$

$$lw = 2 * a + 2 * b \quad \rightarrow \quad lw = [(2 * 60) + (2 * 60)]mm \quad \rightarrow \quad lw = 24 \text{ cm}$$

$$zw = a * b + \frac{b^3}{3} \quad \rightarrow \quad zw = (60 \text{ mm})^2 + \frac{(60mm)^2}{3} \quad \rightarrow \quad zw = 48 \text{ cm}^2$$

$$Mf = W * L \quad \rightarrow \quad Mf = 2 \text{ Kgf} * 8 \text{ cm} \quad \rightarrow \quad Mf = 16 \text{ Kgf} * \text{cm}$$

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = \frac{2}{(6 \text{ cm})^2} \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = 0,055 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{Mf}{zw * lw} \quad \rightarrow \quad \tau = \frac{16 \text{ Kgf} * \text{cm}}{48 \text{ cm}^2 * 24 \text{ cm}} \quad \rightarrow \quad \tau = 0,0138 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau \leq \tau_{adm} \quad \rightarrow \quad (0,0138 \leq 0,055) \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

VERIFICA

Manillar telescópico

Como se mencionó anteriormente, se dispone de un manillar o agarradera regulable con el propósito de que el paciente pueda disponer de un apoyo o asistencia

para mantener su equilibrio sobre el mecanismo de rehabilitación. Se ha contemplado la posibilidad de adaptar el mismo a diversas estaturas, por lo que resulta regulable según se requiera. En particular, está constituida por tubos de acero capaz de tolerar hasta 25 Kg de peso. Se aclara, que no está diseñado para que el usuario recargue todo su peso en ella, por ello no se ha realizado un análisis exhaustivo de cargas y solicitaciones como en el resto de los componentes. Es, simplemente, un accesorio que contribuye a la seguridad y practicidad de uso.

Fórmulas utilizadas para el cálculo estructural

Esfuerzos por tracción o compresión

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{C_s}$$

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2}$$

σ_{adm} : Tensión normal admisible $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$

σ_{flu} : Tensión de fluencia $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$

τ_{adm} : Tensión de corte admisible $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$

Cs: Coeficiente de seguridad

Verificación por tensión normal admisible

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$$

Deformación por tracción

$$\Delta l = \frac{P * L}{A * E}$$

P: Fuerza aplicada (Kgf)

A: Área de la sección (cm^2)

L: Longitud total (cm)

E: Módulo de Young $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$

Verificación por deformación admisible

$$\Delta l_{adm} = l * 0,18\%$$

$$\Delta l \leq \Delta l_{adm}$$

Verificación por esfuerzo de corte admisible

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm}$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{W}$$

Mf_{max} : Momento flector máximo ($Kgf * cm$)

W : Módulo resistente (cm^3)

Flecha máxima

Se entiende por flecha máxima la deformación máxima de la viga cuando está sometida a flexión. Para una viga sección constante empotrada, la deformación máxima se calcula de la siguiente forma:

$$Fl_{max} = \frac{P * L^3}{3 * E * I}$$

P : Fuerza aplicada (Kgf)

I : Momento polar de inercia (cm^4)

E : Módulo de Young ($\frac{Kgf}{cm^2}$)

L : Longitud total (cm)

Flecha Admisible

$$Fl_{adm} = 0,8 \frac{mm}{m}$$

Verificación por flecha máxima

$$Fl_{max} \leq Fl_{adm}$$

Momento Torsor

La potencia, el momento torsor y la velocidad angular se relaciona mediante la siguiente formula:

$$Mt = 71620 * \frac{N (CV)}{n (rpm)} [Kg * cm]$$

Análisis de carga estática

El programa Fusion 360 permite simular el mecanismo y realizar un análisis estructural del sistema mecánico, sometida a diferentes condiciones de carga estática; 25Kgf en el manillar y 60Kgf en cada pedal. El objetivo es estudiar la respuesta estructural, examinando los desplazamientos, deformaciones y esfuerzos generados en el equipo.

Análisis de deformación estática

Puede advertirse que el componente más susceptible a deformarse con los pedales y su respectiva planchuela, pues son los que reciben la carga directamente y luego la transmiten al resto del mecanismo.

En esta evaluación, se observa en la Fig. 15 cómo responde el mecanismo ante la aplicación de cargas. Además, en la Fig. 16 se puede visualizar la deformación potencial a lo largo de los elementos de la estructura, utilizando una escala de colores que facilita identificar las zonas con mayor y menor deformación.

La deformación máxima se encuentra concentrada en los puntos de aplicación de las cargas, especialmente en las zonas superiores del manillar y en los pedales. Los valores de deformación más bajos se encuentran en la base del mecanismo, por lo que, hay una buena distribución de cargas. Por ende, se puede interpretar que la estructura parece suficientemente rígida para soportar cargas aplicadas sin sufrir deformaciones significativas que comprometan su desempeño funcional.

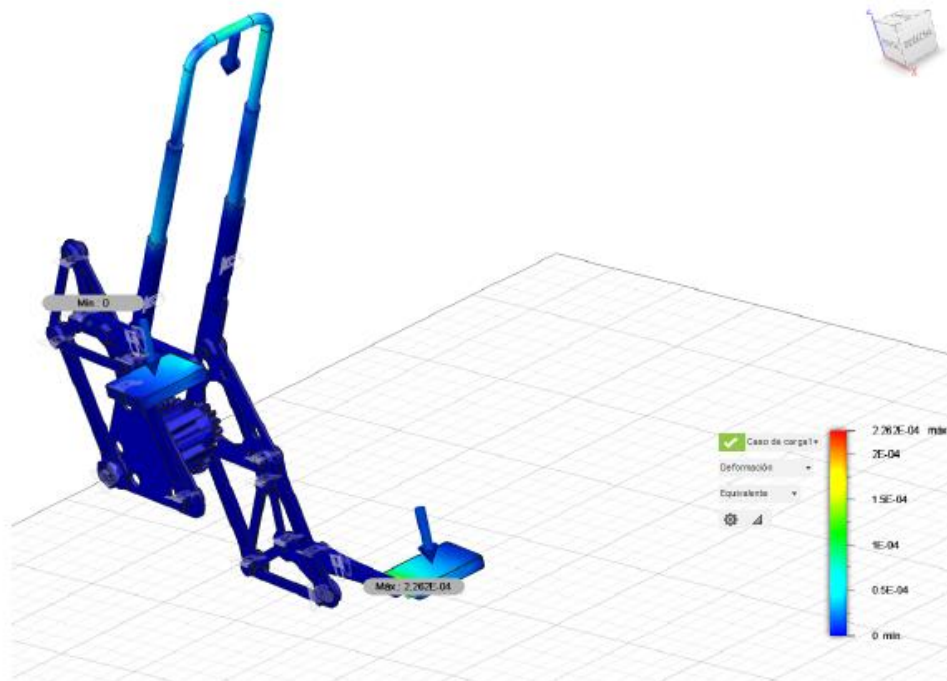


Figura N° 15. Deformación real

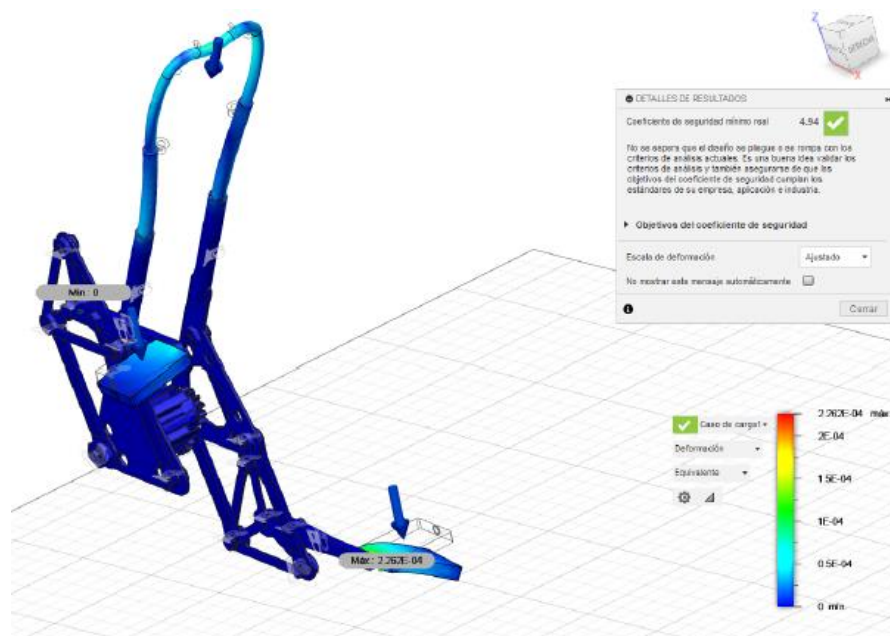


Figura N° 16. Deformación potencial de los elementos

Análisis de desplazamiento

Este análisis mide el desplazamiento absoluto de diferentes partes del equipo. Es esencial determinar la rigidez global del sistema y comprobar si los desplazamientos resultantes son aceptables para el uso previsto.

El desplazamiento máximo es de aproximadamente 0,04 mm, localizado en los pedales. El resto de la estructura muestra desplazamientos cercanos a cero,

especialmente en las áreas de soporte. Por lo tanto, se puede deducir que los valores bajos de desplazamientos sugieren una rigidez adecuada del mecanismo, lo que asegura que los elementos no sufrirán grandes desplazamientos bajo carga, manteniendo estabilidad y precisión al sistema.

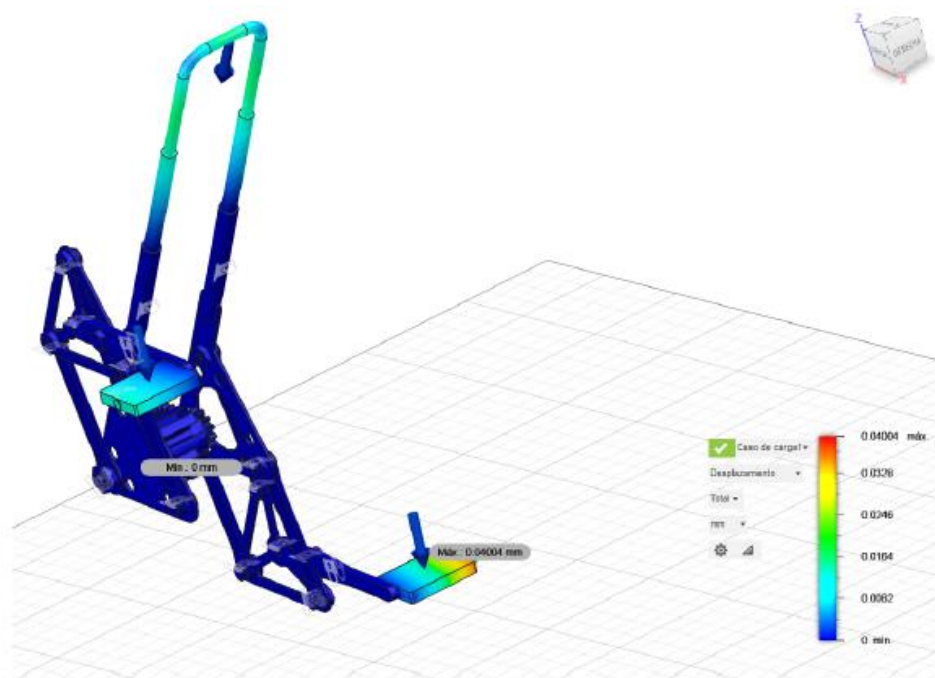


Figura N° 17. Análisis de desplazamiento de los componentes

Análisis de esfuerzo

El análisis de esfuerzo o estrés determina la distribución de las tensiones en la estructura cuando está sujeta a las cargas especificadas. Esta evaluación sirve para verificar que el material sea adecuado y que no supere el límite de fluencia en ninguna de las piezas.

