



Empujador de cuero para ensayo rápido de capelladas

Ignacio Bertran

Agustin Manzo

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2025

Empujador de cuero para ensayo rápido de capelladas

Ignacio Bertran

Agustin Manzo

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:
Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2025

Agradecimientos

Deseamos expresar nuestro sincero agradecimiento a todas las personas e instituciones que hicieron posible la realización de este trabajo.

En primer lugar, a nuestras familias, por su apoyo incondicional, sus consejos y el esfuerzo permanente que nos permitió llegar hasta esta instancia. Su acompañamiento fue fundamental en cada etapa de nuestra formación.

A nuestros amigos, por estar siempre presentes, por la contención en los momentos difíciles y por acompañarnos a lo largo de toda la carrera, generando un ambiente de compañerismo y motivación constante.

A los profesores y docentes, quienes con dedicación, compromiso y vocación nos transmitieron los conocimientos que sustentan este trabajo. Su guía académica y profesional ha sido esencial para nuestra formación como ingenieros.

Finalmente, agradecemos profundamente a la Universidad Pública, por brindarnos la oportunidad de acceder a una educación de calidad, gratuita y de excelencia. Su rol es fundamental para el desarrollo académico, científico y social de nuestro país.

Resumen

El proyecto consiste en el diseño y desarrollo de una máquina de ensayo rápido de capelladas de cuero utilizada en la industria del calzado de seguridad. La máquina permite reproducir, de forma controlada y repetible, la deformación localizada que experimenta la capellada durante el proceso industrial de armado y decidir si la materia prima es apta o no antes de agregarle valor. Para ello integra un sistema de sujeción, un mecanismo de deformación mediante cilindro actuador y una mesa giratoria con selección automatizada de punteras. El objetivo es garantizar la calidad del material, aumentar la repetibilidad del ensayo y alcanzar ritmos productivos compatibles con altos volúmenes de fabricación.

Palabras clave: ensayo de cuero, calzado de seguridad, ensayo rápido, calidad, ensayo no destructivo, diseño de máquinas

Abstract

This project presents the design and development of a testing machine for leather uppers used in safety footwear manufacturing. The system reproduces, in a controlled and repeatable manner, the localized deformation generated during the industrial toe-lasting process. The machine integrates a clamping system, a deformation actuator, an indexed rotating table with selectable toe molds, and an operator interface. Its aim is to ensure material quality, improve repeatability, and meet the production rates required for large-scale manufacturing.

Keywords: *non-destructive testing, in-line testing, machine design, leather testing, safety footwear, rapid testing, quality*

Contenido

Agradecimientos.....	3
Resumen.....	4
Abstract.....	5
Contenido.....	6
Introducción.....	8
1.1 Aspecto Industrial.....	8
1.2 Planteo del Problema.....	10
1.3 Propuesta del Proyecto.....	11
1.4 Desafíos de Ingeniería y Alcance.....	11
2. Marco teórico.....	13
2.1 Fundamentos Estructurales del Cuero.....	13
2.2 Comportamiento mecánico.....	14
2.3 Viscoelasticidad y Humedad.....	15
2.4 Anisotropía y Variabilidad Topográfica.....	17
2.4.1 Naturaleza Anisótropa del Material.....	17
2.4.2 Variabilidad Topográfica.....	19
2.5 Mecánica del Proceso de Armado.....	20
2.6 Ensayos y control de calidad.....	21
2.7 Conclusión.....	22
3. Variables y conceptos del diseño.....	23
3.1 Idea general y consideraciones.....	23
3.2 Antecedentes personales.....	24
4. Diseño de soluciones.....	26
4.1 Fijación del cuero fija.....	26
4.1.2 Descripción del mecanismo.....	26
4.1.2 Características de Diseño.....	28
4.1.3 Cálculos de apriete.....	29
4.2 Fijación móvil.....	32
4.2.1 Descripción general del funcionamiento.....	32
4.2.2 Verificación del mecanismo.....	34
4.3 Configuraciones de hormas.....	36
4.4 Mesa giratoria.....	39
4.4.1 Concepto y Funcionalidad.....	39
4.4.2 Selección de componentes.....	40
4.5 Sistema de sujeción magnética.....	45
4.5.1 Concepto y Funcionalidad.....	45

4.5.2 Arquitectura del Sistema Magnético.....	46
4.5.3 Cálculo de selección de imanes.....	47
4.6 Placas porta-hormas.....	48
4.6.1 Descripción general de funcionamiento.....	48
4.6.2 Diseño y concepto geométrico.....	49
4.7 Estiramiento principal.....	50
4.7.1 Descripción general de funcionamiento.....	50
4.7.2 Diseño y concepto geométrico.....	51
4.7.3 Cálculos de fuerza de estiramiento.....	52
4.7.4 Selección de componente.....	54
4.8 Circuito neumático.....	55
4.8.1 Lista de componentes.....	55
4.8.2 Secuencia general de operación.....	55
4.8.3 Diagrama neumático.....	56
4.9 Lógica de funcionamiento.....	57
4.9.1 Descripción general.....	57
4.9.2 Evaluación del tiempo de ciclo.....	58
5. Conclusiones y recomendaciones.....	61
Conclusiones.....	61
Recomendaciones.....	62
Bibliografía.....	63
Anexo A: Memoria de cálculos.....	64
A.1 Cálculo mesa giratoria.....	64
A.2 Cálculo fijación de cuero fija.....	65
A.3 Cálculo estiramiento principal.....	66
Anexo B: Fichas técnicas.....	67
Anexo C: Planos.....	68

Introducción

1.1 Aspecto Industrial

La industria del calzado se caracteriza por la convivencia de procesos artesanales tradicionales y líneas de manufactura de alta eficiencia. Uno de los mayores desafíos en la automatización de este sector reside en la materia prima: el cuero natural. A diferencia de los materiales sintéticos, el cuero posee propiedades anisótropas y heterogéneas; su resistencia a la tracción y elasticidad varían significativamente no solo entre lotes, sino dentro de distintas zonas de una misma pieza y poseen imperfecciones invisibles para el ojo humano.

En el proceso de fabricación de calzado, la etapa de "armado" es crítica. Durante esta fase, la capellada (parte superior frontal del calzado) es estirada sobre la horma para adquirir su forma definitiva. Una vez que el cuero toma la forma se realiza la acción de pegado. En esta última acción se fija la capellada al zapato con la forma final para luego ser inyectado. Este proceso somete al material a tensiones mecánicas severas, particularmente en la zona frontal o puntera.

En la Figura 1 - 1 se puede observar esquemáticamente los diferentes pasos mencionados en la producción de zapatos y, en este caso especial, zapatos de seguridad. Es de importancia para la comprensión de este proyecto comprender la terminología de cada acción y los diferentes componentes que se deben tener para la producción de zapato. La secuencia aquí descrita es una de las partes que componen la línea de producción de zapatos de seguridad, pero es en la que haremos énfasis y en la que se encuentra el problema a resolver.



Figura 1 - 1: Secuencia de pasos para la fabricación de seguridad.

1.2 Planteo del Problema

En la línea de producción estudiada, perteneciente a la empresa Maincal SA, existe que la incidencia más frecuente de falla ocurre durante el proceso de pegado y estirado que se lleva a cabo en la máquina de armado. Más precisamente en la acción de estirado, la cual se puede apreciar en la Figura 1 - 2.

El problema del cual trata el proyecto es la rotura súbita del cuero al momento del estirado del mismo para que tome la forma de la puntera y pueda ser pegado y fijado para continuar con la línea de producción. Cuando una capellada cede o se rompe en esta etapa avanzada, el costo asociado es elevado: se pierde no solo el material, sino también el valor agregado de los procesos previos (corte, aparado, costura) y se generan tiempos muertos que afectan la eficiencia global de la línea. Dado que el diseño del calzado es una variable inamovible, la solución no puede modificar la geometría del producto, sino que debe asegurar la aptitud de los componentes antes de su ensamblaje y el agregado de valor.



Figura 1 - 2: Proceso de estirado de capellada.

A pesar de que la materia prima se somete a controles de calidad estandarizados (espesor, acondicionamiento y normas ISO), estos ensayos suelen ser destructivos y se realizan por muestreo estadístico sobre el lote. Estos controles en la realidad no garantizan el comportamiento mecánico individual de cada pieza cortada debido a la naturaleza del material con el que se trabaja.

1.3 Propuesta del Proyecto

El presente Proyecto Final de Ingeniería Mecánica tiene como objetivo el diseño, cálculo y desarrollo de una máquina de ensayo en línea capaz de realizar una validación funcional del 100% de las capelladas antes de su ingreso a la etapa de aparado.

El dispositivo propuesto simulará las condiciones de carga reales a las que será sometido el material, aplicando una deformación controlada en la zona de la puntera. La máquina debe operar bajo un esquema de decisión "Pasa / No Pasa", identificando y descartando aquellas piezas que no posean la elasticidad o resistencia mecánica mínima requerida, evitando así que ingresen al flujo de valor agregado.

1.4 Desafíos de Ingeniería y Alcance

El desarrollo de este equipo plantea desafíos multidisciplinarios que integran el diseño mecánico, la automatización y la selección de materiales. Los requerimientos críticos identificados del diseño incluyen:

Mecanismos de Sujeción: Diseño de mordazas capaces de ejercer altas fuerzas de retención sin dañar la superficie estética del cuero.

Sistema de Actuación y Control: Evaluación y selección de tecnologías de generación de fuerza (hidráulica, neumática o eléctrica) que permitan un control del desplazamiento y la carga, garantizando la repetibilidad del ensayo.

Adaptabilidad y Flexibilidad: El sistema debe ser capaz de reconfigurar rápidamente para adaptarse a diferentes talles y geometrías de puntera debido a que es un factor importante en la obtención de resultados significativos.

Integración en Línea: La máquina debe cumplir con tiempos de ciclo compatibles con la cadencia de producción, asegurando la trazabilidad de los datos y la seguridad operativa. Al momento de la realización, se conoce el dato de que lo máximo que produce la fábrica por día es de 3000 pares/día, siendo esto un valor de referencia para lograr cumplir este objetivo.

A lo largo de este documento, se presenta el análisis del estado del arte, la matriz de decisión para la selección tecnológica, el dimensionamiento de los elementos de máquina y el diseño de detalle del sistema, justificando cada decisión bajo diferentes criterios.

2. Marco teórico

2.1 Fundamentos Estructurales del Cuero

El cuero es un material proteico fibroso, constituido principalmente por colágeno, que ha sido tratado químicamente (curtido) para preservar sus propiedades físicas. A diferencia de los materiales sintéticos homogéneos, el cuero es un material anisótropo y heterogéneo, lo que significa que sus propiedades mecánicas varían según la dirección de la fuerza aplicada y la ubicación en la piel del animal.

Para entender su comportamiento en una máquina de ensayo, es fundamental analizar su microestructura, la cual se divide en dos capas principales:

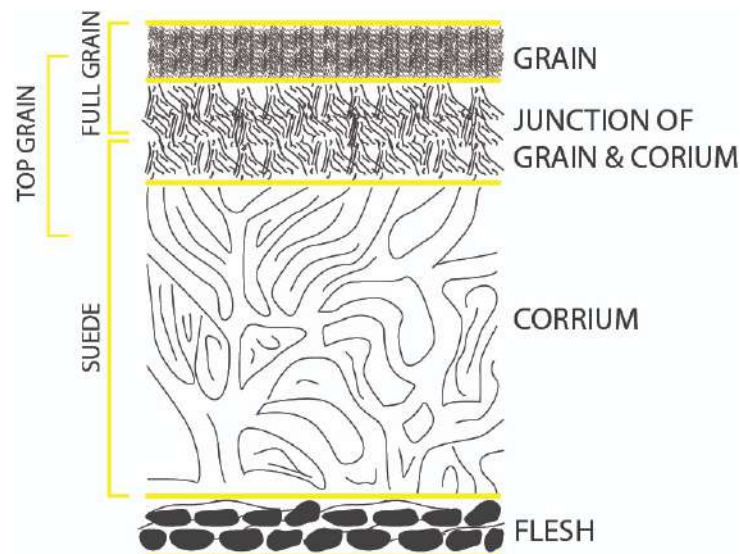


Figura 2 - 1: Estructura interna del cuero.

- La Flor (Grain): Es la capa superficial, caracterizada por una apariencia compacta y compuesta por fibras de colágeno muy finas (diámetros entre 5 y 200 nm). Esta capa es crítica para la estética del calzado, pero es mecánicamente más débil y propensa a agrietarse bajo tensión superficial

- El Corium: Se encuentra debajo de la flor y constituye la mayor parte del espesor. Está formado por fibras más gruesas (alrededor de 100 μm) dispuestas en una red entretrejida aleatoria. Esta capa es la responsable de la resistencia estructural principal del material

La interacción entre estas dos capas es crítica. Bajo tensión excesiva, la diferencia en los módulos de elasticidad entre la flor y el corium puede provocar una delaminación interna o la ruptura de la superficie (flor) antes que la ruptura total del material. Este fenómeno, conocido como "reventón de flor" o grain cracking, constituye una falla funcional en el calzado, aunque la pieza no se haya partido en dos.

2.2 Comportamiento mecánico

El cuero no se comporta como un resorte lineal simple, es decir, no obedece la Ley de Hooke. Su respuesta ante la carga es compleja y no lineal. Su curva típica de Esfuerzo-Deformación bajo tracción es típicamente en forma de "J" como puede observarse en la Figura 2 - 2 dividiéndose en tres fases mecánicas distintas.

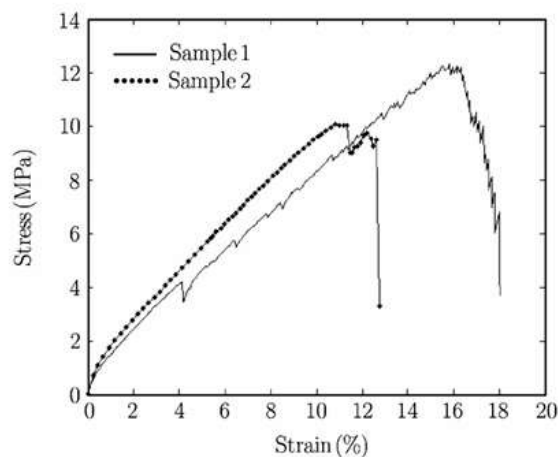


Figura 2 - 2: Curvas tensión deformación [1]

Fase Inicial: Cuando la deformación es baja (menor al 1% o 2%), la curva es convexa. En esta etapa, la rigidez es baja y el comportamiento está dominado por la capa de la flor, que actúa como un material viscoelástico. Esto se debe a que las fibras de

colágeno, que naturalmente se encuentran rizadas o plegadas, simplemente se están desenrollando y orientando en la dirección de la carga. No hay estiramiento real de la fibra, solo reacomodamiento geométrico.

Fase Lineal: A medida que aumenta la tensión (aproximadamente entre el 3% y el 10% de deformación), las fibras gruesas del corium se alinean y tensan. La curva se vuelve esencialmente lineal, comportándose de manera elástica con un módulo de Young definido. Aquí es donde el cuero ofrece su verdadera resistencia estructural al proceso de estirado.

Fase de Ruptura: Al superar el límite elástico, comienza el daño irreversible (rotura de enlaces interfibrilares) hasta el fallo macroscópico.

- **Falla de la Flor:** Ocurre primero. Aparecen pequeñas grietas en la superficie cuando se supera el límite elástico de la capa superior

- **Falla Total:** Si la carga continúa, las grietas se propagan hacia el corium hasta la ruptura total de las fibras, lo cual sucede a menudo de forma abrupta.