Se observan esfuerzos máximos de hasta 41,89 MPa en los pedales, que son las áreas de mayor carga. Las tensiones más bajas están distribuidas en las partes superiores y en la base del mecanismo. Por lo cual, se puede entender que la distribución de esfuerzos es adecuada, con concentraciones en áreas de carga directa y valores bajos en las zonas de soporte. El estrés máximo es bajo en comparación con los límites típicos de fluencia de materiales como el acero o el aluminio, lo que sugiere que el material puede soportar las tensiones sin problemas de deformación permanente.



Figura N° 18. Determinación del estrés para cada pieza

Evaluación del coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad se calcula para determinar la capacidad del mecanismo para soportar cargas adicionales más allá de las especificadas, proporcionando un margen de seguridad antes que ocurra un fallo.

En este caso, se obtuvo en el análisis un valor de 4,54 lo que significa que la estructura puede soportar hasta cuatro veces las cargas actuales antes de alcanzar su límite de resistencia. Este valor es alto, lo que sugiere que el diseño es conservador. Esto aumenta la durabilidad, debido a que el sistema puede tolerar variaciones de carga y condiciones adversas.

Conclusión general del análisis de carga estática

El análisis completo mediante simulaciones en Fusion 360 confirma que la estructura es robusta y está bien diseñada para soportar las cargas especificadas, con desplazamientos y esfuerzos dentro de los rangos seguros. En todas las determinaciones realizadas, se aprecia que el dimensionamiento y cálculo de piezas ha sido bien ejecutado. Además, para más información, se puede visitar el estudio completo en los anexos.

Construcción del prototipo

Para materializar el diseño y validar funcionalmente el movimiento del dispositivo, se procedió a la fabricación de un prototipo físico que simula el movimiento manual del mecanismo.

Fabricación y Ajustes de Diseño

Las piezas estructurales y de transmisión fueron fabricadas mediante impresión 3D utilizando filamento de PLA (Ácido Poliláctico). Se utilizó una impresora Bambu Lab A1, procesando los modelos en el software Prusa Slicer 3D.

Tras el ensamblaje preliminar, se realizaron optimizaciones geométricas en las planchuelas amarillas y negras:

- **Alojamiento para Rodamientos:** Se rediseñó y estiró la zona de alojamiento en estas planchuelas para garantizar un ajuste por interferencia óptimo.
- **Alojamiento para Tuercas:** En los puntos de fijación fija, se incorporó un rebaje para tuercas autofrenantes.

Sistema de Articulación y Componentes Reales

A diferencia del diseño inicial, y para mejorar la eficiencia mecánica en los puntos de giro, se reemplazaron los tornillos por un sistema de ejes más robusto:

- **Pernos y Anillos Seeger:** En las articulaciones de las planchuelas (a excepción del eje), se utilizaron pernos de acero rectificadas, asegurados mediante anillos Seeger (anillos de retención). Esta solución permite una rotación libre y fluida, eliminando el desgaste que produciría la rosca de un tornillo común sobre el plástico o el rodamiento.
- **Rodamientos:** Se integraron rodamientos rígidos de bola 2809 en vez de cojinetes.

Galería del Prototipo Real

Fabricación en Bambu Lab A1

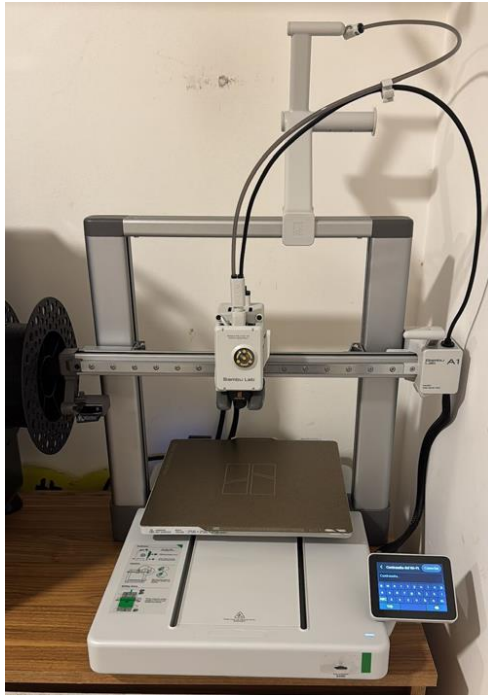


Figura N° 19. Impresora 3D Bambú Lab A1

Detalle de Articulación con Perno y Seeger



Figura N° 20. Detalle de las articulaciones en las planchuelas

Optimización de Planchuelas

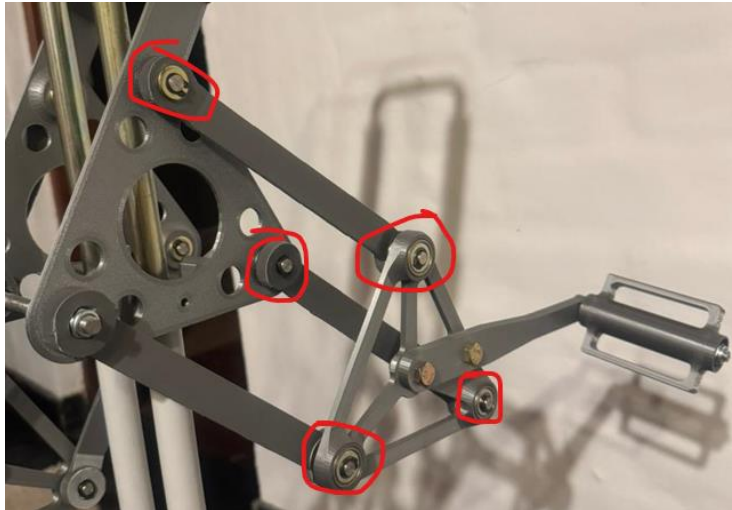


Figura N° 21. Vista de la planchuela modificada mejorando el calce del rodamiento

Ensamblaje Final del Mecanismo



Figura N° 22. Vista superior del prototipo funcional completo

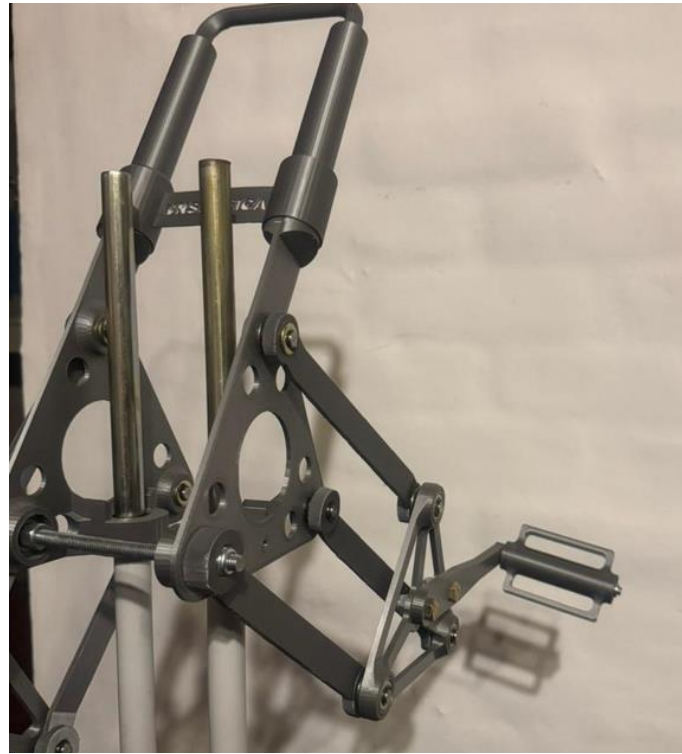


Figura N° 23. Vista lateral derecha



Figura N° 24. Vista lateral izquierda con manilla desplegado



Figura N° 25. Vista lateral derecha con manillar desplegado

Conclusiones de la Implementación del Prototipo

Tras el montaje y las pruebas funcionales del prototipo físico, se determinaron ajustes críticos para optimizar la respuesta mecánica del sistema:

- **Optimización de Articulaciones:** Inicialmente, se utilizaron uniones roscadas (tornillos) en todas las articulaciones equipadas con rodamientos. Se observó que este método generaba fricciones irregulares y un movimiento "sucio" o trabado debido a la presión axial desigual sobre las pistas de los rodamientos. Para corregir esto, se reemplazaron los tornillos por pernos rectificados y anillos Seeger en dichas articulaciones (a excepción del eje principal). Esta modificación eliminó el juego lateral innecesario y permitió un movimiento significativamente más fluido y limpio.
- **Estabilidad Estructural:** Durante las pruebas de movimiento, se detectó una falta de inercia y estabilidad en el bastidor debido a la ligereza de los materiales. Para solucionar esto y garantizar que el dispositivo permanezca firme durante el uso, se integró una base de madera de alta densidad (pesada). Esta adición mejoró el centro de gravedad del conjunto, proporcionando la rigidez necesaria para soportar las fuerzas dinámicas del ejercicio.

- **Validación Cinemática:** Es importante destacar que, en esta etapa de prototipado, las pruebas se realizaron de forma manual, sin la integración del motor eléctrico. El objetivo primordial fue validar la ergonomía y la suavidad de la transmisión mecánica. Los resultados finales confirman que la cadena cinemática funciona correctamente, logrando un movimiento cíclico suave, constante y apto para las solicitudes de una terapia de rehabilitación.

CAPITULO 4: Análisis de Costos

El presente capítulo detalla la estructura de costos asociados al proyecto. El análisis se ha dividido en dos etapas fundamentales: los costos reales incurridos durante la fabricación del prototipo, y el presupuesto estimado para la manufactura del equipo definitivo.

Nota aclaratoria: Los valores aquí presentados fueron relevados durante el mes de marzo de 2026 tomando como referencia catálogos de proveedores industriales locales y plataformas de comercio electrónico en Argentina (ej. Mercado Libre). Los montos se expresan en Pesos Argentinos (ARS) e incluyen impuestos.

Costos de Fabricación del Prototipo

Esta sección detalla la inversión realizada para materializar el modelo a escala impreso en 3D. Este prototipo tuvo como fin exclusivo validar la ergonomía y la suavidad de la transmisión mecánica de los componentes diseñados.

Tabla N° 3. Costos de fabricación del prototipo

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Filamento PLA	3 kg	\$ 22.594	\$ 67.780
Pernos de acero rectificadas	10 unidades	\$ 400	\$ 4.000
Anillos Seeger	20 unidades	\$ 150	\$ 3.000
Rodamientos 2809	32 unidades	\$ 2.437,5	\$ 78.000
Base de madera	1 unidad	\$ 60.000	\$ 60.000
Mano de obra	1 unidad	\$ 44.000	\$ 44.000
Costo Total del Prototipo			\$ 256780

Presupuesto Estimado del Equipo Definitivo

A continuación, se presenta la estimación de costos para la fabricación del dispositivo su versión final, capaz de soportar la carga máxima operativa de 120 kgf estipulada en los objetivos y cálculos estructurales. Este presupuesto contempla materiales mecanizables, el accionamiento mecatrónico y las horas de trabajo estimadas.