Por lo aquí evaluado, el sistema de validación debe ser capaz de superar la Fase 1 para evaluar la integridad real del material en la Fase 2. Un ensayo que aplique una fuerza insuficiente podría estar midiendo simplemente el "desenredado" de las fibras y no la resistencia mecánica de la capellada.

2.3 Viscoelasticidad y Humedad

El cuero es un material viscoelástico. Esto significa que su respuesta mecánica depende no solo de la magnitud de la carga, sino de la velocidad de aplicación y del tiempo de exposición. Se presentan dos fenómenos fundamentales:

Relajación de Tensión: Si se estira una muestra de cuero hasta una deformación fija y se mantiene esa posición, la fuerza interna necesaria para mantener dicha deformación decae exponencialmente con el tiempo.

Fluencia: Si se aplica una fuerza constante (carga muerta), el material continúa deformando progresivamente con el tiempo debido al deslizamiento viscoso de las fibras dentro de la matriz interfibrilar.

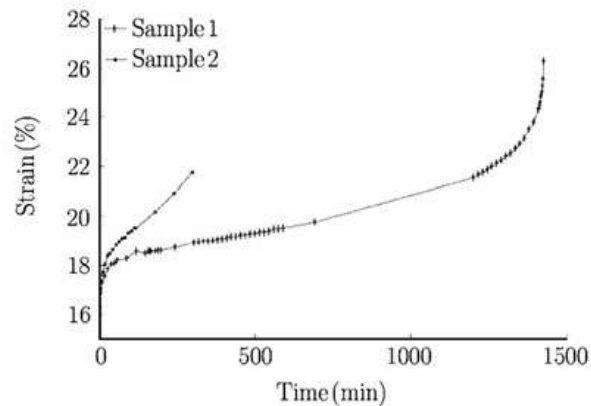


Figura 2 - 3: Comportamiento viscoelástico del cuero. [1]



Figura 2 - 4: Distribución de la resistencia a la tracción del cuero de calzado de seguridad, valor promedio y límites de confianza al 95 por ciento [2]

Con esto podemos decir que la variable 'tiempo' es tan crítica como la variable 'fuerza'. Por lo que, para obtener datos fiables, el ciclo de carga debe estar automatizado y estandarizado temporalmente.

Además, la humedad altera drásticamente estas curvas: una humedad relativa alta (ej. 60%) ablanda el material, elimina la fase lineal clara y puede aumentar la tensión última de ruptura, permitiendo mayor estiramiento antes del fallo.

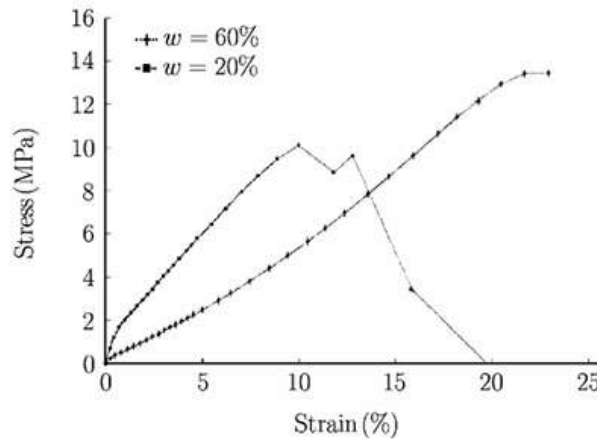


Figura 2 - 5: Efecto de la humedad en la curva tensión deformación [1]

2.4 Anisotropía y Variabilidad Topográfica

2.4.1 Naturaleza Anisótropa del Material

El cuero se define como un material intrínsecamente **anisótropo**, lo que significa que sus propiedades físicas y mecánicas varían dependiendo de la dirección en la que se aplique la carga o el esfuerzo. Esta característica es consecuencia directa de su microestructura: una red tridimensional de fibras de colágeno entrelazadas de manera aleatoria, pero con tendencias direccionales específicas. Las fibras de colágeno tienden a alinearse según las "Líneas de Langer" que son líneas de tensión biológica del animal. La resistencia a la tracción es mayor en la dirección paralela a estas líneas y la elasticidad es mayor (hasta un 40-60%) en la dirección perpendicular.

Alineación Preferencial: Estudios mediante microondas y dispersión de rayos X han demostrado que estas fibras no están distribuidas al azar. Existe una alineación preferencial que tiende a ser paralela a la columna vertebral y a las extremidades del animal, coincidiendo con las líneas de tensión natural de la piel viva (Líneas de Langer)

Mecanismo Biológico: Esta orientación proporciona soporte estructural dinámico para prevenir la destrucción de la piel durante el movimiento del animal

Por ejemplo, en pieles de bovino y ovino, se observó que la dirección predominante de las fibras puede ser perpendicular a la columna vertebral en ciertas zonas, respondiendo a la carga de gravedad y el peso del pelaje.

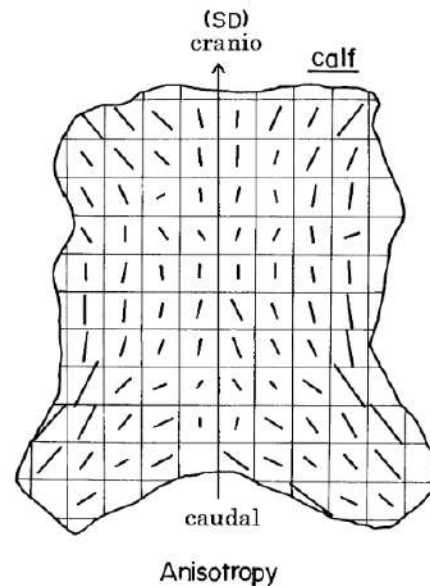


Figura 2 -6: Mapa de distribución de la orientación de las fibras de colágeno en la piel de ternero examinado. La longitud y la inclinación de un segmento de línea en cada celda representan el grado y la dirección media de la orientación de las fibras.[3]

La anisotropía afecta directamente los resultados y la predecibilidad del comportamiento mecánico:

Resistencia dependiente de la dirección: En ensayos de tracción, las muestras cortadas en sentido transversal (perpendicular a la columna) suelen mostrar un comportamiento mecánico diferente a las longitudinales. Se ha observado que las muestras transversales pueden presentar una mayor distensión antes de la ruptura de la flor en comparación con las longitudinales

Mecanismo de Falla: La ruptura de la flor (la capa superior estética) está influenciada por la disposición de los poros. En muestras longitudinales, los poros pueden estar alineados de tal forma que facilitan la propagación de grietas entre ellos, haciendo que la muestra sea más débil en esa dirección.

2.4.2 Variabilidad Topográfica

Además de la dirección, las propiedades del cuero cambian drásticamente según la ubicación geográfica de la muestra dentro de la misma piel (cuello, falda, lomo, etc.). La resistencia a la tracción en la zona del crupón (lomo) es significativamente mayor y la elasticidad menor en comparación con las faldas (barriga) o el cuello.

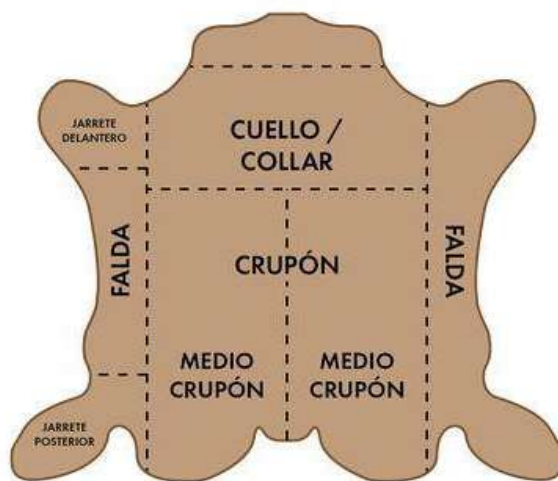


Figura 2 - 7: Zonas de cortes de plancha de cuero.

Es por esto que no existe una homogeneidad garantizada en una hoja de cuero completa.

- **Distribución de la Fuerza:** Investigaciones que mapean la resistencia al desgarre han encontrado que esta propiedad varía considerablemente a través de la piel. En estudios comparativos, se encontró que la piel de ovino presenta la mayor variabilidad topográfica en resistencia, mientras que la de ciervo y bovino es más consistente, aunque sigue presentando diferencias significativas entre zonas

Debido a esta variabilidad, un ensayo realizado en una zona defectuosa o estructuralmente diferente puede arrojar valores erróneos que no representan la calidad general del lote

Durante el corte de las piezas, la orientación se define para maximizar el uso del área, a veces comprometiendo la orientación mecánica ideal. Una capellada cortada

perpendicularmente a las líneas de tensión se deformará excesivamente bajo la carga de armado, mientras que una cortada en zonas de baja densidad fibrosa se rasgará. Estas variaciones son indetectables mediante inspección visual o medición de espesor en los controles de calidad al recibir la plancha de cuero.

2.5 Mecánica del Proceso de Armado

La máquina de armado es un equipo industrial diseñado para conformar la parte frontal de la capellada del calzado alrededor de la horma y la puntera, garantizando la geometría final requerida en el proceso de montaje. Su función principal consiste en aplicar de manera controlada una combinación de fuerzas de empuje y sujeción sobre el cuero para adaptarlo a la superficie tridimensional de la horma sin generar arrugas, deslizamientos ni deformaciones indeseadas para ser pegado y fijado en la posición final antes de ser inyectado y terminado.

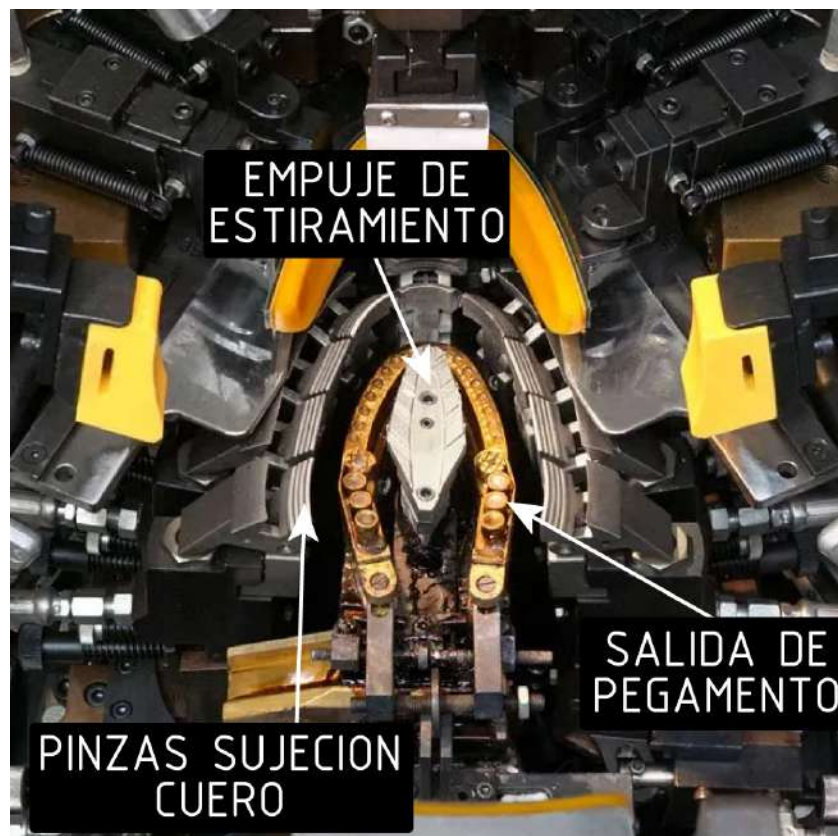


Figura 2 - 8: Descripción de la máquina de armado.

Desde el punto de vista mecánico, en la función de estiramiento el equipo utiliza mordazas y un mecanismo de empuje central que actúan de forma coordinada. Se trata de un proceso repetitivo por el cual pasan cada uno de los zapatos, luego del estirado la máquina permite automáticamente sostener el zapato en su posición y pegarlo.

La tecnología utilizada en la gran mayoría de estas máquinas es la hidráulica, esto indica un límite en la velocidad de la máquina pero asegura la robustez necesaria para mantener la repetibilidad en el producto final. Esto es un aspecto no menor en relación a las aspiraciones de este proyecto.

2.6 Ensayos y control de calidad

Para validar la calidad del cuero en este contexto, existen dos tipos de ensayos fundamentales que poseen normas que lo definen completamente:

- **Ensayo de Tracción (Normativa NOM-113-STPS-1994)**

Mide la fuerza necesaria para estirar una probeta hasta su ruptura.

Parámetros clave: Resistencia a la tracción (kgf/mm²), resistencia al desgarre y el porcentaje de alargamiento a la rotura

Relevancia: Asegura que el cuero tenga la integridad estructural básica. Sin embargo, estudios indican que muchos cueros cumplen con el desgarre y alargamiento, pero fallan en resistencia a la tracción.

- **Ensayo de Distensión de Flor (Ball Burst)**

Este es el ensayo más crítico para predecir el comportamiento en el montado (normas ISO 3379, NMX-A-237)

Funcionamiento: Una probeta circular se sujeta por el perímetro y un émbolo con punta esférica la presiona desde el centro hacia arriba a velocidad constante

Punto de Falla de la Flor: Se registra la distancia (en mm) y la fuerza (en N) en el momento exacto en que aparece la primera grieta visual en la superficie

Estándares: Se considera que un cuero para empeine es seguro para manufactura si soporta una distensión mínima de 7 mm (estándar internacional) o 7.3 mm (México) antes de agrietarse

2.7 Conclusión

El problema de las fallas en línea no es un problema de "calidad del material" en general, debido a que los controles de calidad pueden ser exitosos en general mientras que pueden existir diferentes particularidades aleatorias en cada capellada específica que sean las que luego provocan la rotura inesperada. Una de las maneras de prevenir la falla es someter al material a un estado de tensión controlado que replique mecánicamente la Fase II de su curva de comportamiento, discriminando así las piezas que exhiben una característica inadecuada antes de agregarles valor.

3. Variables y conceptos del diseño

3.1 Idea general y consideraciones

La solución propuesta consiste en el diseño y desarrollo de una Estación Mecatrónica de Ensayo Controlada, concebida para operar en flujo continuo dentro de una línea de manufactura de calzado.

El concepto de este equipo es realizar una prueba funcional no destructiva del tipo Pasa-No Pasa para cada una de las capelladas cortadas a diferencia de las máquinas de laboratorio que buscan caracterizar el material hasta la rotura. El principio utilizado es la simulación de la operación conflictiva y para esto se busca replicar el vector de fuerza crítico que experimentará la capellada en la operación posterior de armado, pero en un entorno controlado y medible. Una de las principales diferencias que existen del ensayo que se debe llevar a cabo es que se debe ensayar solo la pieza de cuero de la capellada. Esto es una gran diferencia debido a que en la máquina de armado se realiza el estiramiento con la capellada una vez trabajada y montada sobre el aparato general del zapato que se encuentra montado en una horma según el talle.



Figura 3 - 1: Capellada.

El sistema se define como una máquina de arquitectura vertical, de carga y descarga manual en su concepción, gobernada por una lógica integrada electrónicamente para verificaciones y coordinaciones de seguridad. Por otro lado se cuenta con una lógica integrada en el circuito neumático encargado de realizar los movimientos.