Tabla N° 4. Costos de materiales estructurales y mecánicos

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Acero SAE 1010	5 kg	\$ 18.000	\$ 90.000
Acero SAE 4340 bonificado	2 kg	\$ 25.000	\$ 50.000
Acero AISI 8760	1 kg	\$ 30.000	\$ 30.000
Acero SAE 1118	1 kg	\$ 22.000	\$ 22.000

Tubos de acero	2 metros	\$ 15.000	\$ 30.000
Rodamientos SKF 608	4 unidades	\$ 6.500	\$ 26.000
Tornillería GM 4.6 rosca métrica	1 Lote	\$ 25.000	\$ 25.000
Subtotal Materiales			\$ 273.000

Tabla N° 5. Costo del accionamiento mecatrónico y electrónica

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Motor DC Brushless 12V, 100W	1 unidad	\$ 85.000	\$ 85.000
Controlador de Conmutación Trapezoidal	1 unidad	\$ 28.000	\$ 28.000
Fuente de alimentación 12V 10A (120W)	1 unidad	\$ 25.000	\$ 25.000
Subtotal Accionamiento			\$ 138.000

Tabla N° 6. Costos de manufactura e ingeniería

Descripción de la Labor	Hs Estimadas	Costo por Hr	Costo Total
Mecanizado (Torno/Fresa para eje y engranajes)	10 hs	\$ 12.000	\$ 120.000
Herrería y soldadura (Fijación de base del motor, bastidor)	5 hs	\$ 10.000	\$ 50.000
Ensamblaje final y puesta a punto	5 hs	\$ 8.000	\$ 40.000
Subtotal Manufactura			\$ 210.000

Tabla N° 7. Costo total estimado de fabricación

Descripción	Costo
Subtotal Materiales	\$ 273.000
Subtotal Accionamiento	\$ 138.000
Subtotal Manufactura	\$ 210.000
Costo Total Estimado de Fabricación	\$ 621.000

CAPITULO 5: Estudio de Impacto Ambiental

El presente estudio evalúa las consecuencias ambientales derivadas de la fabricación, uso y disposición final del dispositivo de rehabilitación motriz, proponiendo acciones para minimizar cualquier potencial efecto adverso. Al tratarse de un equipo electromecánico de baja potencia, su huella ecológica es moderada, y presenta diversos aspectos positivos en su ciclo de vida.

Fase de Diseño y Fabricación

- **Selección de Materiales:** La estructura principal está diseñada en aceros (SAE 1010, SAE 4340, AISI 8760), un material 100% reciclable. Para el prototipado físico, se utilizó filamento PLA (Ácido Poliláctico) procesado en una impresora 3D Bambu Lab A1. El PLA es un bioplástico derivado de recursos renovables que posee la ventaja de ser compostable industrialmente, reduciendo el impacto frente a plásticos derivados del petróleo.
- **Gestión de Residuos:** Durante la fabricación definitiva, el mecanizado de los engranajes y la adaptación del eje generarán virutas metálicas. Éstas y despuntes de caños y planchuelas deben ser clasificados y enviados a centros de reciclaje de chatarra para su reinsertión en la industria metalúrgica.

Fase de Operación y Uso

- **Eficiencia Energética:** El dispositivo destaca por su bajo consumo eléctrico. Al emplear un motor DC Brushless de apenas 100 W de potencia alimentado a 12 V, el consumo energético durante una sesión de terapia de una hora es mínimo (aproximadamente 0,1 kWh). Además, el sistema de control por conmutación trapezoidal permite una gestión eficiente de la energía demandada.
- **Impacto Social Positivo:** Desde una perspectiva de sostenibilidad integral, el equipo genera un impacto social altamente positivo al proporcionar una herramienta de recuperación accesible para pacientes con movilidad reducida.

Fase de Fin de Vida Útil (Disposición Final)

- **Separación de Componentes:** Al finalizar la vida útil del equipo, su diseño abulonado permite un fácil desensamble.

- **Gestión de RAEE (Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos):** El motor, el controlador y la fuente de alimentación poseen componentes electrónicos y metales pesados. Estos elementos no deben desecharse como residuos sólidos urbanos convencionales, sino que deben derivarse a plantas de tratamiento especializado de RAEE para la recuperación de cobre, aluminio y metales de tierras raras (imanes del motor).

CAPITULO 6: Conclusiones

El presente trabajo final logró cumplir con el objetivo principal de diseñar y desarrollar un dispositivo mecatrónico de pedaleo asistido para uso en posición sedente, enfocado en la rehabilitación motriz de miembros inferiores. A través de las distintas etapas del proyecto, se ha consolidado una propuesta técnica robusta, validada tanto analíticamente como mediante un modelo físico.

A continuación, se detalla el cumplimiento de los objetivos específicos y la síntesis de los resultados obtenidos:

- **Diseño, Cálculo y Simulación Estructural:** Se seleccionaron y dimensionaron exitosamente todos los componentes mecánicos (ejes, engranajes, planchuelas y soportes) basándose en la fisonomía de un adulto promedio y una carga máxima operativa de 120 kg. Los cálculos analíticos fueron validados computacionalmente mediante el software Fusion 360. El análisis de elementos finitos demostró que el diseño es conservador y robusto, presentando un esfuerzo máximo de 41,89 MPa en los pedales (muy por debajo del límite de fluencia del material) y arrojando un coeficiente de seguridad global de 4,54. Esto asegura la durabilidad y estabilidad del mecanismo bajo condiciones de trabajo exigentes.
- **Selección del Accionamiento Mecatrónico:** Aplicando la Metodología de Diseño Mecatrónico, se logró definir un sistema de tracción óptimo y económico. Se determinó que la utilización de un motor DC Brushless de 100W y 3000 rpm, acoplado a un engranaje reductor de diseño propio (relación 2:1), es capaz de proporcionar la velocidad lineal requerida (aproximadamente 4 km/h) para emular un paso de caminata natural. Asimismo, el análisis mediante matriz de ponderación justificó la elección de un controlador de conmutación trapezoidal (6 Steps) debido a su excelente relación costo-beneficio y facilidad de implementación.
- **Validación Cinemática mediante Prototipado:** La construcción de un prototipo a escala mediante impresión 3D (Bambu Lab A1) permitió materializar el diseño CAD y validar la fluidez cinemática del mecanismo. Si bien esta validación se realizó mediante accionamiento manual sin carga eléctrica, sirvió para detectar y aplicar mejoras mecánicas fundamentales, tales como la sustitución de uniones roscadas por pernos rectificadas con anillos Seeger y rodamientos rígidos de

bolas. Estas modificaciones eliminaron fricciones irregulares, resultando en un movimiento cíclico suave y constante.

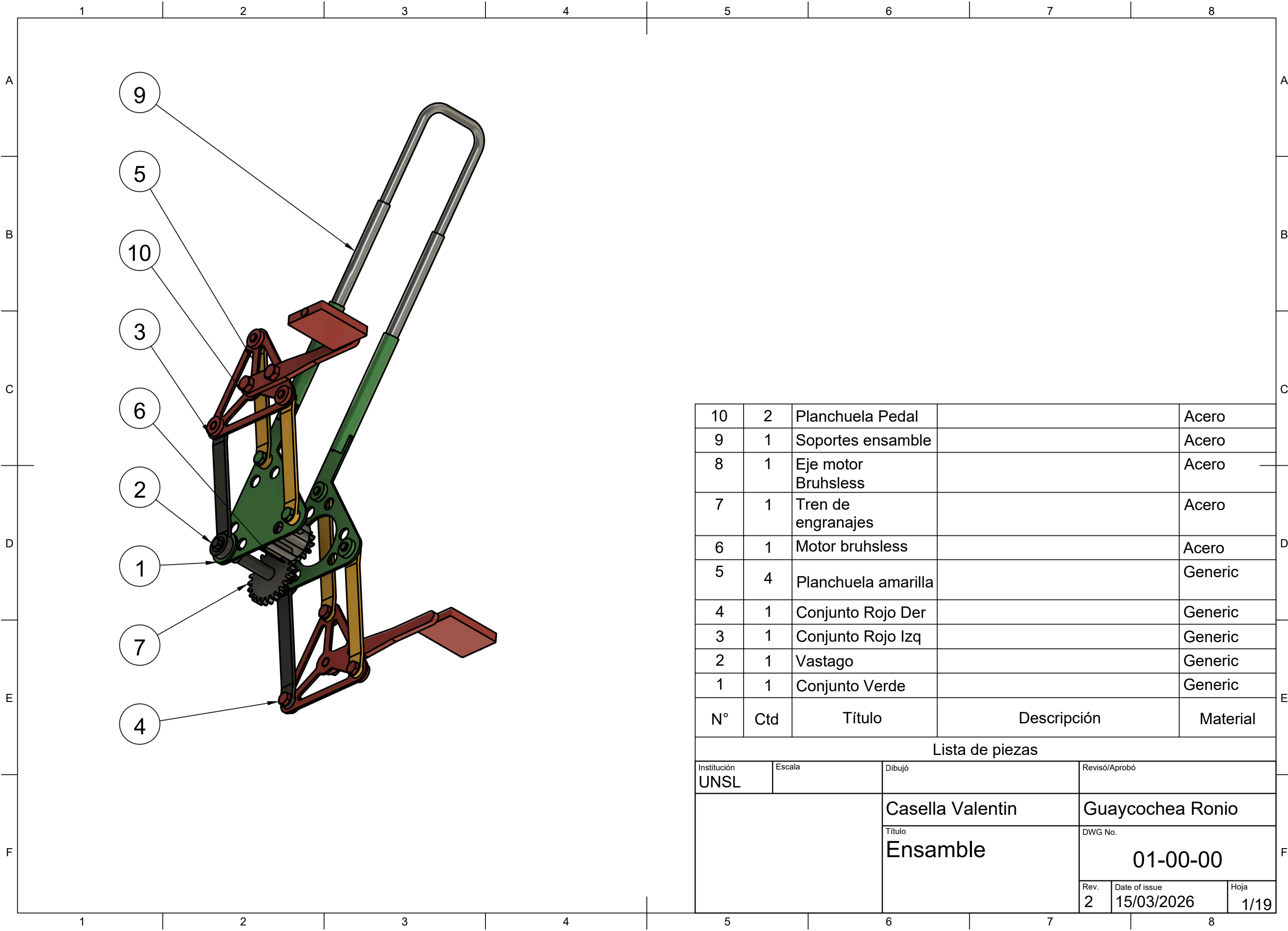
Como conclusión general, el desarrollo de este equipo demuestra la viabilidad técnica de construir un dispositivo de rehabilitación accesible, ergonómico y adaptable a diferentes usuarios. El sistema diseñado proporciona una base de ingeniería sólida, documentada mediante planos constructivos, dejando el proyecto en condiciones ideales para una futura integración de sensores y evaluación clínica con personal especializado.