Debido a que se trabaja con materia prima que luego va a ser utilizada para un producto final, se debe tener muy en consideración el trato que se tiene con el material de ensayo. Un aspecto principal en esta línea es que debido a la naturaleza del cuero no se debe exceder la deformación del mismo de manera que quede inutilizado para su posterior uso en el producto final. De esta manera es crucial un trato controlado y seguro para cada tipo de material, será materia de la puesta a punto encontrar el punto para cada material en pos de lograr resultados satisfactorios y útiles del ensayo.

3.2 Antecedentes personales

Ambos integrantes del proyecto tuvieron la oportunidad de realizar pasantías en la empresa Maincal S.A., una firma líder en la fabricación de calzado de seguridad en Argentina y responsable de marcas ampliamente reconocidas como Funcional y Voran. Esta experiencia profesional fue fundamental para comprender en profundidad las necesidades reales del proceso y, en particular, la problemática vinculada al ensayo de deformación de capelladas.

Durante su pasantía, el integrante Ignacio desarrolló un primer prototipo de la máquina de ensayo dentro de la propia planta, en respuesta directa al inconveniente detectado en la línea. En esta etapa se diseñó con éxito el circuito neumático y se construyó una estructura preliminar capaz de alojar las pinzas de sujeción del cuero y el cilindro actuador central. Este trabajo inicial permitió obtener una comprensión empírica de múltiples aspectos técnicos que posteriormente se retoman y formalizan en el presente proyecto.

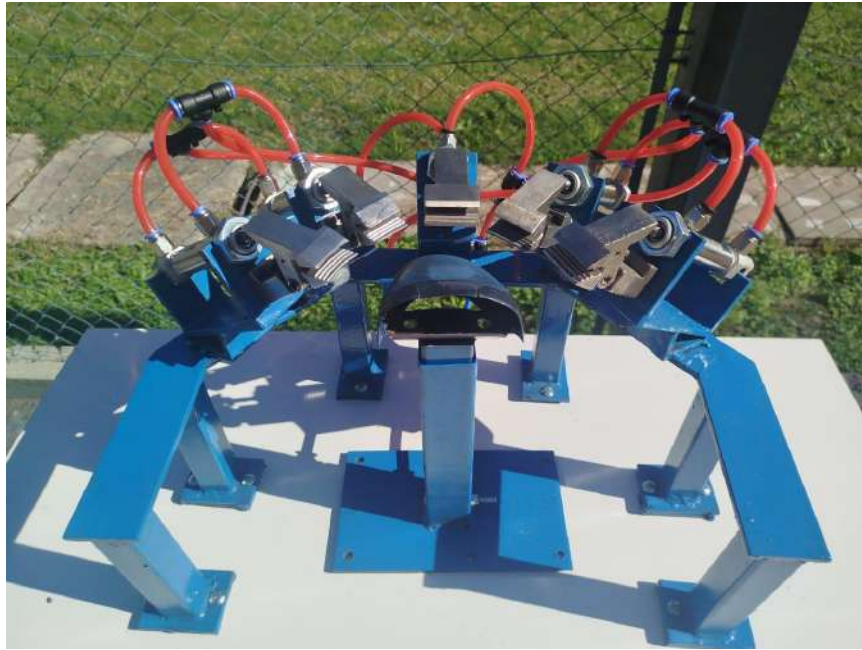


Figura 3 - 2: Primer prototipo realizado.

Luego en una etapa posterior, el integrante Agustin tuvo la posibilidad de realizar mejoras al prototipo para ya realizar pruebas de funcionamiento en línea. Luego de pruebas con la materia prima, en esta etapa se pudieron detectar aspectos a mejorar los principales desafíos que tenía el éxito del ensayo.

Algunas de las cuestiones que se mejoraron fueron que el cilindro central debía ejercer mayor fuerza para lograr la deformación requerida.

También se observó que la fuerza necesaria para evitar el deslizamiento del cuero sobre las pinzas era un factor crítico y se debía trabajar para lograr mayor repetibilidad. La geometría de la pinza y la fuerza eran los factores más determinantes a la hora de evitar el deslizamiento.

4. Diseño de soluciones

4.1 Fijación del cuero fija

4.1.2 Descripción del mecanismo

En el proceso de armado la capellada es sostenida por mordazas que lo mantienen en su lugar para recibir el estiramiento del cilindro central y que el cuero pueda tomar la forma final requerida. En este caso, se diseñó un mecanismo que nos permita sostener el cuero de la misma manera. Para esto se buscó que la energía utilizada para lograr esto sea neumática debido a la disponibilidad y las ventajas de la misma.

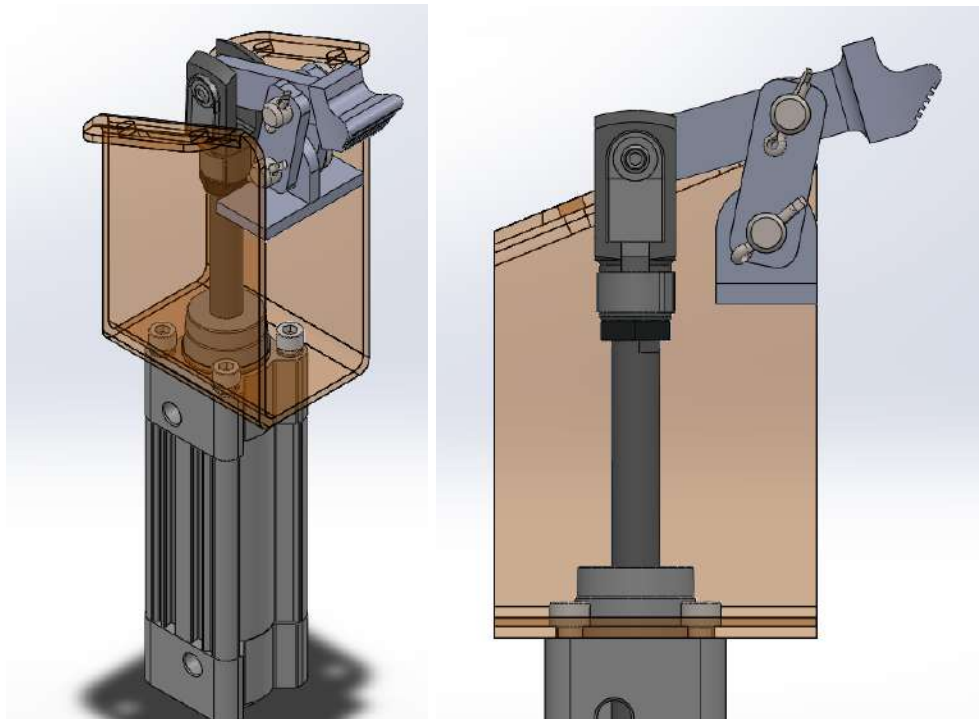


Figura 4 - 1: Mecanismo de fijación del cuero.

El subsistema de fijación diseñado consiste en un mecanismo de mordaza oscilante de accionamiento indirecto, operado mediante el actuador lineal neumático. Su función principal es restringir los grados de libertad de la capellada de cuero contra la mesa del

ensayo, garantizando la inmovilidad del material durante la aplicación de la carga central.

El diseño se basa en una configuración de palanca, la cual transforma el movimiento lineal horizontal del actuador en un movimiento angular de sujeción, optimizando el espacio de trabajo y permitiendo la amplificación de la fuerza aplicada.

El conjunto mecánico se estructura a partir de tres elementos que definen su cinemática:

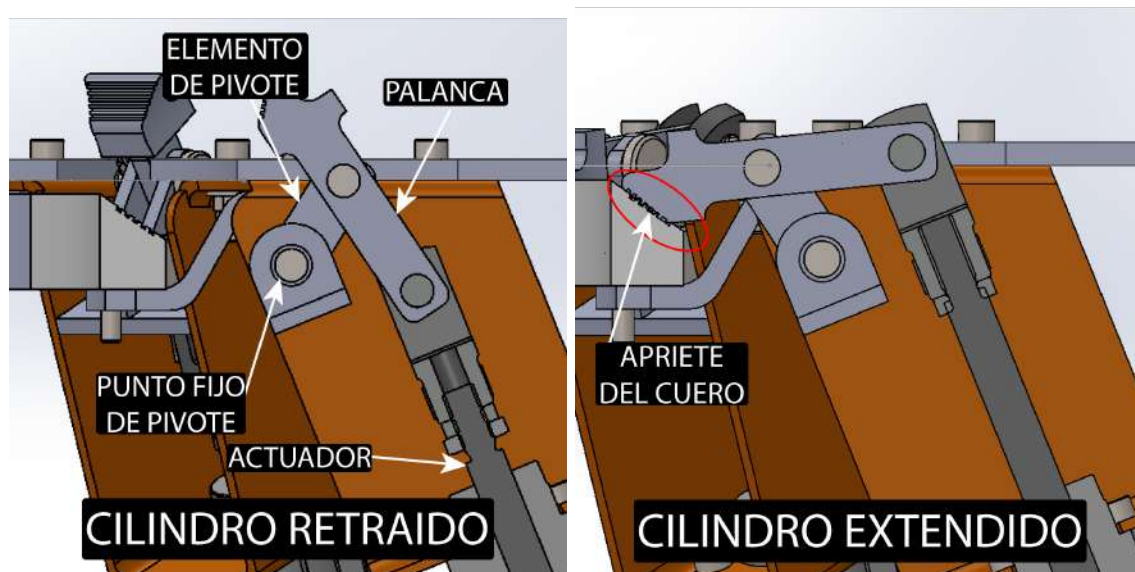


Figura 4 - 2: Izq. Mecanismo desenergizado. Der. Mecanismo en posición de apriete.

Unidad de Potencia (Actuador): Un cilindro de doble efecto fijado a la mesa de trabajo a través de una chapa estructural rígida y fija a la mesa de trabajo. Este componente proporciona la fuerza motriz axial controlada mediante la presión del fluido de trabajo.

Elemento de Transmisión (Palanca): Un brazo rígido que oscila sobre el elemento de pivote. Este elemento conecta cinemáticamente el vástago del actuador con el punto de aplicación de la carga sobre el material, que en el extremo de la palanca tiene una geometría específica para interactuar con la superficie del cuero.

Intermediario (Elemento pivote): Este elemento le da una vinculación al elemento de transmisión entre un punto de pivote fijo en la estructura y un punto intermedio del mismo elemento. De esta manera lo que logramos es una mayor amplitud de

movimiento de la palanca que era requerida y una optimización de la aplicación de la fuerza para su máxima ventaja mecánica al momento de apriete.

La orientación angular de los cilindros es una decisión de diseño que tiene que ver con el mecanismo de intercambio de talles de horma. Este aspecto fue evaluado y un factor clave a la hora de elegir el mejor mecanismo

4.1.2 Características de Diseño

La selección de un mecanismo de sujeción constituye un aspecto crítico del diseño, ya que determina la repetibilidad y la capacidad del sistema para reproducir las condiciones de carga presentes en el proceso industrial original. Luego de evaluar múltiples alternativas se determinó que la cinemática tipo *toggle clamp* ofrece la mejor relación entre robustez, precisión operativa y adecuación a la función deseada.

El mecanismo tipo *toggle clamp* utiliza una articulación con bielas que atraviesan un punto de sobrecentro. Esto produce dos efectos:

- 1. Amplificación de la fuerza de cierre**

La geometría del sistema permite multiplicar la fuerza entregada por el actuador, logrando una presión de sujeción mayor sin necesidad de recurrir a cilindros de gran tamaño u otras tecnologías como la hidráulica.

- 2. Cierre estabilizado**

Al sobrepasar el punto muerto, el mecanismo adquiere una mayor rigidez ante cargas externas, evitando aperturas involuntarias incluso ante deformaciones del cuero durante el ensayo. Este comportamiento resulta superior a mecanismos lineales simples, los cuales dependen exclusivamente del torque del actuador para mantener la posición.

- 3. Mayor accesibilidad para el operario**

La cinemática del sistema genera un mayor recorrido de apertura cuando el cilindro actuador se encuentra retraído, lo que facilita la manipulación manual de la capellada. Esto es un aspecto no menor dado el volumen diario de producción y la variabilidad dimensional entre modelos.

Para garantizar una sujeción confiable sin deformar o dañar la capellada, se incorporó una superficie estriada. Esto reduce las presiones requeridas para evitar deslizamientos y con esto mejora la repetibilidad del ensayo.

El uso de un actuador neumático se justifica por criterios de seguridad, limpieza industrial y comportamiento dinámico del sistema.

- **Inocuo ante fugas:** a diferencia de los sistemas hidráulicos, el aire comprimido no contamina el cuero la materia prima
- **Disponibilidad de la energía:** la tecnología neumática es ampliamente utilizada en la industria del calzado. Esto permite reducir el mantenimiento y la complejidad de la máquina.

También se evaluó la opción eléctrica, pero se descartó por su mayor complejidad en el control fino del apriete y por reducir la tolerancia a variaciones dimensionales del cuero.

El mecanismo propuesto posee pocas uniones móviles, baja complejidad y un diseño modular, permitiendo que tanto la inspección como el reemplazo de componentes sea más sencillo. Dada la cantidad de ciclos diarios esperados y la naturaleza del ambiente, este criterio resulta considerable a la hora de la elección frente a diferentes tecnologías.

4.1.3 Cálculos de apriete

Para que el ensayo cumpla con su función debe ser prioritario asegurar que no habrá deslizamiento del cuero sobre las mordazas al momento de la aplicación de la fuerza central.

Para determinar la fuerza lineal que el mecanismo debería ser capaz de soportar tomamos como referencia la fuerza máxima que nos puede entregar el actuador central que se encarga de tirar del cuero. Esto es considerado una cota máxima del sistema. La fuerza que tenemos disponible es de 480 N. Debido a que se cuenta con 5 mecanismos de sujeción, si las fuerzas se repartieran en partes iguales cada mecanismo debería soportar 96 N. Debido a que no se tiene una geometría uniforme y no es constante podemos tomar un coeficiente de seguridad de 3. Además, para que no exista

deslizamiento necesitamos que la fuerza de fricción sea mayor a la fuerza de tracción donde la fuerza de fricción es: $F_{Fricción} = \mu \cdot N$

Donde para el cuero en superficies lisas tiene un coeficiente de fricción entre 0,4 y 0,6 aproximadamente.

Para mejorar esta situación se cuenta con que las superficies que estarán en contacto sujetando el cuero serán ranuradas, mejorando considerablemente el coeficiente de fricción por lo que consideramos el máximo valor de los posibles para superficies lisas siendo el mismo de 0,6. La fuerza requerida para evitar el deslizamiento es entonces:

$$\Rightarrow N_{Requerida} = \frac{F_{Traccion}}{\mu} = \frac{288 \text{ N}}{0,6} = 480 \text{ N}$$

Según la geometría que tenemos podemos verificar la multiplicación de la fuerza que obtendremos en el mecanismo planteado y así verificar que no habrá deslizamiento.

Para esto verificaremos que el cilindro seleccionado es adecuado para la función. Se seleccionó un actuador de diámetro de émbolo de 32 mm, los cuales a una presión de 6 bar y en su modo avance nos da una fuerza disponible de 482 N. En este caso se seleccionó de la marca FESTO el cilindro DSBF-C-32-50 para un mejor montaje.