Referencias Bibliográficas

- [1] B. E. Russell Johnston y Ferdinand P, Mecánica Vectorial para Ingenieros, 8va Edición, 1962.
- [2] R. C. Hibbeler, Mecánica de Materiales, 6ta Edición, 1981.
- [3] K. Ogata, «Ingeniería de Control Moderna,» Pearson, 2010.
- [4] P. Pezzano, Tecnología Mecánica, 1984.
- [5] Sunrise Motor, «Sunrise Motor,» [En línea]. Available: <https://www.sunrisemotor-cn.com/Brushless-dc-motor-28BLY.html>.
- [6] W. Bolton, Mecatrónica, 2º Edición - Alfamega, pp. 483 - 485.
- [7] G. Electric, «Radio Control Info,» 7 Junio 2023. [En línea]. Available: <https://www.radiocontrolinfo.com/5-advantages-to-go-sensorless-brushless-motors/>.
- [8] National Instruments, 16 Septiembre 2024. [En línea]. Available: https://www.ni.com/es/shop/labview/pid-theory-explained.html?srsId=AfmBOooJFI_ta7ZICiOq3VL9msSsVO8JipAL1hH5OCagvil7qwjnimZO.
- [9] Revista Española de Electrónica, «Alta integración y máxima flexibilidad en el control de motores,» 17 Febrero 2023. [En línea]. Available: <https://www.redeweb.com/actualidad/alta-integracion-y-maxima-flexibilidad-en-el-control-de-motores/>.
- [10] G. Catuogno, «Control de Maquinas Sincronas,» LabTA, Villa Mercedes, San Luis, 2023.
- [11] R. J. Tolrà, «Técnicas de control para motores Brushless,» Motion Control Department, Barcelona, España.

Anexos

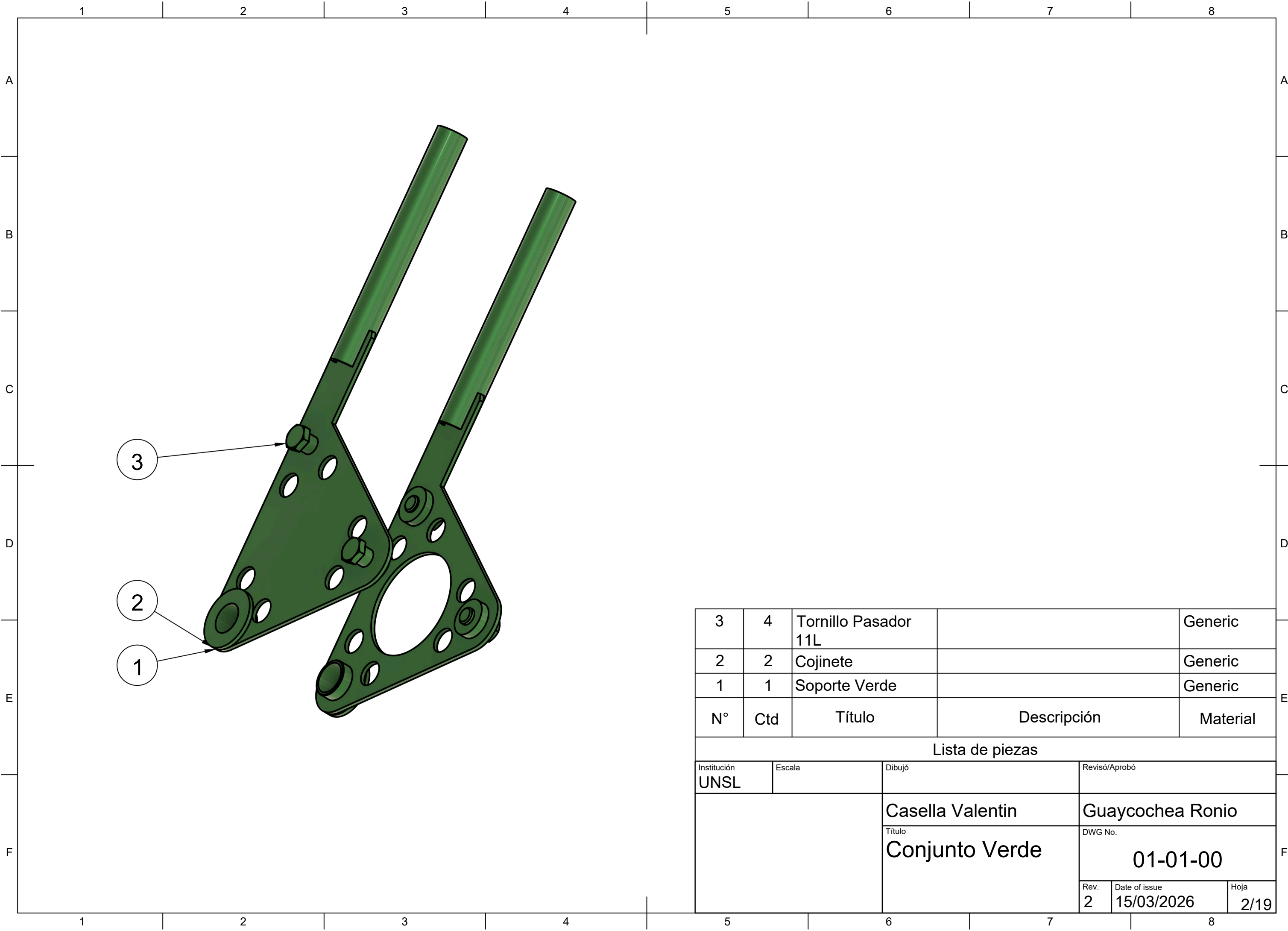
A continuación, se incluyen los planos del prototipo.



10	2	Planchuela Pedal		Acero
9	1	Soportes ensamble		Acero
8	1	Eje motor Bruhsless		Acero
7	1	Tren de engranajes		Acero
6	1	Motor bruhsless		Acero
5	4	Planchuela amarilla		Generic
4	1	Conjunto Rojo Der		Generic
3	1	Conjunto Rojo Izq		Generic
2	1	Vastago		Generic
1	1	Conjunto Verde		Generic
N°	Ctd	Título	Descripción	Material

Lista de piezas

Institución UNSL	Escala	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Ensamble	DWG No. 01-00-00
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 1/19	