Planteando sumatoria de momentos en el eje del pivote en el momento de contacto de la mordaza tenemos:

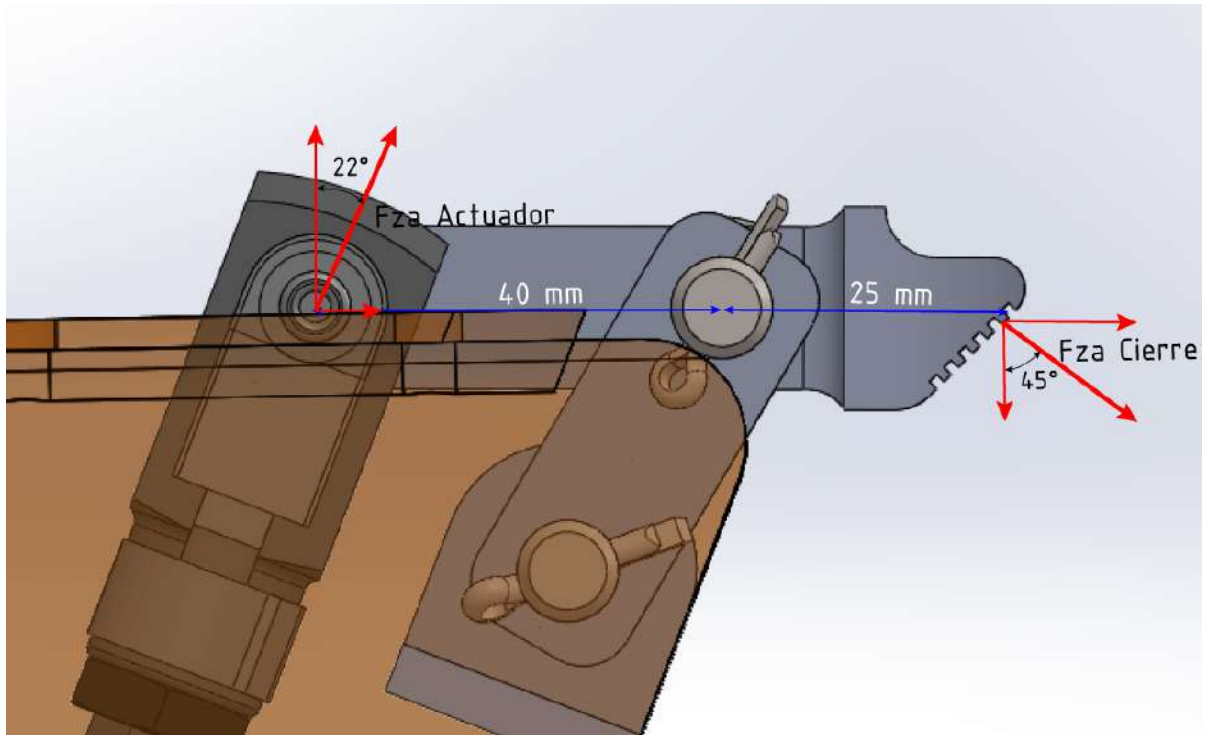


Figura 4 - 3: Dimensiones funcionales del mecanismo.

$$\sum \text{Momento} = 0 = \text{Momento pistón} - \text{Momento cierre} = F_{za \text{ Actuador}_y} \times \text{DistA} - F_{za \text{ Cierre}_y} \times \text{DistB}$$

$$\Rightarrow FC_y = FA_y \times \frac{\text{Dist A}}{\text{Dist B}} = FA \times \cos(22^\circ) \times \frac{40 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 712 \text{ N}$$

Luego si hacemos sumatoria de fuerzas en el eje x tenemos que:

$$\sum \text{Fuerzas X} = F_{za \text{ Actuador}_x} - F_{za \text{ Cierre}_x} = 0 \Rightarrow FC_x = FA_x \cdot \sin(22^\circ) = 180 \text{ N}$$

Ahora podemos obtener la fuerza total de cierre sobre la mordaza aproximada que es de la manera:

$$F_{\text{CIERRE}} = \sqrt{FC_y^2 + FC_x^2} = 734 \text{ N}$$

Con esto podemos asegurar que seremos capaces de evitar el deslizamiento. Luego se deberá tener en cuenta que una excesiva fuerza de sujeción puede dañar la materia prima por lo que la fuerza debe ser controlada y ajustada según la necesidad.

4.2 Fijación móvil

4.2.1 Descripción general del funcionamiento

Para simular correctamente la operación real de armado, es necesario reproducir las condiciones en las que la capellada es estirada sobre la horma. En el proceso industrial, el aparado se monta en la horma correspondiente al talle, y la máquina de armado empuja la horma hacia la capellada previamente sujeta. Durante esta acción, el cuero adopta la geometría final mientras está restringido axialmente, condición que determina el estado de carga real al que se somete el material.

Dado que esta restricción axial influye de manera directa en la distribución de tensiones y en el modo en que el cuero cede o falla, la máquina de ensayo debe replicarla con precisión. Para tal fin, se diseñó un mecanismo de sujeción que fija la capellada en su ojal central, pero que a la vez permite un desplazamiento controlado de la sujeción durante el estirado. Esto asegura que el ensayo reproduzca fielmente el comportamiento mecánico del cuero en la etapa de armado, manteniendo la restricción axial mientras permite el movimiento relativo necesario para la deformación.

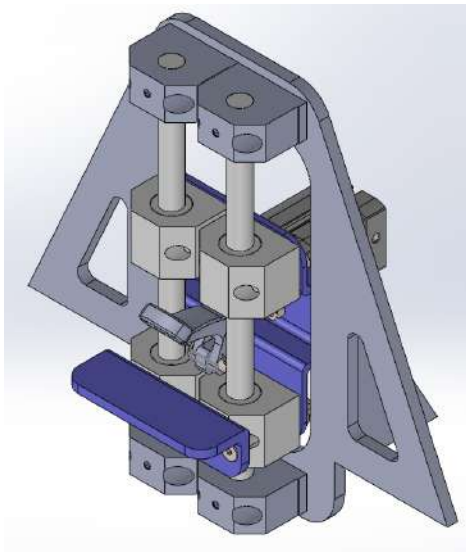


Figura 4 - 4: Izq. Mecanismo general. Der. Aparado.

El mecanismo de fijación se monta sobre un conjunto de guías lineales cilíndricas que permiten el desplazamiento de la sujeción durante el ensayo. Estas guías utilizan rodamientos lineales de bolas, seleccionados para minimizar la fricción y asegurar un movimiento axial estable incluso bajo cargas elevadas.

Sobre el soporte móvil de este conjunto se instala el mecanismo de sujeción, diseñado para fijar la capellada a través de su ojal central. La fuerza de apriete necesaria para garantizar una sujeción es generada por un cilindro neumático de doble efecto, que actúa sobre una pinza de cierre. En este caso se elige nuevamente la neumática como energía para el actuador debido a que es una energía disponible en la mayoría de industrias y se utiliza en el resto de la máquina. Además, el uso de neumática permite aplicar fuerzas con tiempos de respuesta cortos, manteniendo un control mediante reguladores de presión y válvulas de caudal.

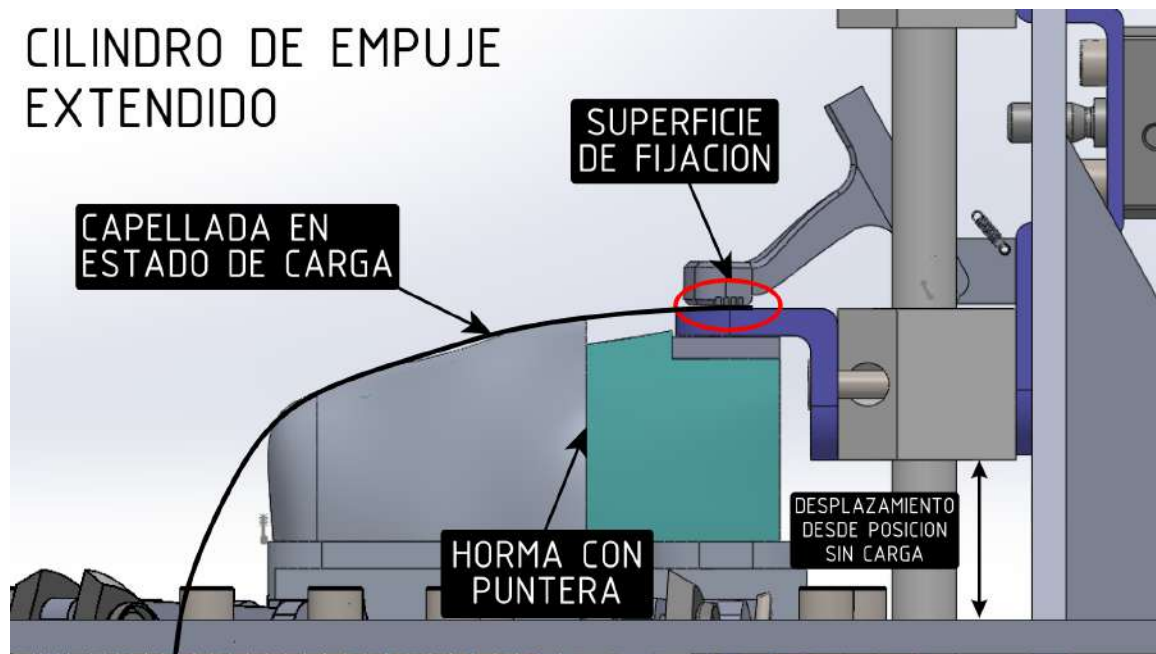


Figura 4 - 5: Desplazamiento vertical del mecanismo móvil debido al contacto con la horma.

La integración del cilindro neumático con el carro lineal permite que la capellada quede sujeta mientras el mecanismo se desplaza libremente sobre las guías al ser empujado por la horma de ensayo. Esta combinación asegura que el sistema reproduzca el estado de carga real del proceso de armado.

4.2.2 Verificación del mecanismo

Debido a que el mecanismo de fijación y la capellada bajo carga se encuentran ligadas a las guías lineales, estas fuerzas serán transmitidas y soportadas por los rodamientos lineales. Esto lleva a que la configuración y los componentes de la guía lineal tengan que ser adecuados para el estado de solicitud.

Para esto, en primer lugar, caracterizamos la configuración del sistema. En este caso y luego de un estudio en las cargas que se tenía se decidió optar por una configuración del tipo de 4 rodamientos lineales que tendrán un movimiento vertical.



Figura 4 - 6: Configuración de rodamiento elegida.

Luego se cargaron las dimensiones que tiene nuestro sistema, específicamente se indica que la distancia entre las barras rectificadas que hacen de guías es de 40 mm y la distancia vertical entre los rodamientos lineales es de 75 mm.

Una vez caracterizado el sistema se procede a seleccionar la dinámica con la que van a funcionar las guías. Se selecciona un perfil de aceleración trapezoidal $\frac{1}{6}$ tanto para el avance como para el retroceso, este perfil es el más adecuado para la mayoría de casos. En este caso, la dinámica del empuje estará directamente relacionada con el movimiento de las guías, para esto se supone que las guías se desplazarán 40 mm en un tiempo de 2 segundos. Este será el desplazamiento durante la carga y deformación del cuero.

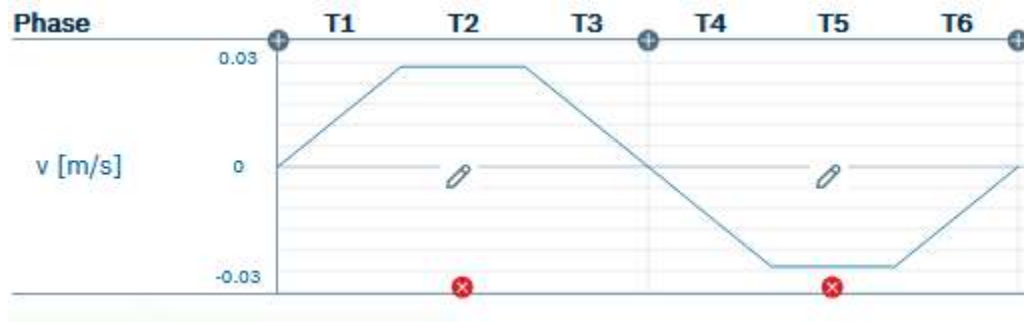


Figura 4 - 7: Perfil dinámico del movimiento

Para caracterizar el estado de carga se consideran las siguientes fuerzas. La fuerza en la que se estira el cuero es una componente de la fuerza de estiramiento que se da en el eje vertical. Debido a esto y tomando como referencia la fuerza máxima disponible de estiramiento que es de 480 N se decide tomar esta fuerza como una cota máxima del esfuerzo que se debe soportar en el estiramiento. De esta manera podemos estar seguros que la fuerza que se deberá resistir será menor que la usada para el cálculo.

- Masa: 1 kg
- Fuerza fijación: 480 N en el centro de la capellada
- Fuerza de estirado de cuero: 480 N

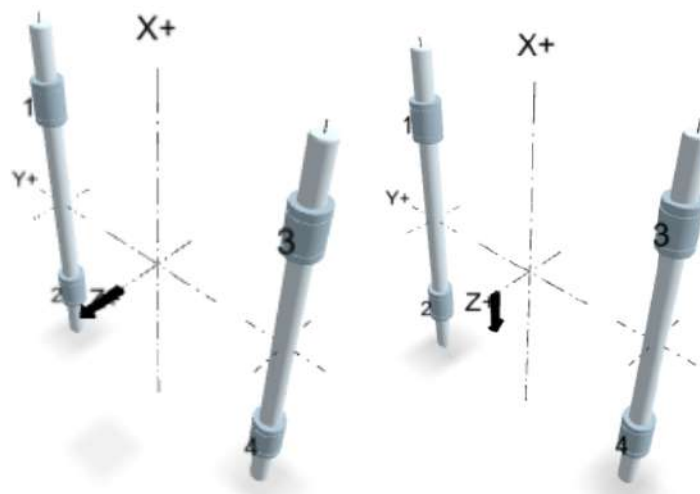


Figura 4 - 8: Orientación de las fuerzas aplicadas

Los resultados que obtenemos son los siguientes:



Figura 4 - 9: Resultado del estado de sollicitación del sistema

Dándonos esto que el sistema será capaz de tener una vida útil considerable bajo los requerimientos presentados.

4.3 Configuraciones de hormas

El proceso de armado del calzado requiere que la capellada adopte la geometría de la horma y, especialmente, de la puntera. Este componente es crítico porque define la forma frontal del zapato y determina cómo se distribuyen las tensiones en el cuero durante la operación de armado. En condiciones reales de producción existen múltiples talles de punteras, según la experiencia personal obtenida en la industria para el caso se identificaron 12 talles disponibles. Cada talle posee variaciones geométricas que modifican el estado de carga que experimenta la capellada. Por lo tanto, para

representar adecuadamente el comportamiento del material, es necesario utilizar punteras que reflejen estas diferencias dimensionales.



Figura 4 - 10: Estantería de los múltiples talles de punteras disponibles.

No obstante, incorporar los 12 talles simultáneamente en la máquina generaría una complejidad excesiva, tanto en la mecánica de selección automática como en el tiempo de cambio entre configuraciones. Para alcanzar un equilibrio adecuado entre representatividad geométrica y eficiencia, se decidió discretizar el conjunto de talles en cuatro punteras representativas, montadas sobre un mecanismo rotativo de selección rápida. Esta configuración permite cubrir la variabilidad geométrica sin comprometer el ciclo productivo.



Figura 4 - 11: Diferencias geométricas entre punteras de talles distintos

Por lo tanto, la elección de cuatro talles responde a dos factores principales:

- Representatividad mecánica del estirado:

Las variaciones geométricas entre punteras contiguas no suelen ser considerables, pero a medida que aumenta la diferencia de talla también cambia el radio de curvatura, la altura y el volumen de la horma. Estas diferencias influyen directamente en cómo la capellada se tensiona, dónde se localizan las zonas críticas y cuál es la magnitud de la deformación impuesta al material. Seleccionar talles distribuidos uniformemente permite reproducir las principales configuraciones de carga sin necesidad de replicar cada talla individualmente.

- Eficiencia operativa de la máquina:

Incorporar más de cuatro estaciones aumentaría el peso, el tamaño de la mesa rotativa, el momento de inercia del sistema y los tiempos de posicionamiento, afectando la productividad del ensayo. Con cuatro talles estratégicamente seleccionados, la máquina puede cambiar de geometría en pocos segundos, minimizando tiempos muertos y manteniendo un diseño mecánico robusto y estable.

La selección de cuatro punteras permite capturar las variaciones relevantes del proceso de armado, garantizar que el ensayo reproduzca de manera realista las condiciones de trabajo del cuero y al mismo tiempo mantener una arquitectura de máquina eficiente y compacta. La arquitectura de la máquina permite además una fácil configuración y cambio de las hormas y punteras que se deseen colocar disponibles para realizar los ensayos, permitiendo lograr una puesta a punto continua según las necesidades de planificación y datos que maneja la propia industria.

4.4 Mesa giratoria

4.4.1 Concepto y Funcionalidad

El sistema de posicionamiento consiste en una mesa rotativa automatizada e impulsada por un motor paso a paso, diseñada para portar y seleccionar las hormas de ensayo de diferentes talles.

Su función principal es otorgar flexibilidad a la máquina, permitiendo cambiar de referencia de producto de manera automática mediante una señal de control, sin necesidad de intervención manual ni paradas para el recambio del talle de horma correcto. El sistema rota el carrusel hasta alinear la horma seleccionada con el eje de actuación del mecanismo de empuje principal.

El conjunto se compone de los siguientes elementos:

- **Chapa porta-hormas:** Una chapa rígida que actúa como soporte estructural para las 4 hormas, dispuestas radialmente a 90° entre sí.
- **Motor Paso a Paso:** Un actuador electromecánico que proporciona el movimiento angular discreto a través de un control electrónico que permite ubicar la mesa en la posición correcta.
- **Reductor:** El eje del motor se acopla al plato (directamente o mediante reducción planetaria/sinfín-corona para aumentar el torque), soportado por rodamientos axiales capaces de resistir la carga vertical de las hormas y las fuerzas generadas durante el ensayo, actúa como el elemento intermediario entre el motor paso a paso y la mesa giratoria. Su eje hueco permite transmitir el

movimiento rotacional con alta precisión, alojar mecanismos internos y garantizar una conexión rígida y estable para todo el sistema



Figura 4 - 12: Mesa giratoria.

4.4.2 Selección de componentes

Selección del Motor Paso a Paso

Para una aplicación de posicionamiento preciso se descartaron motores de CC simples o trifásicos.

- **Precisión de posicionamiento:** El motor paso a paso divide la rotación en pasos discretos (típicamente 1.8° por paso). Esto nos permite alinear la horma con precisión frente al cilindro de empuje sin necesidad de encoders ni lazos de control cerrados.
- **Par de retención:** Cuando está energizado pero detenido, el motor ofrece un par de frenado elevado. Esto asegura que la mesa permanezca rígida y estable durante la carga y descarga de la capellada, evitando desplazamientos indeseados.

Configuración de 4 Estaciones

Debido a lo previamente mencionado, la fabricación de calzado requiere manejar múltiples talles.

- **Configuración adoptada:** Se determinó discretizar la curva de talles en 4 punteras a determinar para una mayor fidelidad del ensayo. Este mecanismo permite que exista una concordancia entre el talle de la capellada que va a ser ensayada y la geometría con la cual va a ser deformada para verificar la integridad de la misma.
- **Beneficio operativo:** Permite montar simultáneamente las tallas de mayor rotación o distintos tipos de hormas. El cambio entre hormas se realiza simplemente girando la mesa, reduciendo el tiempo de ajuste a segundos y eliminando los tiempos muertos asociados a cambios manuales.

C. Verificación del manejo del momento de inercia

El plato con 4 hormas, metálicas y poliméricas representa una carga inercial significativa que el mecanismo debe ser capaz de manejar de manera sólida y con la precisión requerida.

El motor paso a paso permite aplicar rampas de aceleración y desaceleración programables. Esto evita sobrepasos en la posición final y reduce vibraciones que podrían descalibrar el sistema o aflojar las fijaciones de las hormas.

Para verificar que la carga es manejable por el motor elegido se realizaron los cálculos correspondientes.

La mesa giratoria seleccionada es el modelo HRTA-1301-018 de la marca nanotec que actúa como reducción propuesta tiene las siguientes características técnicas

TECHNICAL DATA

For Motor Size	NEMA 23, NEMA 24	Type	Reinforced Bearing
Efficiency	98 %	Max. Backlash	1' (arc minutes)
Rated Output Torque	22 Nm	Max. Output Torque	22 Nm
Repetitive Positioning Accuracy	1±0.5' (arc minutes)	Max. Tilting Moment	120 Nm
Runout of Output Table Surface	0.01 mm	Runout of Output Table Inner (Outer) Diameter	0.01 mm
Reduction Ratio	18	Max. Input Speed	4000 rpm
Moment of Inertia	11000 kg mm ²	Service Life	20000 h
Operating Temperature	-25 °C – 90 °C	Length 'L'	41.5 mm
Flange Length L1	43.5 mm	Weight	2.5 kg
Admissible Axial Shaft Load	2000 N	IP-Protection Gearbox	IP50
Size	130 mm		

Figura 4 - 13: Especificación técnica de la mesa elegida

La inercia de la mesa junto con las hormas que se debe mover en cada accionamiento es evaluada con la ayuda del software y tiene una inercia aproximada de $0,041 \text{ Kg m}^2$

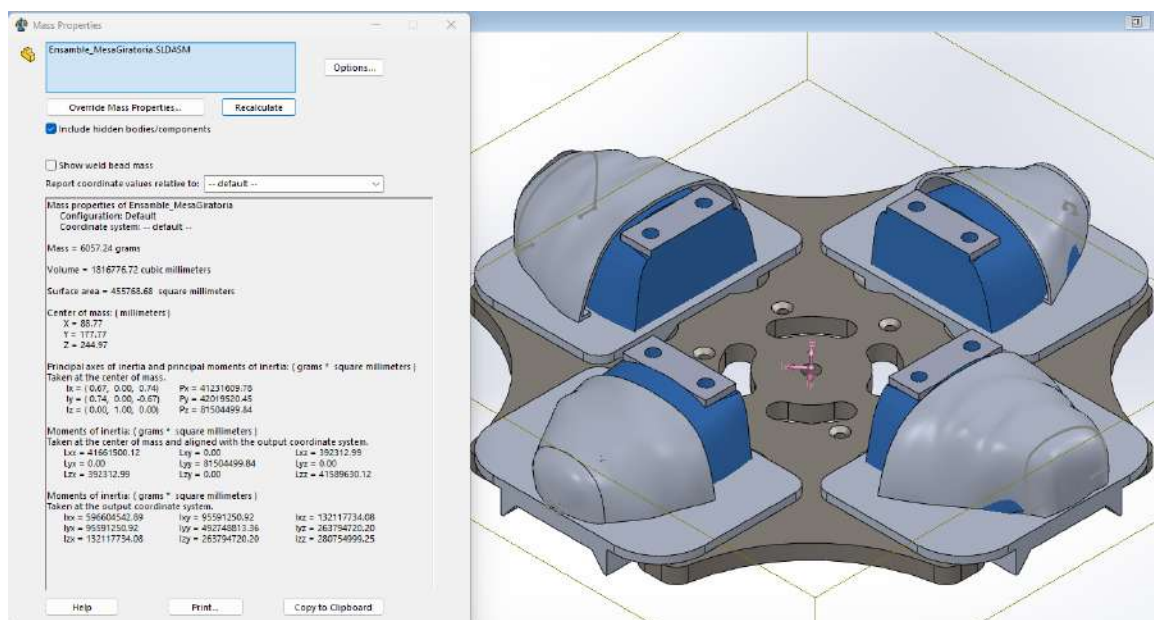


Figura 4 - 14: Análisis por software de la inercia total de la mesa

En primer lugar, obtenemos la inercia total que tendrá el motor, en este cálculo se desprecia la inercia propia del motor debido a que sus valores están orden de magnitudes por debajo de los aquí evaluados. Por lo que tenemos:

$$J_{Total} = J_{Reductor} + \left(\frac{J_{Mesa}}{i^2}\right) = 0,011 \text{ Kg m}^2 + 0.042 \text{ Kg m}^2 = 0.011 \text{ Kg m}^2$$

Con esta inercia definida, el siguiente paso es evaluar si el motor puede generar el par requerido para cumplir con la exigencia dinámica del ciclo. Para ello se define un perfil de movimiento que permita alcanzar la velocidad necesaria sin sobrepaso ni vibraciones. Se adopta un giro de 90° en 0,5 s, lo cual representa un escenario exigente pero representativo del funcionamiento operativo.

Suponiendo un perfil de aceleración simétrico (aceleración constante seguida de desaceleración constante), la aceleración angular necesaria se calcula mediante:

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2} = \frac{2 \times 1,57 \text{ rad}}{0,5 \text{ s}^2} = 12.56 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Una vez obtenida la aceleración angular, el torque dinámico requerido para mover la carga se calcula con:

$$M_{Dinámico} = \alpha \times J_{Total} = 12,56 \times 0.011 \text{ Kg m}^2 = 0.14 \text{ Nm}$$

Luego, esto es una el torque dinámico obtenido por inercia es solo una parte del análisis. Para verificar completamente el motor deben considerarse tres contribuciones adicionales, se le asignan contribuciones para llegar al momento necesario

- Torque de fricción del sistema
- Torque de retención necesario
- Margen de seguridad para diseño

Para incluir estos fenómenos tomamos como necesario el doble del torque dinámico:

$$M_{Total} = 0,28 \text{ Nm}$$

El motor seleccionado entonces es el motor EMMB-ST-57-M-SM de la marca FESTO que según las prestaciones presentadas es compatible con el mecanismo que se tiene. Además, este motor es compatible con la carcasa de la mesa giratoria dada.

Especificaciones técnicas		
Código del producto	EMMB-ST-57	
Tamaño de brida	57	
Longitud	M	L
Tensión nominal de funcionamiento [V]	48	
Corriente permanente en reposo [A]	6,1	5,8
Potencia nominal del motor [W]	81	83
Momento de retención del motor [Nm]	1,05	1,8
Momento de giro máximo [Nm]	1,1	2,1
Velocidad de giro máx. [1/min]	2600	1500
Momento de retención del freno [Nm]	1,74	
Temperatura ambiente [°C]	-15 ... 40	

Figura 4 - 15: *Características técnicas del motor paso a paso elegido*

De esta manera verificamos que el motor será capaz de llevar adelante el mecanismo con un coeficiente de seguridad de 3.

4.5 Sistema de sujeción magnética

4.5.1 Concepto y Funcionalidad

El sistema de imanes cumple la función de asegurar la retención de cada puntera (montada en su respectiva base porta-hormas) sobre la mesa giratoria, evitando desplazamientos o caídas durante la rotación del carrusel.

Para garantizar esta sujeción sin recurrir a fijaciones mecánicas, se implementó un sistema magnético pasivo:

- 4 imanes están montados en la mesa giratoria
- 4 imanes complementarios están montados en la base porta-punteras.

Ambos conjuntos se enfrentan entre sí cuando la base es elevada por el cilindro principal. Debido a que se configuró una correspondencia de polos opuestos, se genera una fuerza de atracción suficiente para asegurar la unión temporal entre ambos elementos. Esto permite que, al descender la base porta-hormas, la puntera quede “acoplada” magnéticamente a la mesa y pueda rotar sin riesgo de caer o desviarse.

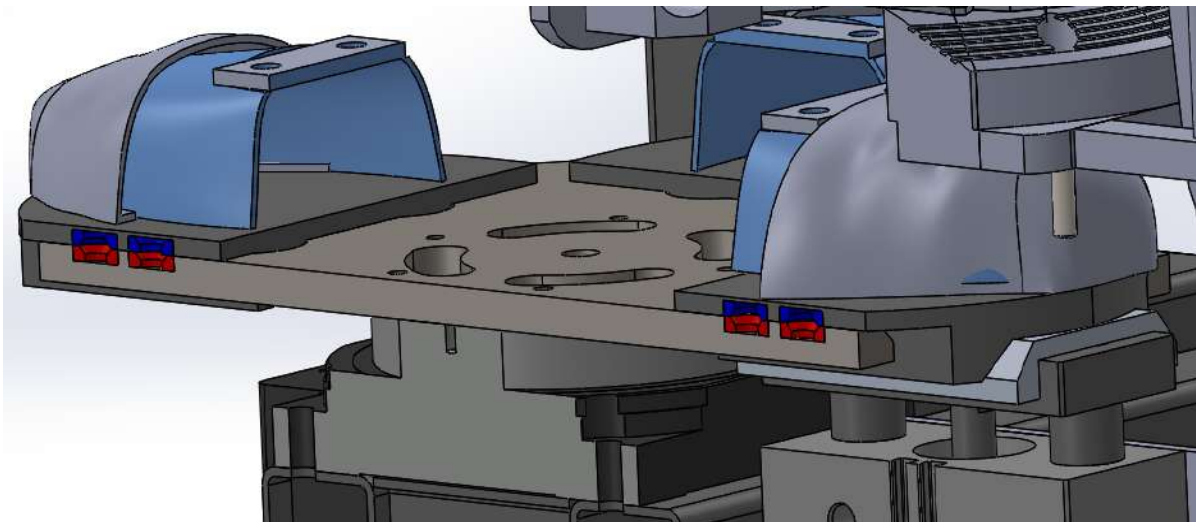


Figura 4 - 16: Vista de sección de mesa giratoria.

4.5.2 Arquitectura del Sistema Magnético

El subsistema se compone de 16 imanes en la mesa giratoria. Ubicados equidistantemente en un patrón circular e insertos en alojamientos mecanizados para asegurar su posición. Su función es actuar como punto fijo de captura. También está compuesto por 16 imanes en la base porta-Punteras. Allí se alojan en la parte inferior de la base que sostiene la puntera. Están alineados con la mesa para coincidir exactamente con los imanes enfrentados. Transportan la puntera durante el ciclo.

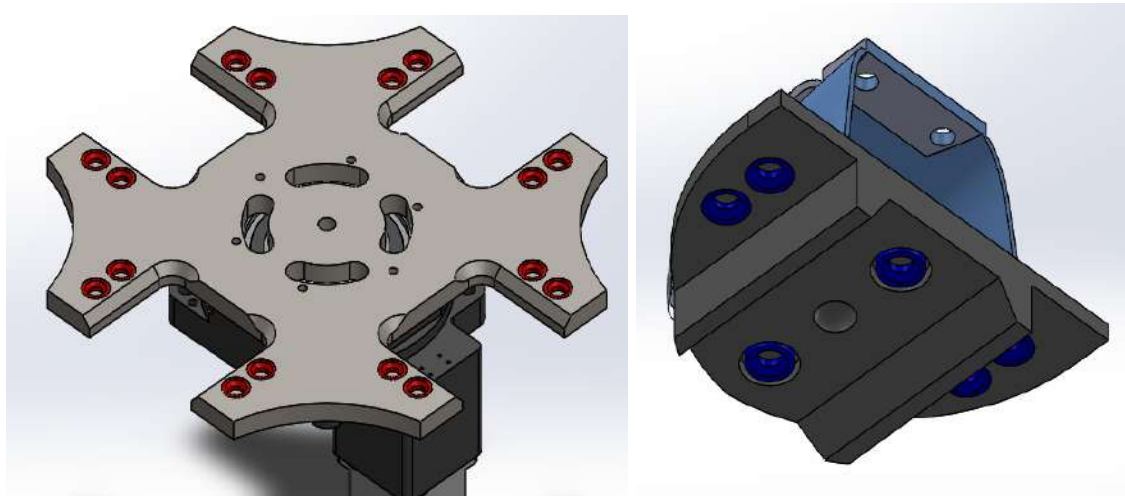


Figura 4 - 17: Ubicación de los imanes en mesa giratoria y base porta hormas.