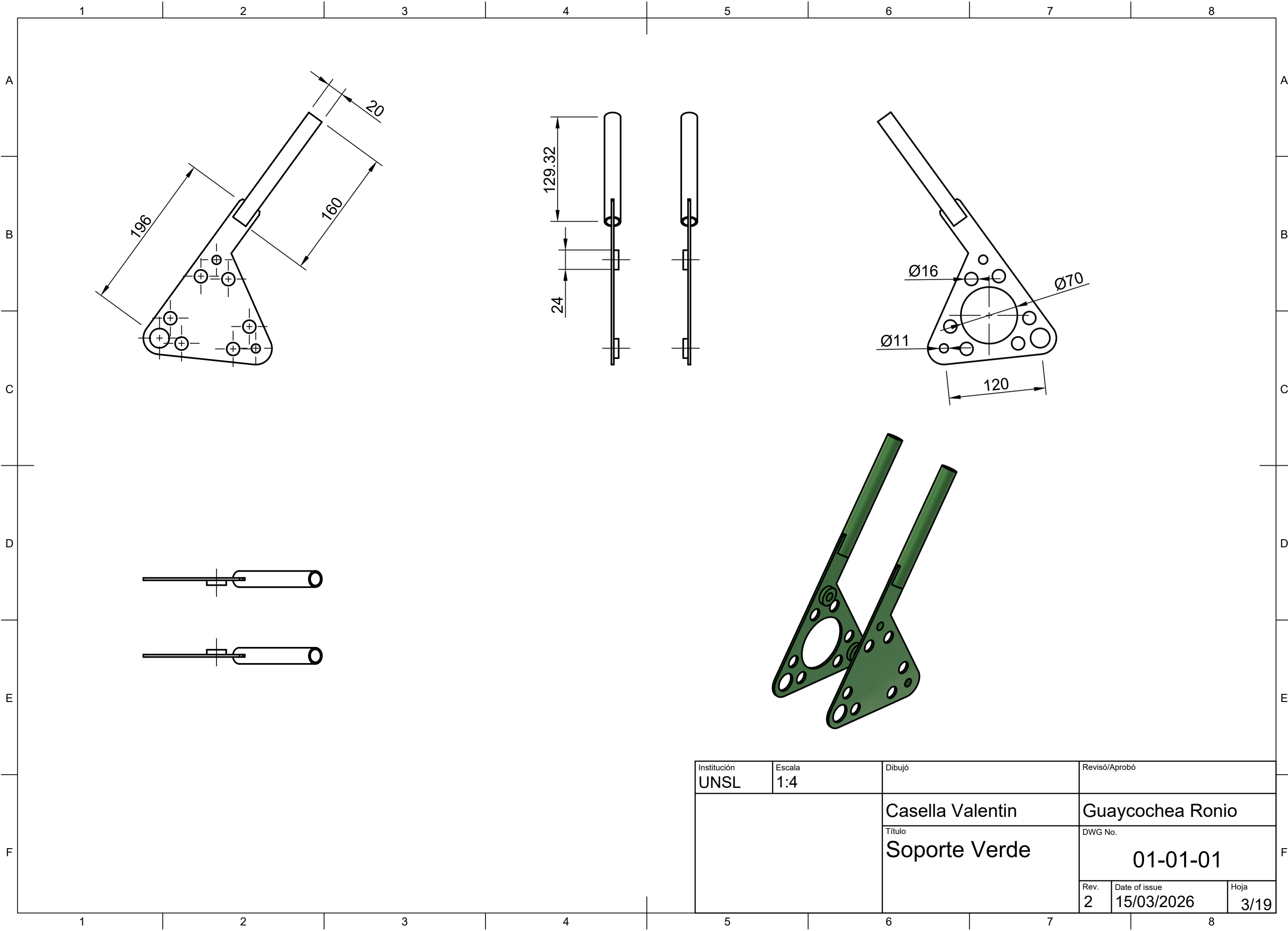


3

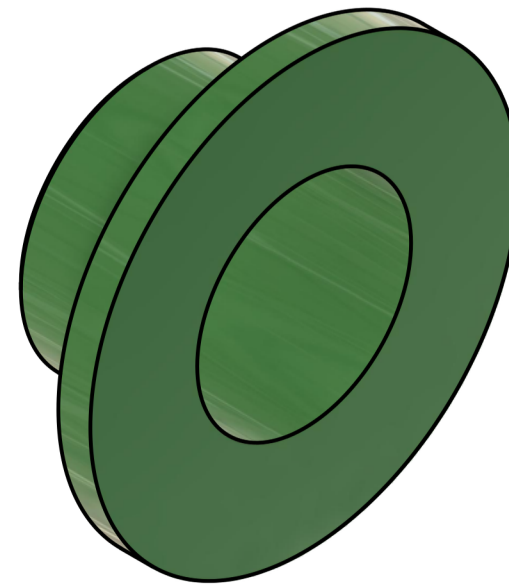
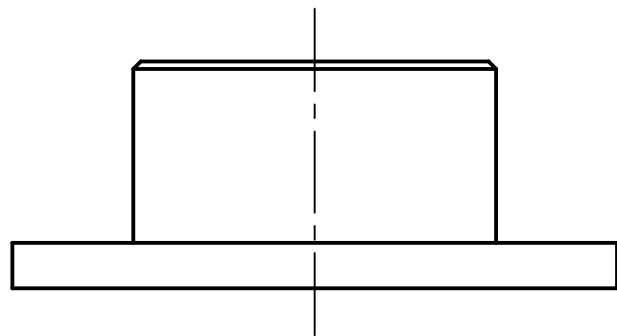
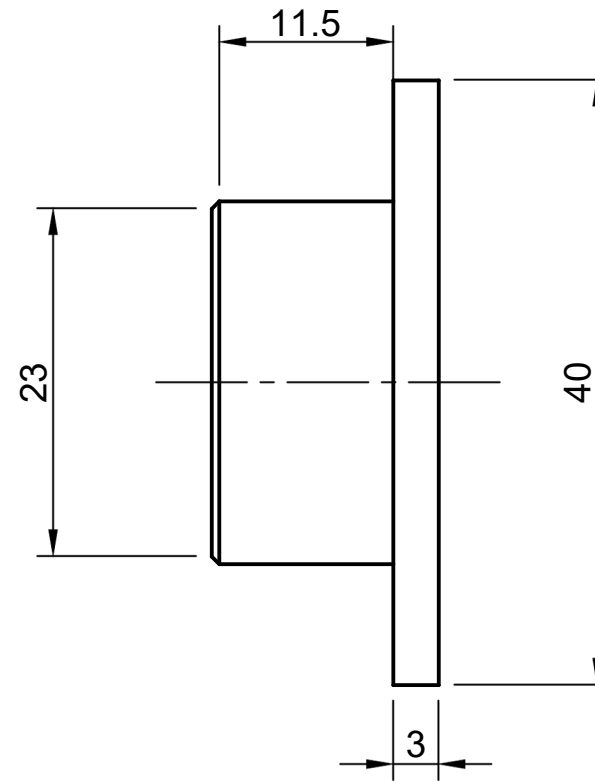
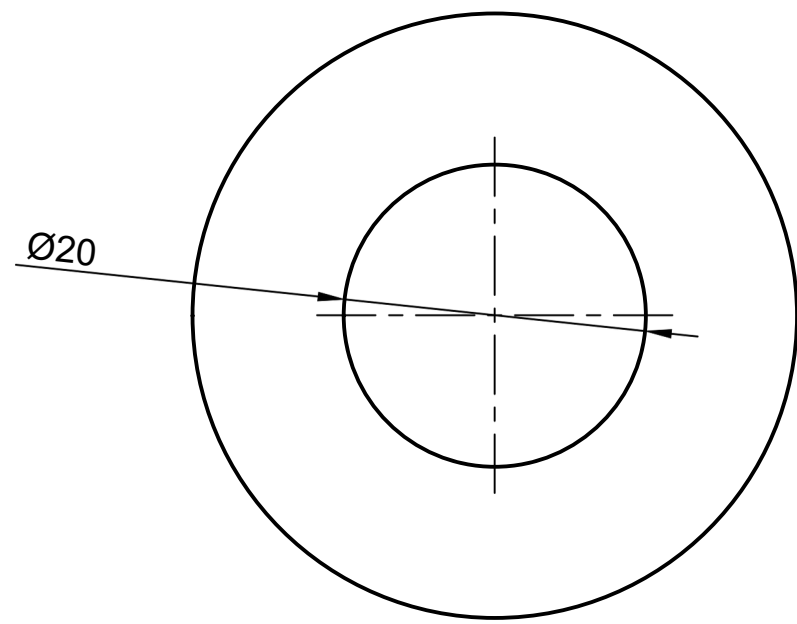
2

1

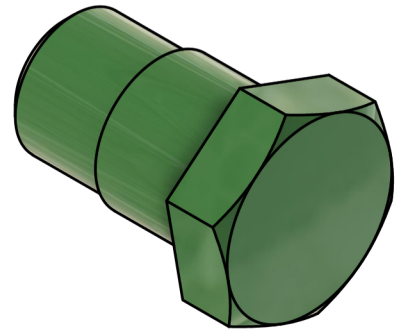
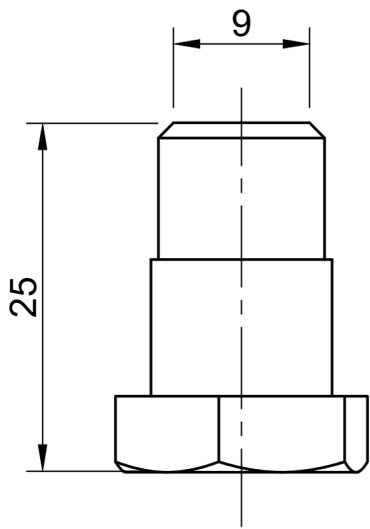
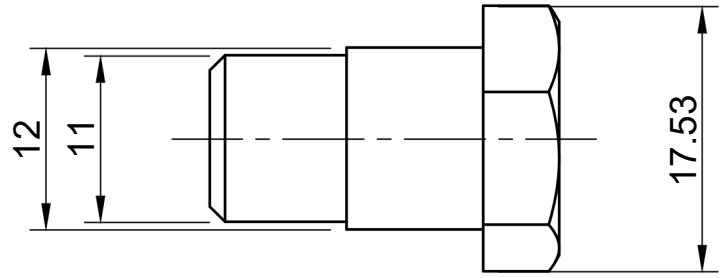
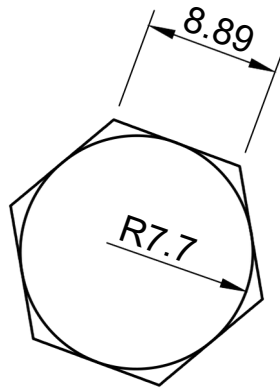
3	4	Tornillo Pasador 11L		Generic
2	2	Cojinete		Generic
1	1	Soporte Verde		Generic
N°	Ctd	Título	Descripción	Material
Lista de piezas				
Institución UNSL		Escala	Dibujó	Revisó/Aprobó
			Casella Valentin	Guaycochea Ronio
			Título Conjunto Verde	DWG No. 01-01-00
Rev.	Date of issue	Hoja		
2	15/03/2026	2/19		



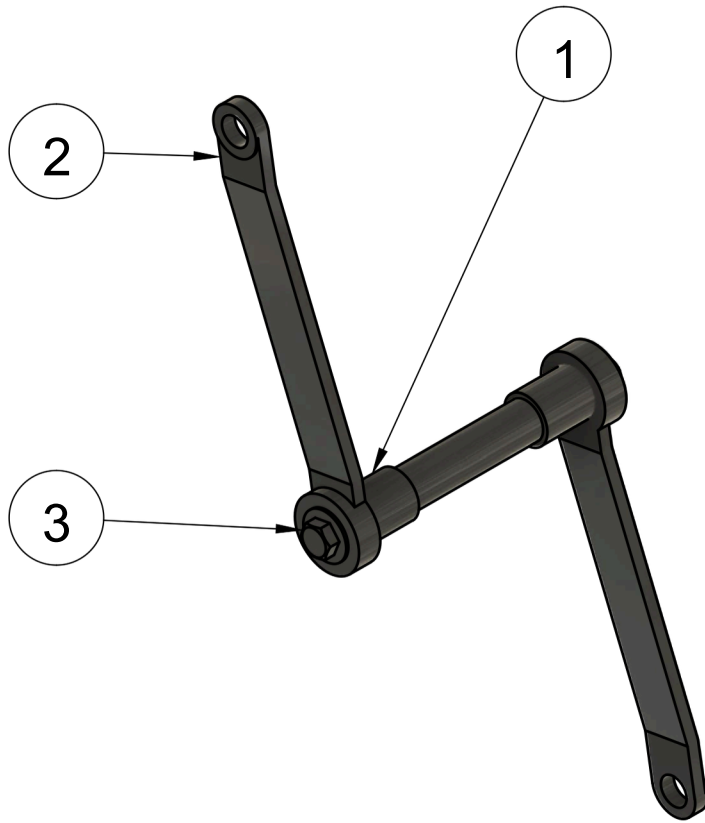
Institución UNSL	Escala 1:4	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Soporte Verde	DWG No. 01-01-01
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 3/19	



Institución UNSL	Escala 2:1	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Cojinete	DWG No. 01-01-02
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 4/19	



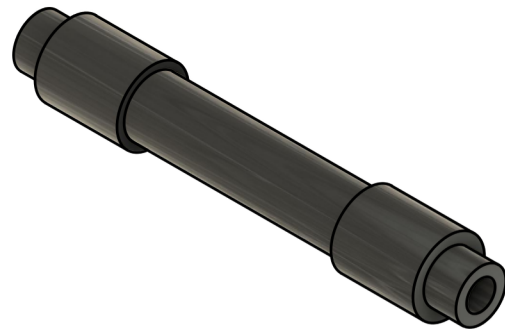
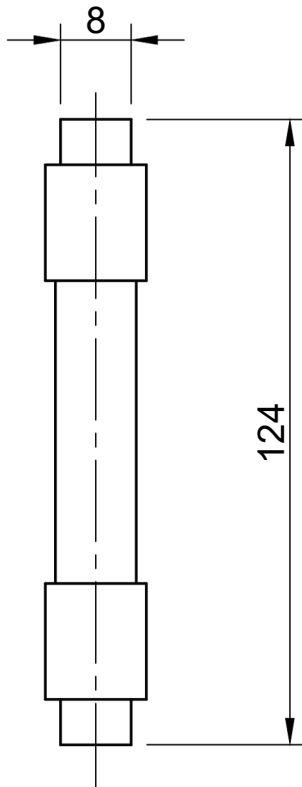
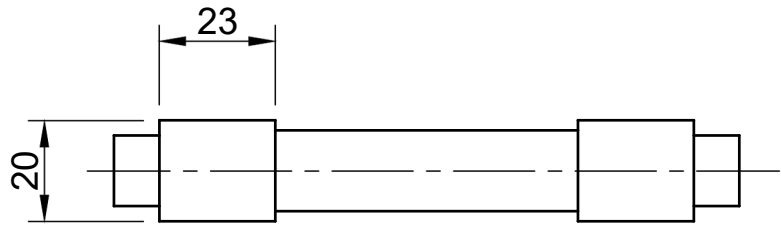
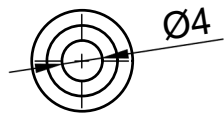
Institución UNSL	Escala 2:1	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Tornillo Pasador 11L M11 x 25 x 1,5 GM 4.6	DWG No. 01-01-03
		Rev. 2	Date of issue 15/03/2026
			Hoja 5/19