Cabe aclarar que todos los imanes tienen la forma de anillo y en el diámetro interior el bisel superior presenta un chaflán con la funcionalidad de insertar en cada imán un tornillo de cabeza fresada que sirva de sujeción.

El cilindro neumático de doble efecto eleva y desciende la base de puntera. En el momento en que los imanes de la base se acercan a los polos opuestos de la mesa, se produce el acople magnético. Cuando el cilindro sigue bajando, la base se desacopla del cilindro, pero queda retenida por la mesa.

4.5.3 Cálculo de selección de imanes

Sabiendo que la aceleración angular de la mesa giratoria es de 12 rad/s^2 y el radio es de 0.13 m , se puede calcular la aceleración tangencial de la siguiente manera.

$$a_t = \alpha \cdot r = 12 \text{ rad/s}^2 \cdot 0,13 \text{ m} = 1,56 \text{ m/s}^2$$

A partir de la aceleración tangencial y la masa efectiva (puntera + base), $m = 5 \text{ kg}$ se puede calcular la fuerza de inercia total.

$$F_{inercia} = m \cdot a_t = 5 \text{ kg} \cdot 1,56 \text{ m/s}^2 = 7,8 \text{ N}$$

Aplicando un factor de seguridad, $FOS = 3$, la fuerza requerida total es la siguiente.

$$F_{req,total} = F_{inercia} \cdot FOS = 7,8 \text{ N} \cdot 3 = 23,4 \text{ N}$$

Por cada base de puntera se tienen 4 imanes, por lo tanto, la fuerza que tiene que realizar cada imán se obtiene de esta forma:

$$F_{req,iman} = F_{req,total} / \text{Cantidad imanes} = 23,4 \text{ N} / 4 = 5,85 \text{ N}$$

Los imanes utilizados son anillos de 16 mm de diámetro exterior, 8 mm de diámetro interior y 4 mm de altura. Los imanes de estas dimensiones presentan, según especificaciones típicas de fabricantes para este tipo de geometría, una fuerza de tracción axial en el rango de 20 N a 30 N por unidad, siempre que exista buen contacto con la superficie ferromagnética y una separación mínima entre piezas.

Esta capacidad supera los $5,85 \text{ N}$ por par requeridos en el análisis dinámico, lo que garantiza que la puntera permanezca en su alojamiento incluso durante las aceleraciones máximas de la mesa giratoria.

4.6 Placas porta-hormas

4.6.1 Descripción general de funcionamiento

Las placas porta hormas cumplen la función de sostener y posicionar con precisión las hormas junto con sus respectivas punteras durante el ciclo de trabajo. Estas garantizan un encastre estable, repetible y compatible con el sistema de imanes y el cilindro principal. Además, presenta las siguientes ventajas:

- Mayor precisión de posicionamiento
- Retención segura mediante imanes
- Repetibilidad del proceso
- Reducción de juegos y vibraciones
- Montaje y desmontaje rápido

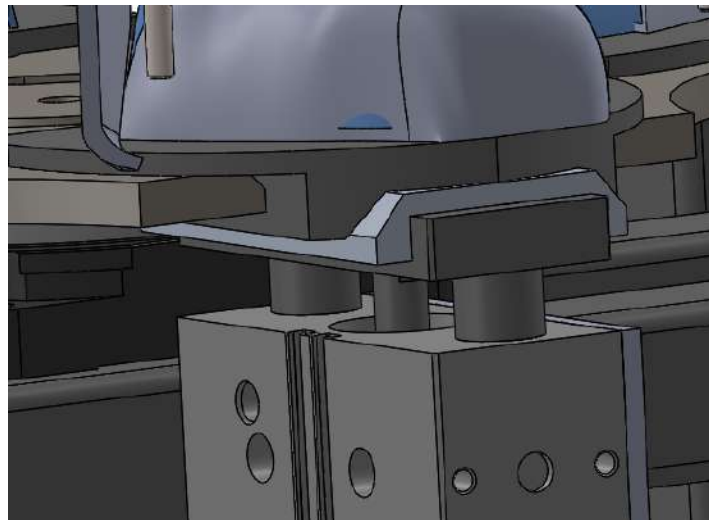


Figura 4 - 18: Ubicación de las placas porta hormas en el sistema.

En conjunto, el diseño de las placas porta hormas combina precisión geométrica, retención magnética y compatibilidad mecánica con los actuadores del sistema. Esto garantiza que cada horma quede sólidamente fijada, correctamente orientada y lista para la operación, mejorando la seguridad y la eficiencia del proceso.

4.6.2 Diseño y concepto geométrico

En la parte inferior, las placas cuentan con alojamientos mecanizados específicamente para alojar los imanes mencionados anteriormente. Se disponen cuatro imanes periféricos, encargados de interactuar con los imanes montados en la mesa giratoria. Estos generan la fuerza de atracción necesaria para mantener cada placa firmemente adherida aun durante el giro, evitando desplazamientos o caídas de las punteras.

Además, se incorporan dos imanes centrales, cuyo objetivo es asegurar la fijación directa con el cilindro principal, permitiendo la elevación y el descenso controlado del conjunto porta-horma durante el ciclo.

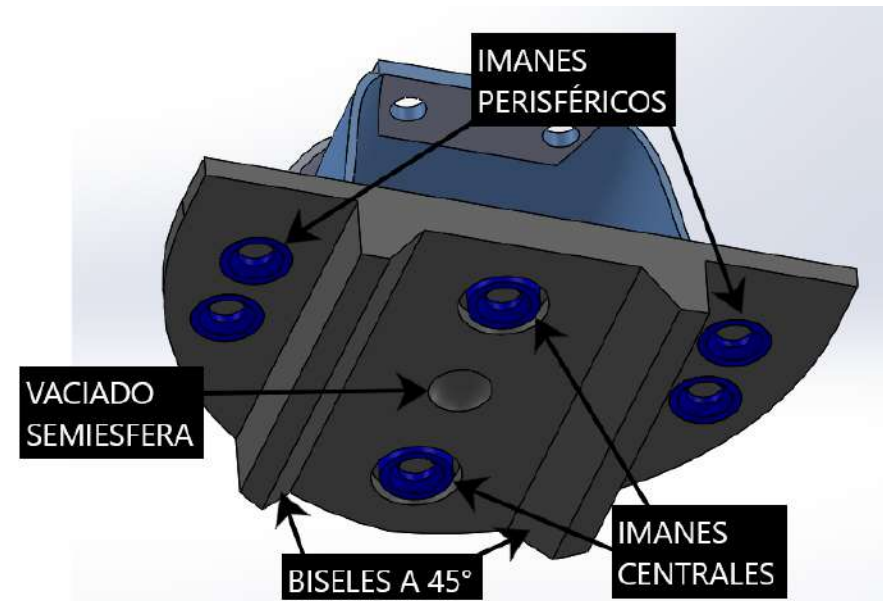


Figura 4 - 19: Vista isométrica de placa porta hormas.

La geometría inferior de las placas también fue diseñada para maximizar la estabilidad del posicionamiento. Tiene dos chaflanes a 45°, que guían la pieza durante el descenso y aseguran un acoplamiento suave y preciso con la base.

A esto se le suma un vaciado con forma de semiesfera, cuya función es encastrar con la esfera complementaria ubicada en el centro del cilindro principal. Este sistema de “semi-esfera + chaflanes” permite que la placa se autocentre, elimine juegos laterales y asegure una repetibilidad dimensional consistente en cada ciclo.

4.7 Estiramiento principal

4.7.1 Descripción general de funcionamiento

El estiramiento principal del sistema es realizado por un cilindro neumático de doble efecto que actúa como actuador vertical encargado de aplicar la fuerza necesaria para elevar la horma con la puntera y presionar la capellada, generando el estiramiento del material durante el proceso de armado. Este cilindro constituye el elemento central de la máquina, ya que transmite la carga principal de trabajo y define la calidad del estiramiento final del cuero. Durante la operación, el cilindro aplica una fuerza constante y repetible que estira la capellada hacia la forma de la horma, simulando con precisión el proceso real de armado utilizado en la línea de producción.

La velocidad de avance del cilindro se regula mediante un caudal unidireccional ubicado en la línea de alimentación, lo que permite un ascenso controlado, preservando la fijación magnética entre la placa porta-hormas y el cilindro, evitando impactos o aceleraciones bruscas sobre el cuero.

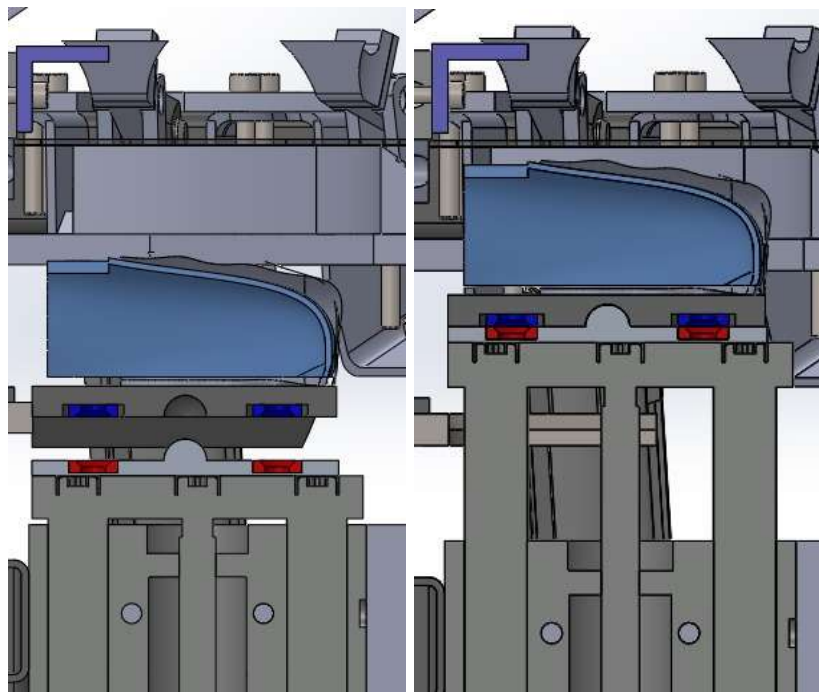


Figura 4 - 20: Ascenso del cilindro principal.

4.7.2 Diseño y concepto geométrico

El cilindro se encuentra montado en la parte central inferior de la estructura mediante un soporte que está abulonado a la mesa estructural y transmite su movimiento al conjunto porta-hormas mediante un sistema de encastre preciso, compuesto por una semiesfera mecanizada y un alojamiento complementario que está biselado para facilitar el encastre. Esta geometría garantiza la correcta alineación vertical durante todo el recorrido, evita esfuerzos laterales indeseados sobre el vástago y permite repetir posicionamientos sin desajustes ni deformaciones.

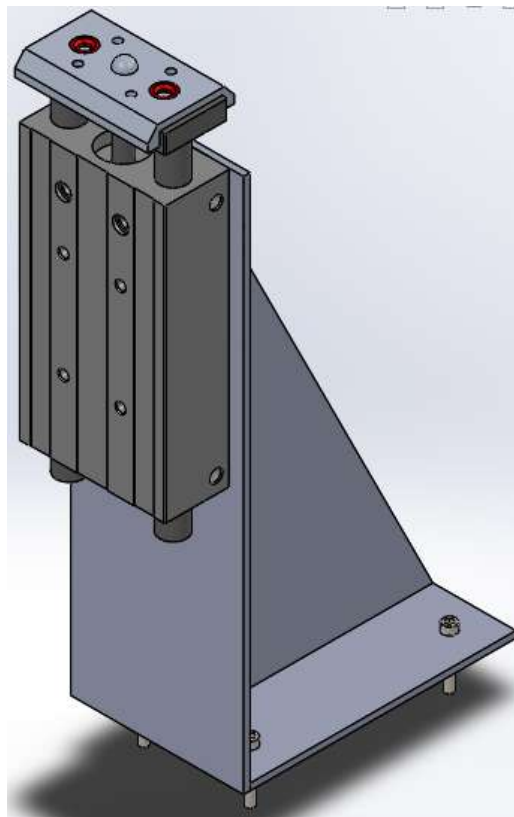


Figura 4 - 21: Estructura de soporte y cilindro neumático de empuje

Este diseño garantiza un estiramiento uniforme, una operación ergonómica y un alto nivel de repetibilidad, factores esenciales para evaluar correctamente los esfuerzos y deformaciones del material durante el proceso de fabricación del calzado.

4.7.3 Cálculos de fuerza de estiramiento

Para obtener la fuerza necesaria de estiramiento se utiliza una combinación teórica en conjunto con las observaciones empíricas de los prototipos realizados en planta debido a que se trata de un estado de carga tridimensional y variable con cada una de las geometrías. Esto plantea un desafío a la hora de determinar teóricamente una fuerza.

Del lado teórico se plantea un área efectiva de resistencia que tendrá el cuero al momento de ser estirado. Para obtener esta área planteamos un perímetro resistivo en forma de semicírculo según lo planteado en la Figura 4 -22, de esta manera obtenemos.

$$Perímetro_{Eff} = \frac{(\pi \times Diam.)}{2} = \frac{(\pi \times 50mm)}{2} = 78.53 \text{ mm}$$

Luego para obtener el área correspondiente utilizamos el dato de que el espesor medio del cuero es de 2 mm aprox. dando por lo tanto un área:

$$Area_{Eff} = Perímetro_{Eff} \times Espesor = 78.53 \text{ mm} \times 2mm = 157 \text{ mm}^2$$

A partir de este dato, y utilizando la curva de tensión-deformación de la Figura 4- 23 debido a que el cuero es humectado en el proceso para evitar fragilidades y problemas en la superficie del cuero. Debido a datos del departamento de Calidad de la empresa mencionada, un estiramiento mayor al 7% no es aceptable para su posterior tratado de manera correcta en la máquina de armado. A partir de este dato y la curva se obtiene la tensión a la cual se debe lograr llevar al cuero en el ensayo para no debilitar su estructura. El valor entonces de tensión es de 3 MPa

$$Fuerza = Tensión \times Area_{Eff} = 3 \text{ MPa} \times 157 \text{ mm}^2 = 471 \text{ N}$$

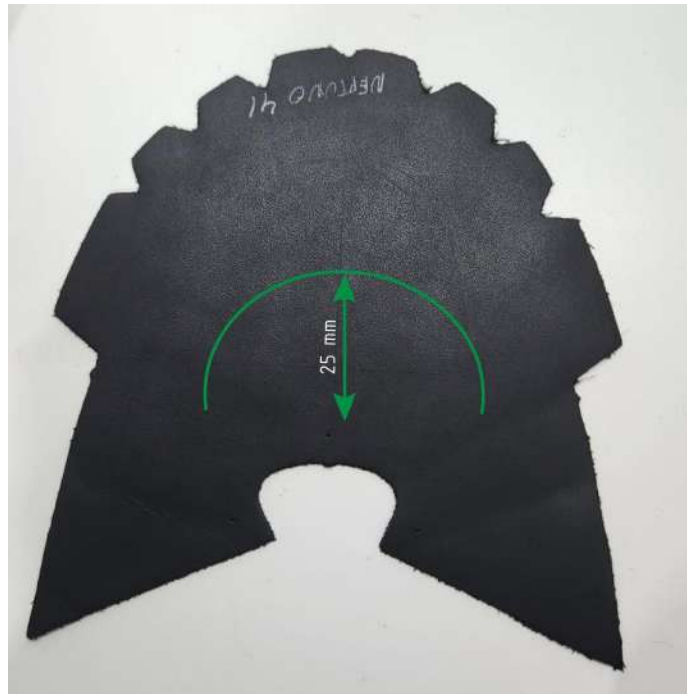


Figura 4 - 22: Área efectiva.

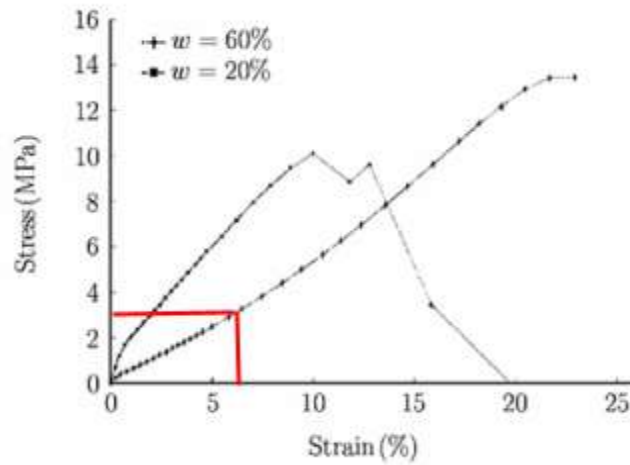


Figura 4 - 23: Interpolación en curva tensión-deformación del cuero húmedo al 60% .

En el aspecto empírico, durante las pruebas realizadas en planta se observó que con un cilindro neumático de diámetro 32 mm, el cual tiene una fuerza teórica a 6 bar de 482 N, el cuero sufría mayor estiramiento del aceptable para su posterior uso. Esto nos confirma que la fuerza teórica es una buena aproximación, aunque se debe controlar la fuerza y llevar a su valor óptimo en una puesta a punto con pruebas en planta.

4.7.4 Selección de componente

Una vez obtenido el requerimiento de fuerza se procede a la selección del componente. Se encuentra que la fuerza requerida se relaciona con un diámetro de émbolo de 32 mm con una presión de 6 bar que es una estándar en la neumática industrial.

A partir de que existen diferentes geometrías del cuero que son empujadas, al empujar el cuero ejerce fuerzas en diferentes direcciones tridimensionalmente. Esto es un problema para los cilindros que permiten el giro del pistón, es por esto que se decide seleccionar un actuador neumático guiado con 32 mm de diámetro del émbolo.



Diámetro del émbolo	32 mm
Fuerza teórica con 6 bar, avance	482 N
Carrera	160 mm
Amortiguación	Amortiguación por topes elásticos/placas en...
Detección de posición	Para sensor de proximidad

Figura 4 - 24: Datos del cilindro seleccionado.

4.8 Circuito neumático

4.8.1 Lista de componentes

- 1) Válvula 3/2 con resorte y accionamiento manual (bimanual). Cant.: 2 unidades
- 2) Válvula 5/2 monoestable, pilotada neumáticamente y retorno por resorte.
Cant.: 1 unidad
- 3) Válvula 3/2 con resorte y accionamiento por pedal. Cant.: 1 unidad
- 4) Regulador de caudal unidireccional (flow control). Cant.: 1 unidad
- 5) Cilindro neumático de doble efecto (cilindro principal). Cant.: 1 unidad
- 6) Módulo distribuidor de aire 1 entrada – 5 salidas (manifold) Cant.: 2 unidades
- 7) Cilindros neumáticos de doble efecto (cilindros de accionamiento de pinzas)
Cant.: 5 unidades

4.8.2 Secuencia general de operación

1. El operario coloca una capellada y posiciona el sistema.
2. Acciona ambos pulsadores 3/2 del sistema bimanual → habilita la 5/2.
3. La válvula 5/2 extiende los cinco cilindros de pinzas, asegurando la capellada.
4. Con el pie, el operario acciona la pedalera 3/2, que envía aire al cilindro principal (regulado por el caudal).
5. El cilindro principal asciende la placa porta-hormas y realiza la operación.
6. Si se suelta cualquier botón del bimanual → se deshabilita la 5/2 → los cilindros se retraen automáticamente y el sistema vuelve a estado seguro.

4.8.3 Diagrama neumático

El circuito neumático está compuesto por un sistema de seguridad bimanual formado por dos válvulas 3/2 con resorte y accionamiento manual, que deben ser presionadas simultáneamente para habilitar el pilotaje de una válvula 5/2. Esto es así para evitar el atrapamiento de manos con el operario. La válvula 5/2 es la encargada de accionar de manera sincronizada los cinco cilindros de doble efecto que cierran las pinzas de sujeción.

El movimiento vertical de la placa porta-hormas se realiza mediante un cilindro principal de doble efecto comandado por una válvula 3/2 accionada por pedal, cuya velocidad de avance se regula mediante un regulador de caudal unidireccional instalado en la línea. De esta forma, el sistema garantiza una operación segura y controlada: el cilindro principal se acciona con el pie para mantener despejada el área de trabajo.

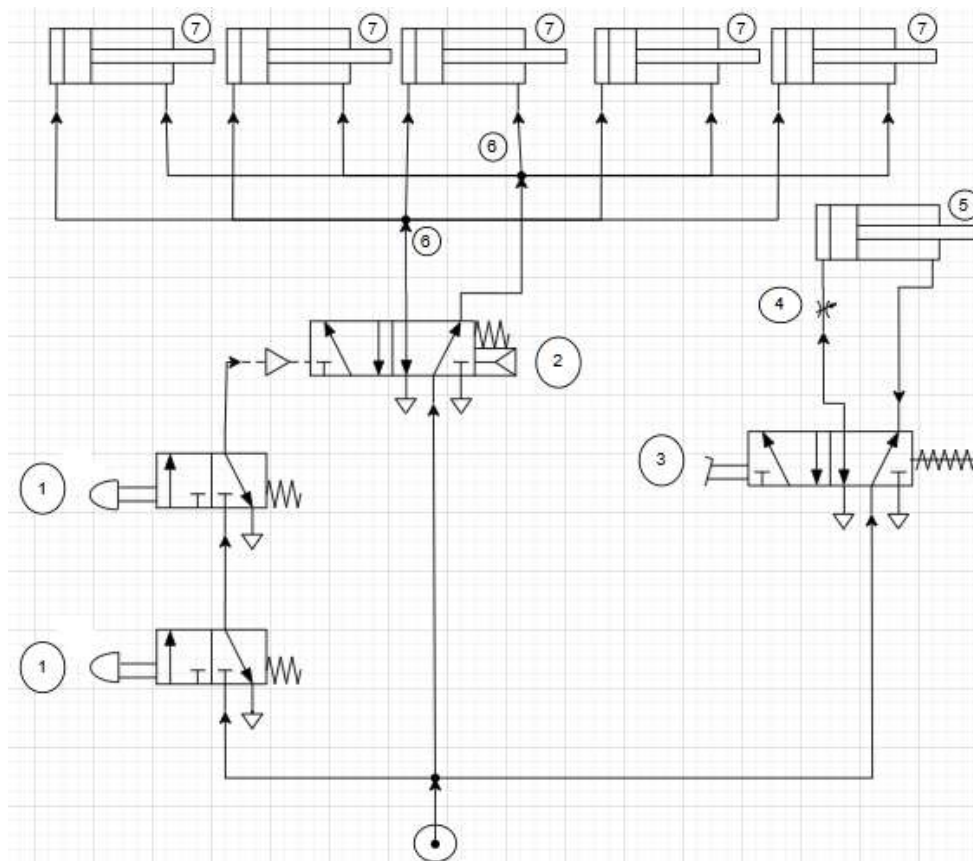
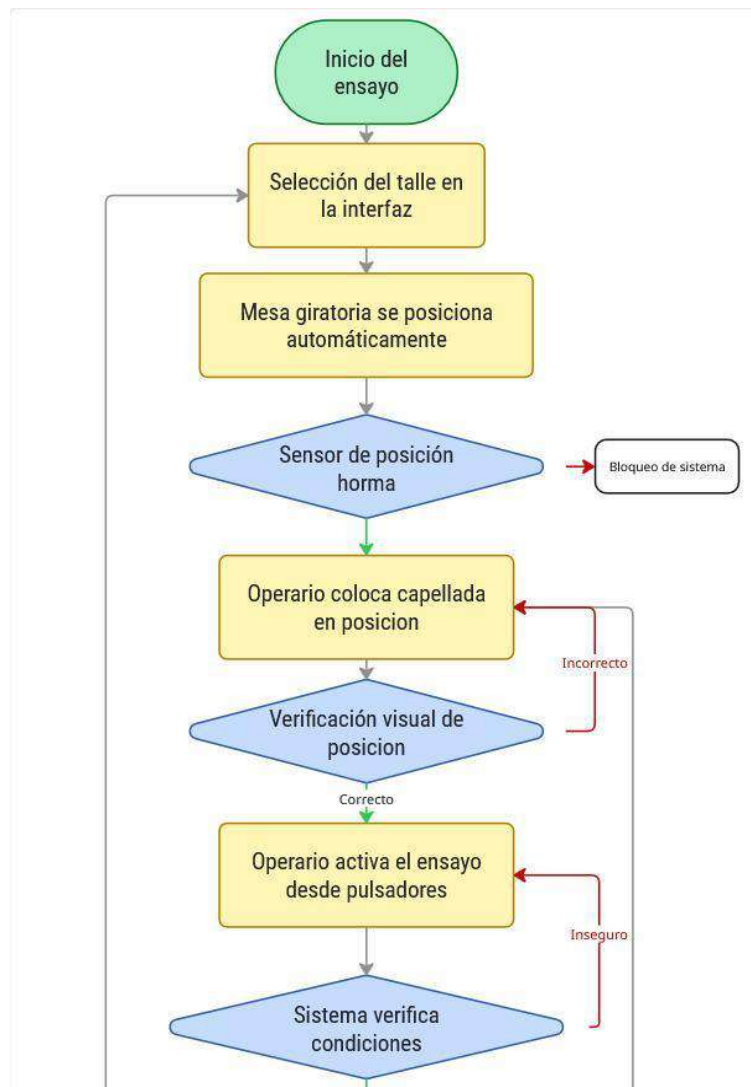


Figura 4 - 25: Diagrama del circuito neumático.

4.9 Lógica de funcionamiento

4.9.1 Descripción general

El proceso operativo de la máquina se pensó para asegurar la repetibilidad, seguridad y consistencia en el estado de carga aplicado sobre la capellada. La secuencia combina automatización con validación humana, de modo que se mantenga controlado el ensayo sin perder la flexibilidad necesaria para la diversidad de materiales y posteriores cambios en el proceso. A continuación se describen los pasos que se diseñaron para la operación de una capellada.



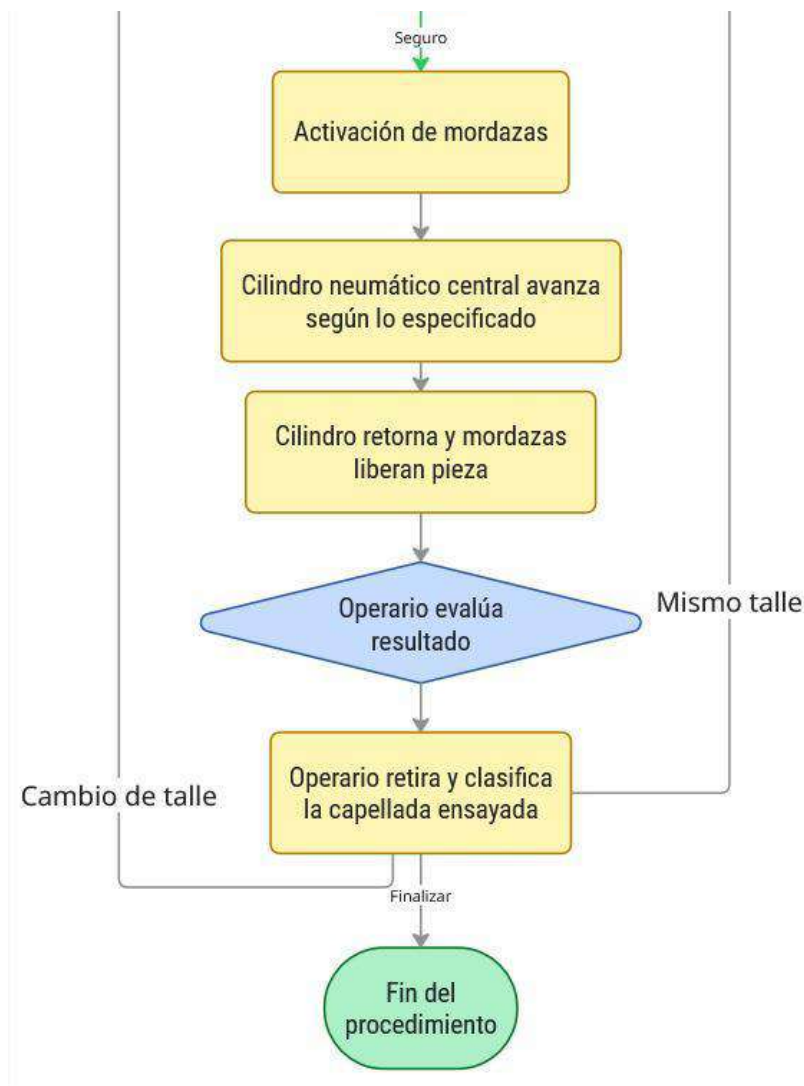


Figura 4 - 26: Diagrama de flujo del ciclo de trabajo para el ensayo de una capellada

4.9.2 Evaluación del tiempo de ciclo

Con el objetivo de verificar si la secuencia de funcionamiento propuesta puede sostener una producción diaria de 3000 pares de capelladas (equivalente a 6000 unidades por día), se realizó un análisis del tiempo de ciclo en condiciones operativas estándar. Para una jornada efectiva de 8 horas (28800 segundos), la estación debería alcanzar un tiempo de ciclo máximo de 4,8 segundos por capellada para satisfacer la demanda. Por lo tanto para una jornada doble se deberá tener un tiempo de 10 segundos aproximadamente.

El análisis se desarrolló considerando la secuencia completa de trabajo: selección del tallo mediante la interfaz, posicionamiento automático de la mesa giratoria, colocación manual de la capellada, activación del ensayo, sujeción mediante las mordazas fija y móvil, deformación del cuero mediante el accionamiento neumático y posterior liberación de la pieza para su evaluación por parte del operario. Cada etapa fue estimada utilizando tiempos típicos de respuesta de actuadores neumáticos, tiempos de estabilización y valores representativos para tareas manuales en procesos equivalentes de la industria del calzado.

Se desglosaron los tiempos típicos de cada etapa, diferenciando entre tiempos mecánicos y tiempos de operación manual :

Paso	Descripción de la Tarea	Tiempo Estimado (s)	Tipo de Tiempo
1-2	Selección y Posicionamiento de Mesa	0.8	Tiempo Máquina
3	Colocación y acomodo de capellada	3	Tiempo Operario
4	Inicio de ciclo (Pulsadores y pedal)	0.5	Tiempo Operario
5	Sujeción (Sujeción Fijo + Móvil)	0.6	Tiempo Máquina
6	Deformación Controlada (Avance Cilindro)	3	Tiempo Máquina
7a	Retorno y Liberación	0.5	Tiempo Máquina
7b	Inspección Visual (Evaluación)	1	Tiempo Operario
8	Retiro de pieza	1	Tiempo Operario
TOTAL		10.4	

El tiempo de ciclo realista para una estación operada manualmente queda así en el rango de los 10-11 segundos.