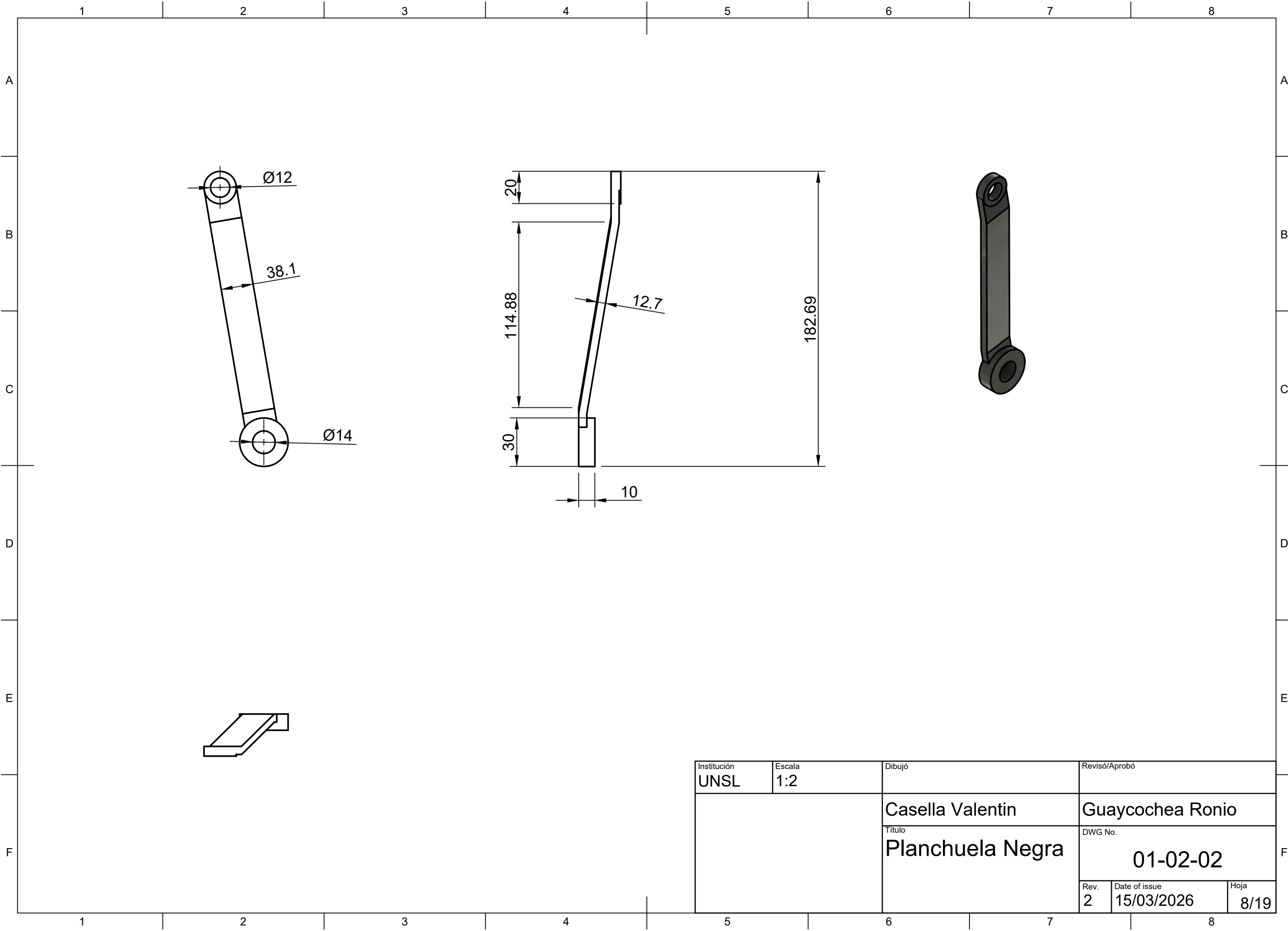
3	2	Tornillo 8W		Generic
2	2	Planchuela Negra		Generic
1	1	Eje		Generic
N°	Ctd	Título	Descripción	Material

Lista de piezas

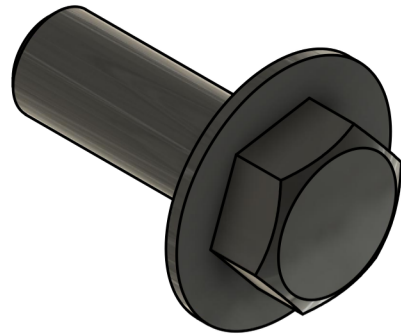
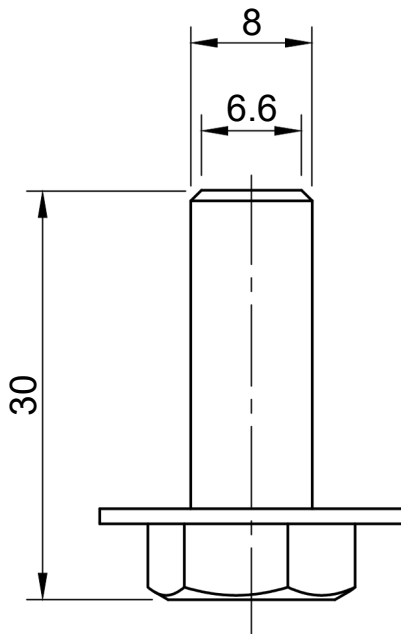
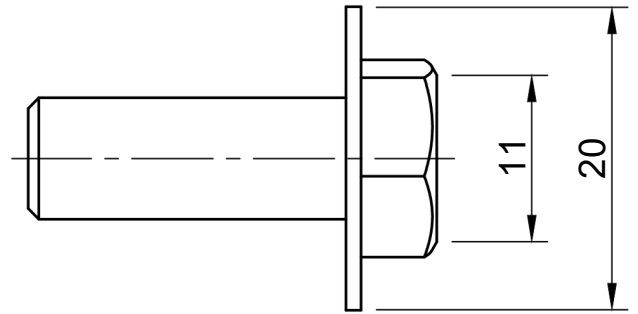
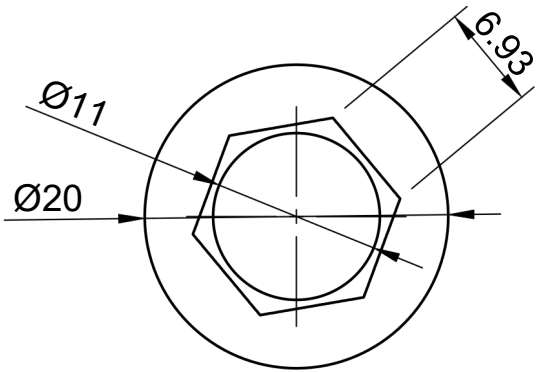
Institución UNSL	Escala 2:5	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Vástago	DWG No. 01-02-00	
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 6/19		



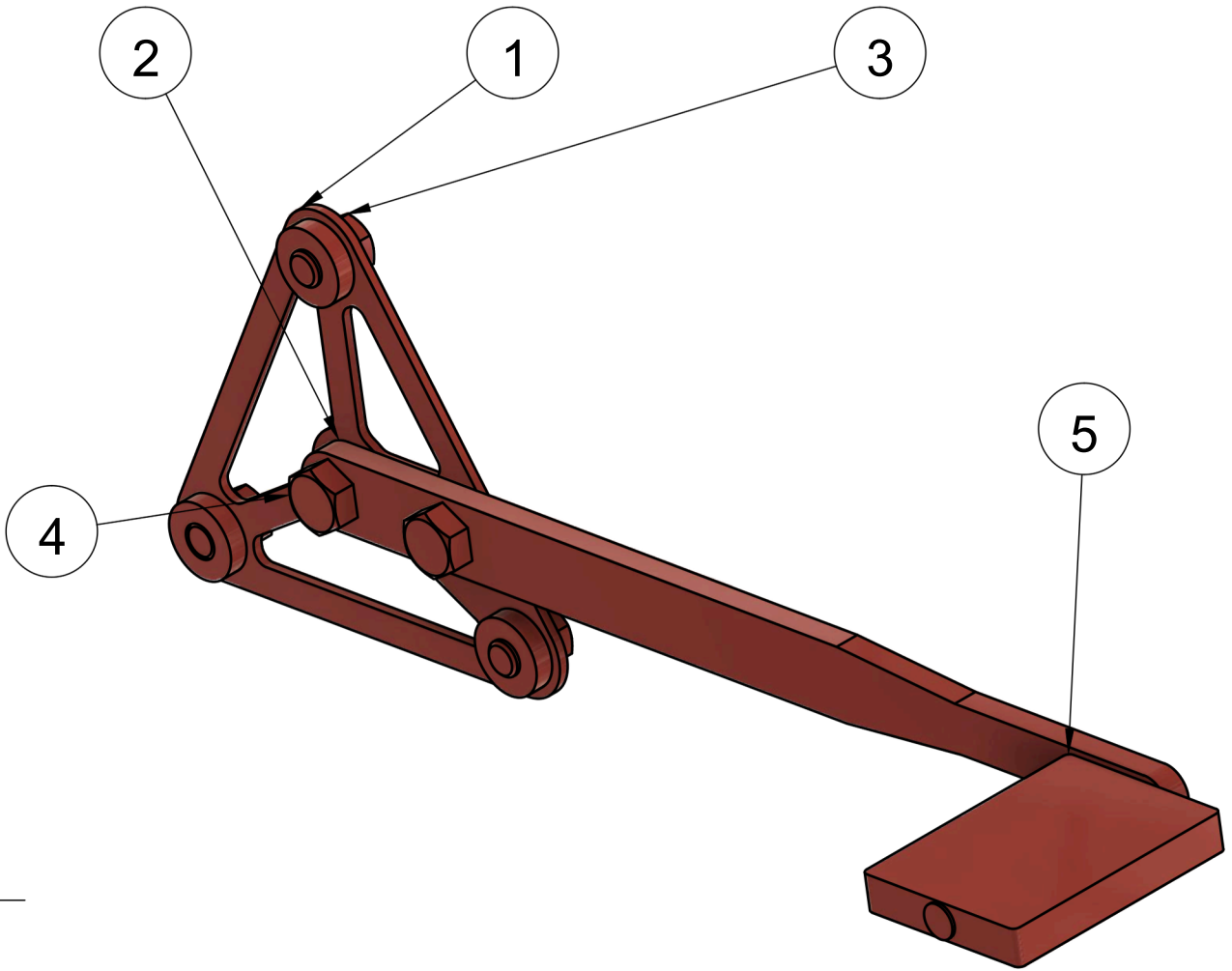
Institución UNSL	Escala 2:3	Dibujó	Revisó/Aprobó		
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio		
		Título Eje	DWG No. 01-02-01		
			Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 7/19



Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Planchuela Negra	DWG No. 01-02-02
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 8/19	



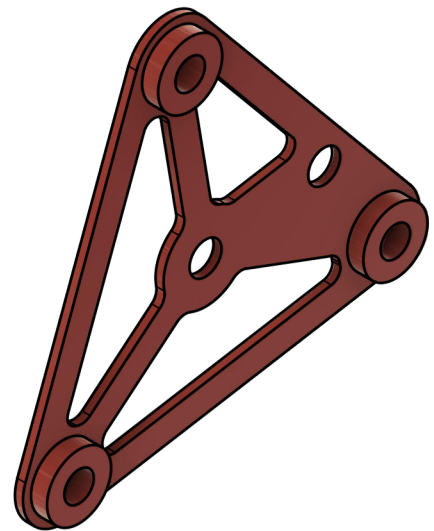
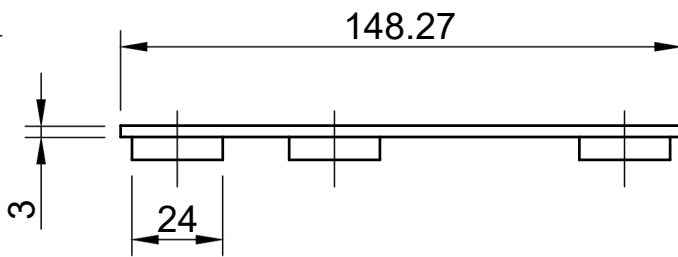
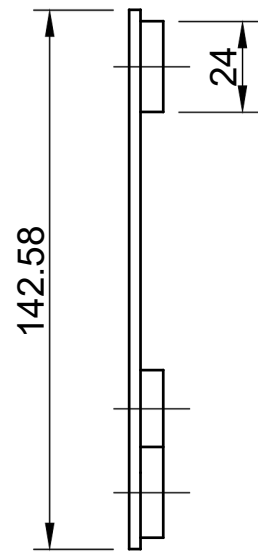
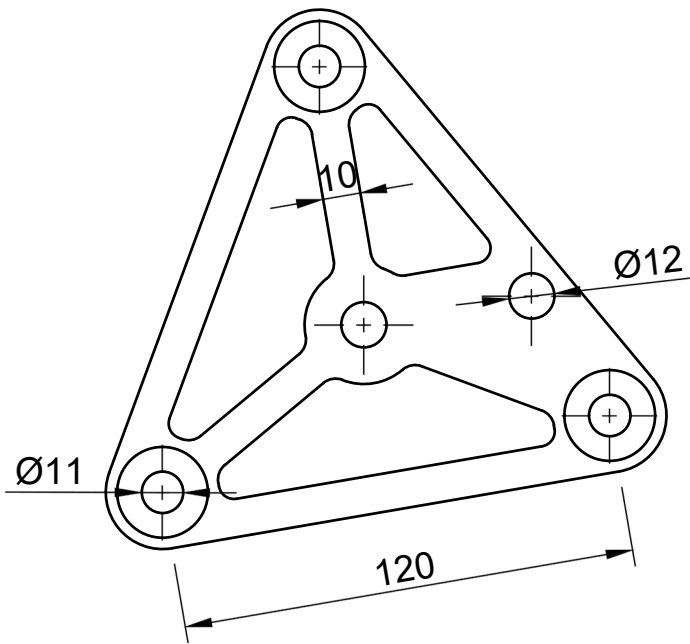
Institución UNSL	Escala 2:1	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Tornillo M8 x 30 x 1,25 GM 4.6	DWG No. 01-02-03
	Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 9/19



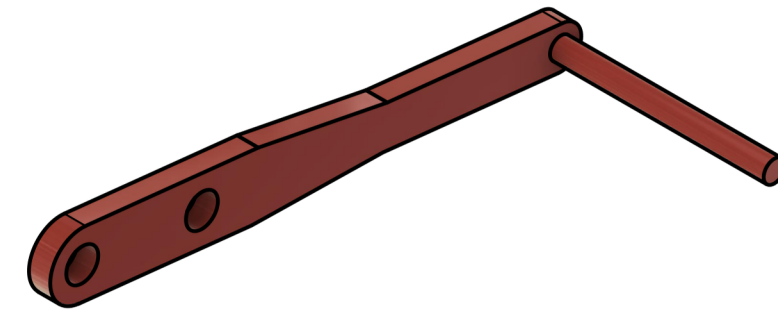
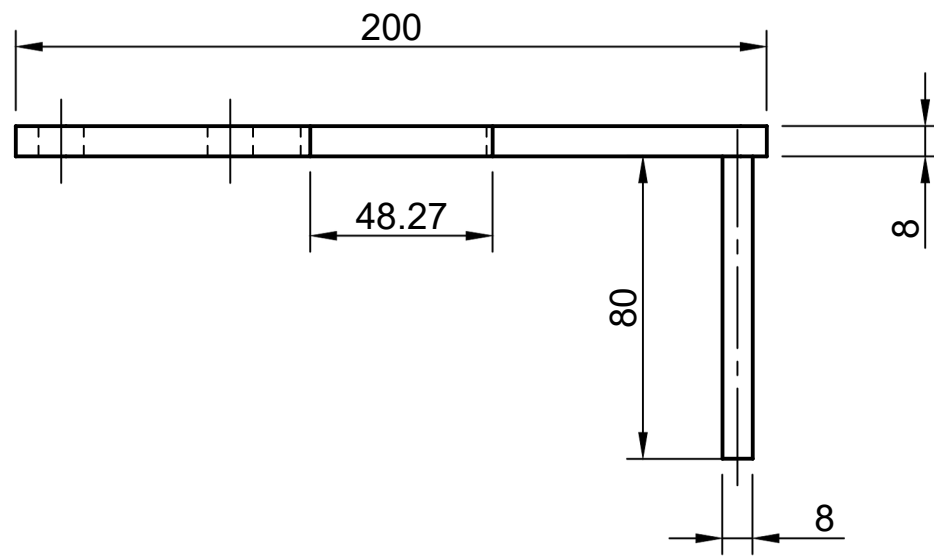
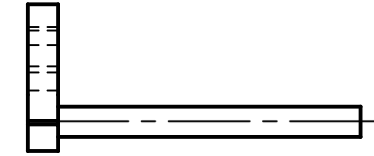
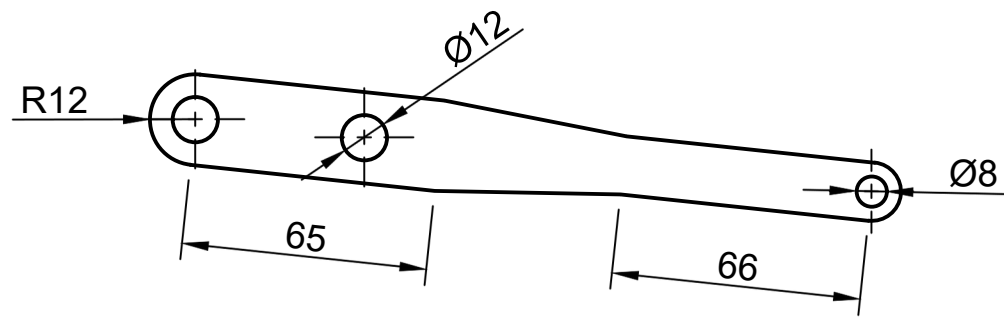
5	1	Pedal		Generic
4	2	Tornillo 12		Generic
3	3	Tornillo Pasador 11		Generic
2	1	Planchuela Pedal		Generic
1	1	Soporte Rojo		Generic
N°	Ctd	Título	Descripción	Material

Lista de piezas

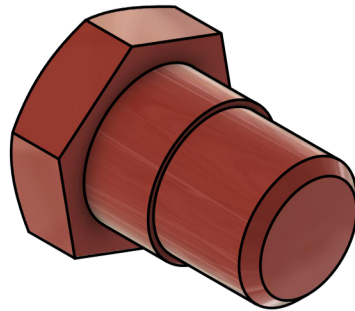
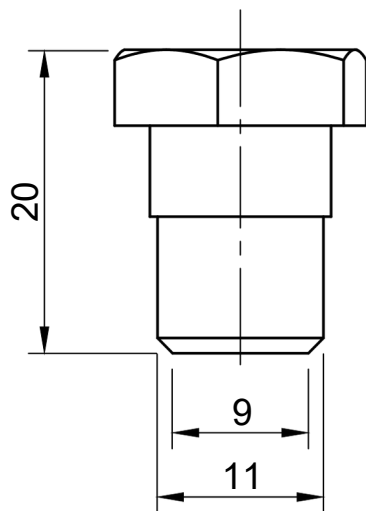
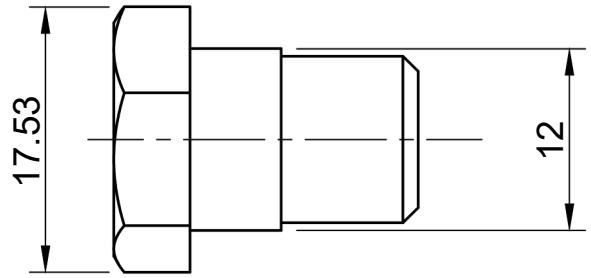
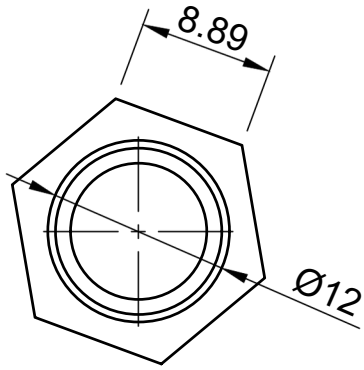
Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Conjunto Rojo	DWG No. 01-03-00	
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 10/19		



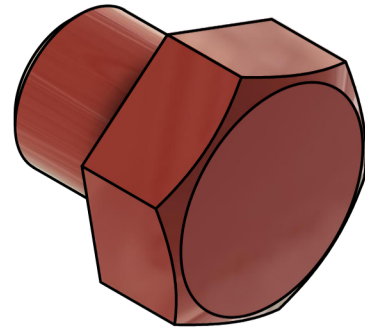
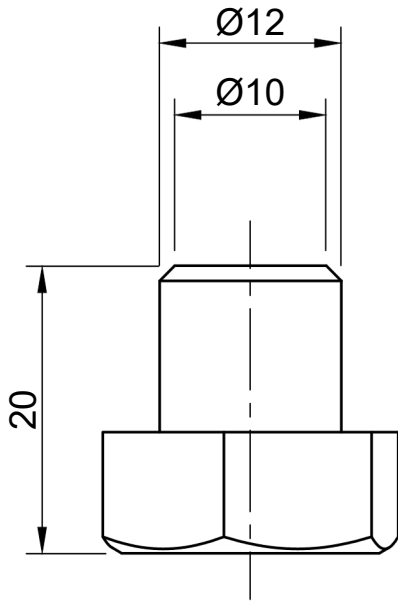
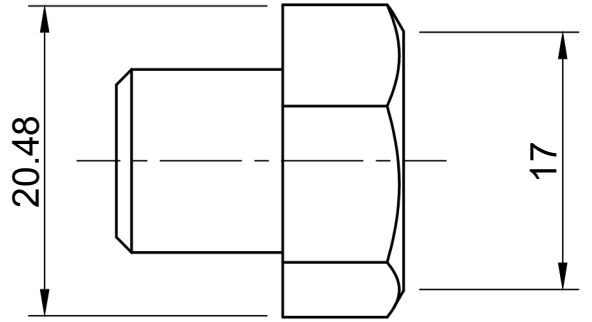
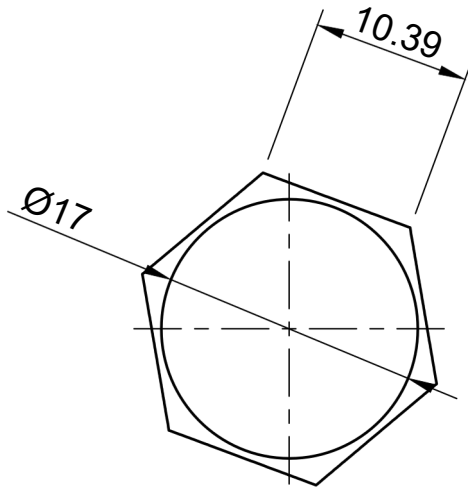
Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Soporte Rojo	DWG No. 01-03-01
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 11/19	



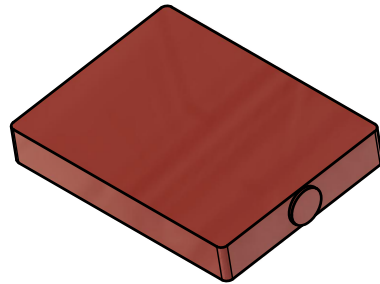
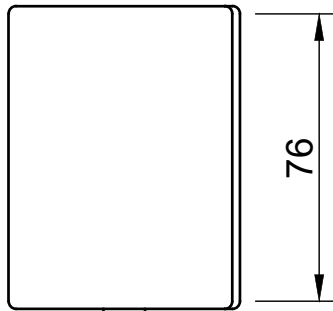
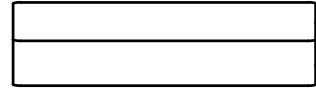
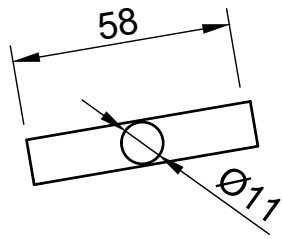
Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Planchuela Pedal	DWG No. 01-03-02	
	Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 12/19	



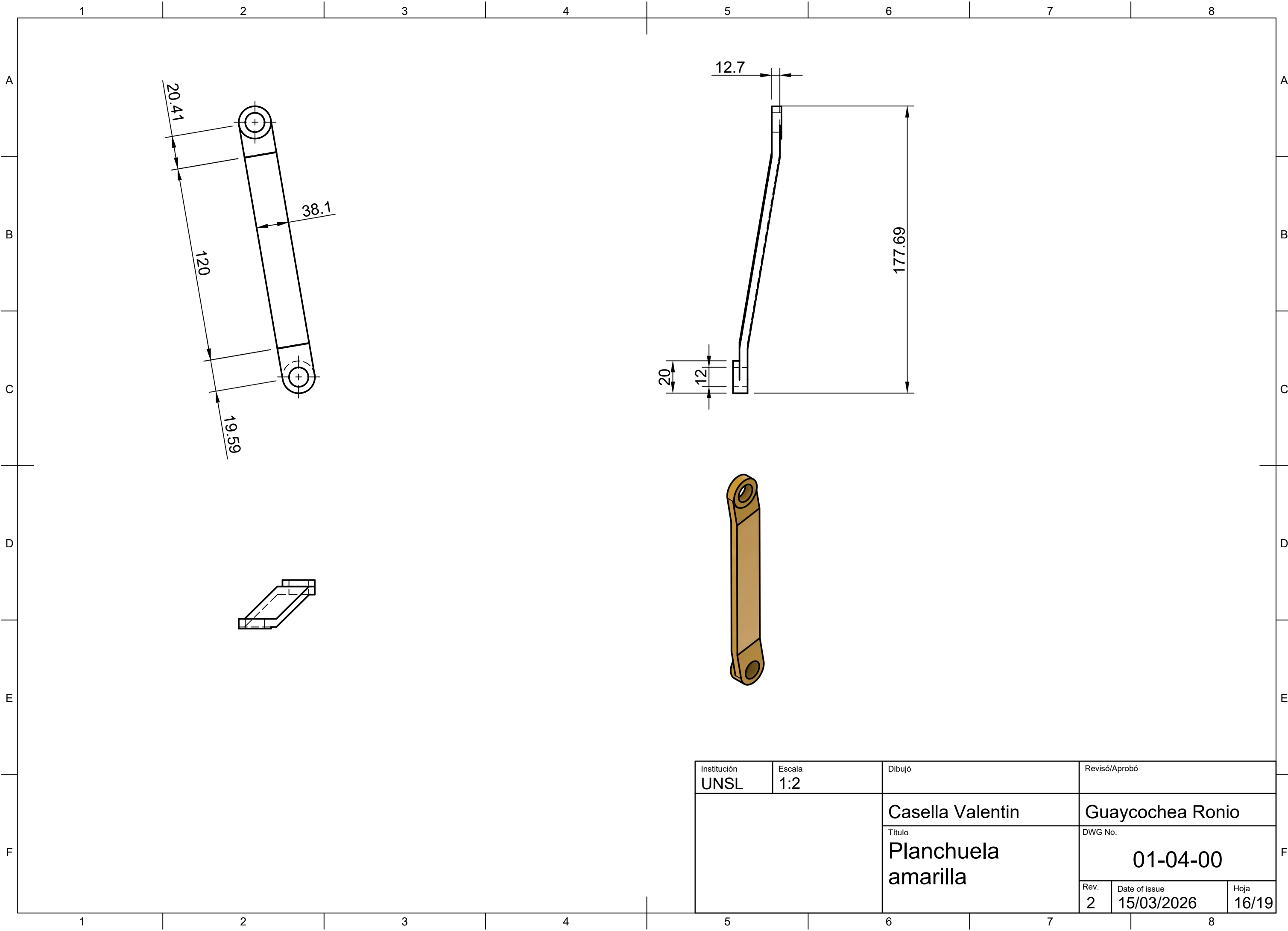
Institución UNSL	Escala 2:1	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Tornillo Pasador M11 x 20 x 1,5 GM 4.6	DWG No. 01-03-03
		Rev. 2	Date of issue 15/03/2026
			Hoja 13/19



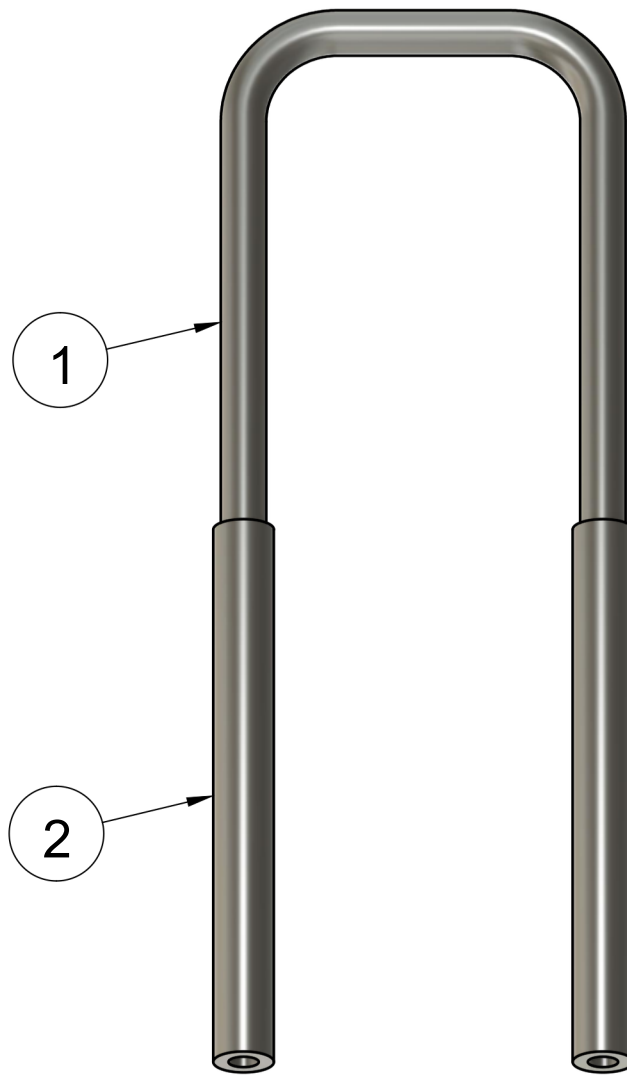
Institución UNSL	Escala 2:1	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Tornillo Pasador M12 x 20 x 1,75 GM 4.6	DWG No. 01-03-04
		Rev. 2	Date of issue 15/03/2026
			Hoja 14/19



Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó		
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio		
		Título Pedal	DWG No. 01-03-05		
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026			Hoja 15/19	



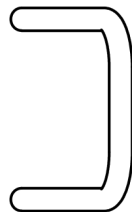
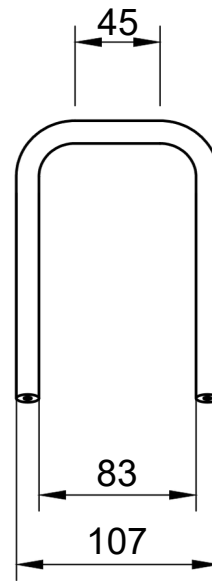
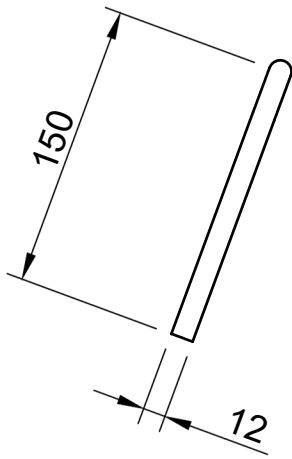
Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Planchuela amarilla	DWG No. 01-04-00	
	Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 16/19	



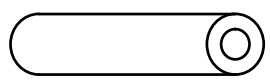
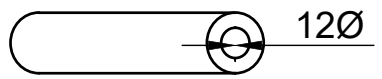
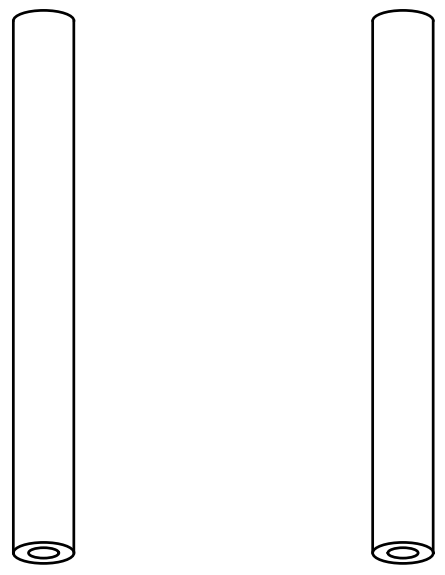
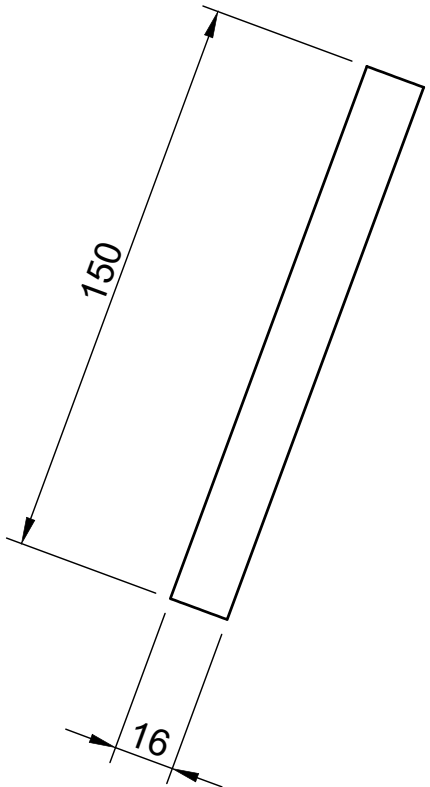
2	1	Soporte 2		Acero
1	1	Soporte 1		Acero
N°	Ctd	Título	Descripción	Material

Lista de piezas

Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Emsamble Soportes	DWG No. 01-05-00	
Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 17/19		



Institución UNSL	Escala 1:4	Dibujó	Revisó/Aprobó	
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio	
		Título Soporte 1	DWG No. 01-05-01	
		Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 18/19



Institución UNSL	Escala 1:2	Dibujó	Revisó/Aprobó
		Casella Valentin	Guaycochea Ronio
		Título Soporte 2	DWG No. 01-05-02
	Rev. 2	Date of issue 15/03/2026	Hoja 19/19