A partir de estas hipótesis, se obtuvo un tiempo de ciclo promedio de 10 a 11 segundos por unidad, donde las operaciones mecánicas poseen tiempos breves , pero las tareas manuales particularmente la colocación, ajuste y evaluación visual de la capellada constituyen el principal factor limitante. Incluso bajo condiciones nominales, sin interrupciones y con un operario entrenado, esta duración excede el tiempo máximo requerido para alcanzar la producción objetivo en un solo turno de trabajo.

Extrapolando este ciclo a una jornada laboral, la capacidad máxima de la estación se sitúa entre 2700 capelladas por turno, equivalente a 1350 pares. Dado que estos valores corresponden a capacidad teórica y no contemplan pérdidas por fatiga, micro-paradas o variabilidad en la manipulación del cuero, la capacidad efectiva sería aún inferior.

El análisis evidencia que, si bien la arquitectura mecánica del sistema cumple con los requisitos funcionales del ensayo, la propuesta no alcanza la productividad requerida cuando se opera un solo turno con intervención manual y con una única estación. El principal condicionante no proviene del desempeño mecánico, sino del tiempo necesario para las tareas humanas asociadas a la manipulación y evaluación de cada pieza.

En consecuencia, para lograr la producción de 3000 pares diarios, será necesario incorporar mayor automatización del proceso, implementar múltiples estaciones de ensayo en paralelo o trabajar más de un turno por día de modo que la capacidad conjunta permita alcanzar el caudal requerido. Este resultado constituye una base objetiva para la toma de decisión en torno a la escalabilidad y reconfiguración del sistema propuesto.

5. Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

El desarrollo de este proyecto permitió diseñar y evaluar una estación mecatrónica de ensayo controlado capaz de reproducir, de manera segura y repetible, el estado de carga que experimenta la capellada durante la operación de armado del calzado. A partir del estudio del comportamiento mecánico del cuero, se estableció un marco teórico que justificó la necesidad de un ensayo funcional específico y no destructivo que permite detectar fallas potenciales antes de que la materia prima avance en el proceso productivo.

El análisis de los mecanismos de falla demostró que los ensayos convencionales utilizados en control de calidad, como tracción y distensión de flor, no son suficientes para predecir el desempeño real del cuero durante el montaje. Este enfoque permite discriminar piezas susceptibles de fallar sin necesidad de destruirlas, cumpliendo así con el objetivo principal del proyecto.

Desde el punto de vista del diseño, se logró integrar un sistema neumático compatible con las demandas del proceso productivo. La selección del cilindro actuador, la arquitectura vertical de trabajo, la lógica bimanual de seguridad y el accionamiento de las pinzas conformaron un conjunto robusto que garantiza el tratamiento adecuado del cuero. Asimismo, la experiencia práctica adquirida mediante prototipos previos permitió validar decisiones de diseño y comprender fenómenos que no pueden observarse únicamente desde lo teórico, como el deslizamiento del material o la distribución de tensiones.

Finalmente, el proyecto permitió aplicar de forma integrada conceptos de mecánica de materiales, diseño neumático, análisis funcional fortaleciendo la formación académica y siendo de gran experiencia como proyecto final de la carrera. El trabajo fue un buen ejercicio entre teoría y práctica. También demostró la importancia de entender detalladamente las necesidades y las limitaciones para diseñar de manera eficiente y técnicamente fundamentada.

Recomendaciones

En cuanto al desempeño operativo, el análisis del tiempo de ciclo evidenció que la limitación principal no reside en los actuadores ni en la mecánica del sistema, sino en las tareas manuales de colocación, acomodado y evaluación de la capellada. Aunque la estación funciona correctamente para el propósito del ensayo, su tiempo de ciclo actual de aproximadamente 10 a 11 segundos impide alcanzar la producción diaria objetivo de 3000 pares en un solo turno. Esto demuestra que, si bien los objetivos técnicos del proyecto se cumplieron, su escalabilidad industrial requerirá incorporar automatización adicional, trabajar en múltiples estaciones o distribuir la operación en más de un turno.

Además, se observa que para incluir el proceso en un sistema de gestión de la calidad integral se debe considerar la toma de datos de cada una de los materiales ensayados. Esta toma de datos viene en conjunto con la aplicación de una tecnología superior que sea capaz de controlar y medir el proceso de manera adecuada.

Bibliografía

[1] Zheng Li, Denis Paudecerf, Jiashi Yang. MECHANICAL BEHAVIOUR OF NATURAL COW LEATHER IN TENSION. October 2008.

[2] Paulina Silva Trejos. Propiedades físicas y químicas del cuero para calzado de seguridad. Tecnología en Marcha. Vol. 18 N.º 1.

[3] SHIGEYOSHI OSAKI. Distribution Map of Collagen Fiber Orientation in a Whole Calf Skin. Department of Life Science, Shimane University, 1060 Nishikawatsu-cho, Matsue, Shimane 690-8504, Japan

[4] MANUAL Sistemas de motores paso a paso SURESTEP. Manual No: STP-SYS-MSP. Emisión: Segunda edición en español. Fecha de edición: 3/28/07

Anexo A: Memoria de cálculos

A.1 Cálculo mesa giratoria

Condiciones propuestas		
Tiempo objetivo de aceleración	0.5	segundos
Ángulo de acc	90	grados
	1.570796327	rad
acc	12.56637061	rad/seg2
J Reductor	11000	kg mm ²
	0.011	Kg m2
J Mesa	41589630	gramos mm2
	0.04158963	kg m2
J Motor	480	gcm ²
Fórmulas		
J Mesa/motor	0.00012836305 56	Kg m2
J Total	0.01112836306	Kg m2
Momentos		
Macc	0.1398431345	Nm
MSeg	2	
Mtot	0.279686269	Nm

A.2 Cálculo fijación de cuero fija

CÁLCULO Fijación cuero FIJA		
Geometría		
Distancia actuador	40	mm
Distancia cierre	25	mm
Ventaja mecánica	1.6	
Fuerzas necesarias		
Coeficiente de fricción	0.6	N
Fuerza max. actuador	482	N/ mm ²
Cantidad mordazas	5	
Fuerza teórica por mordaza	96.4	N
Coef seguridad	3	
Fuerza de estiramiento necesaria	289.2	N
Fuerza de cierre necesaria p/ no desliz.	482	N
Fuerza de apriete obtenida		
Ángulo actuador	22	grados
Angulo mordaza	45	grados
Fuerza apriete vertical	771.2	N
Fuerza apriete horizontal	4.3	N
Fuerza total de apriete	771.2	N

A.3 Cálculo estiramiento principal

CÁLCULO ESTIRAMIENTO PRINCIPAL		
Criterio 1: Según tensión para llegar a la fase 2		
Espesor capellada	2	mm
Diámetro	50	mm
Perímetro efectivo	78.539	mm
Área efectiva	157.079	mm ²
Criterio 2: Según curva tensión deformación del cuero		
Deformación necesaria para fase lineal	6%	
Tensión según curva tensión deformación	3	N/ mm ²
Fuerza requerida	471.23	N
Fuerza de cilindro elegido	482	N

Anexo B: Fichas técnicas

- Cilindro empujador

[Cilindros guiados DFM/DFM-B](#)

- Mesa giratoria

<https://www.nanotec.com/fileadmin/files/Datenblaetter/Getriebe/hollow-rotary-tables/HRTA-1301-018.pdf?1700743232>

- Cilindro fijación móvil

[Cilindros compactos ADN/AEN, ISO 21287](#)

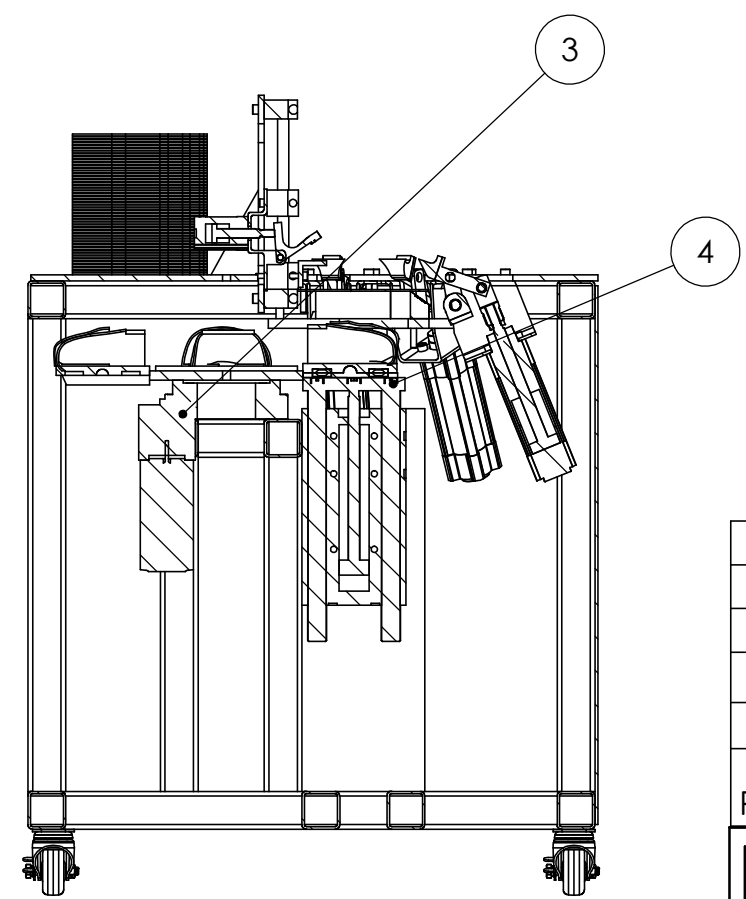
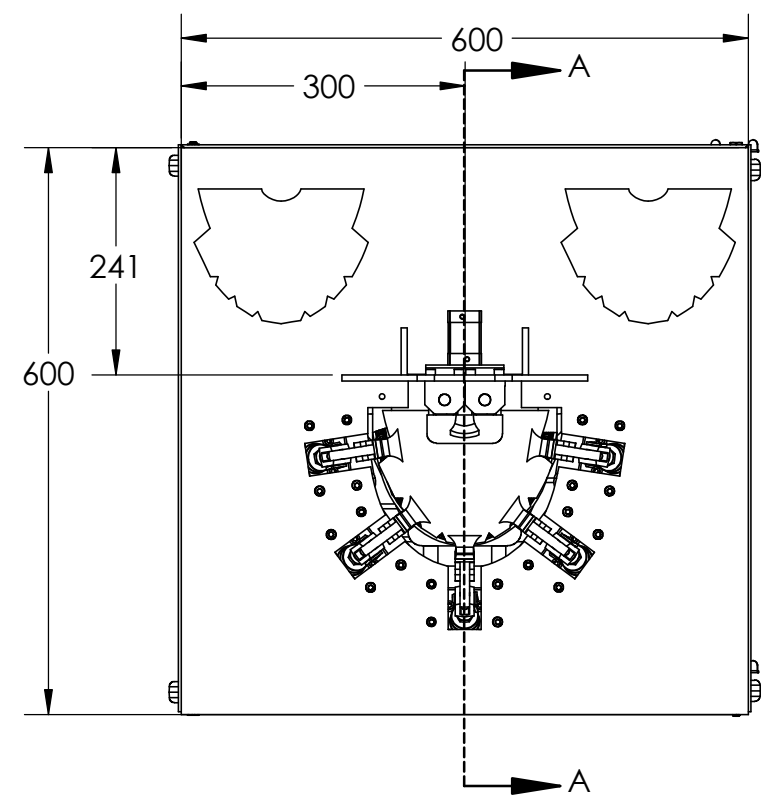
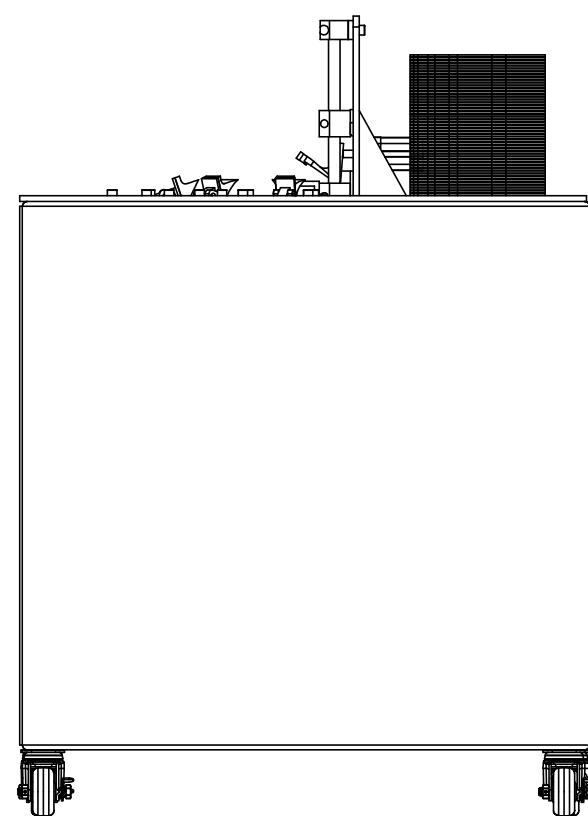
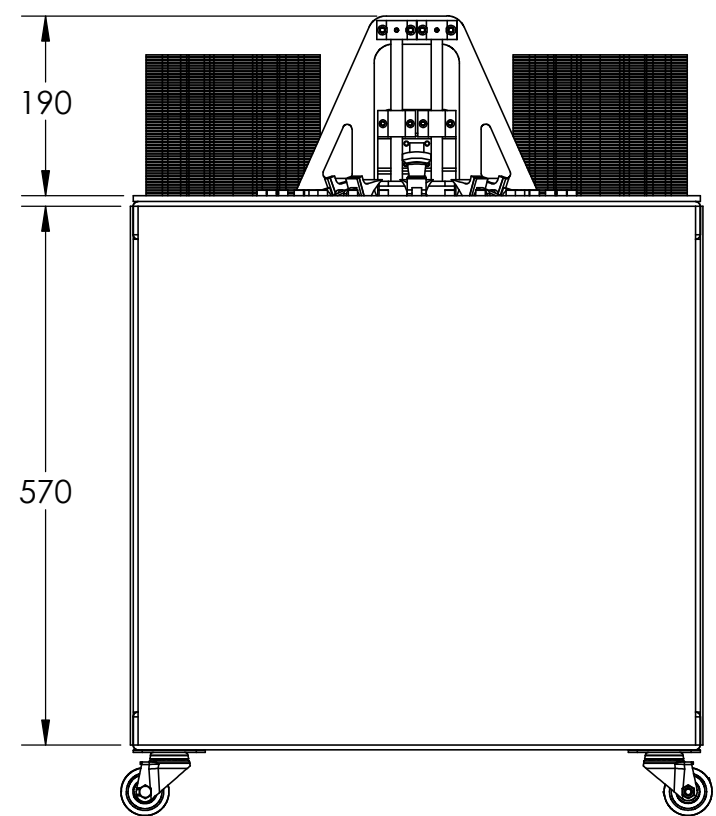
- Cilindros fijación de cuero fija

[Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552](#)

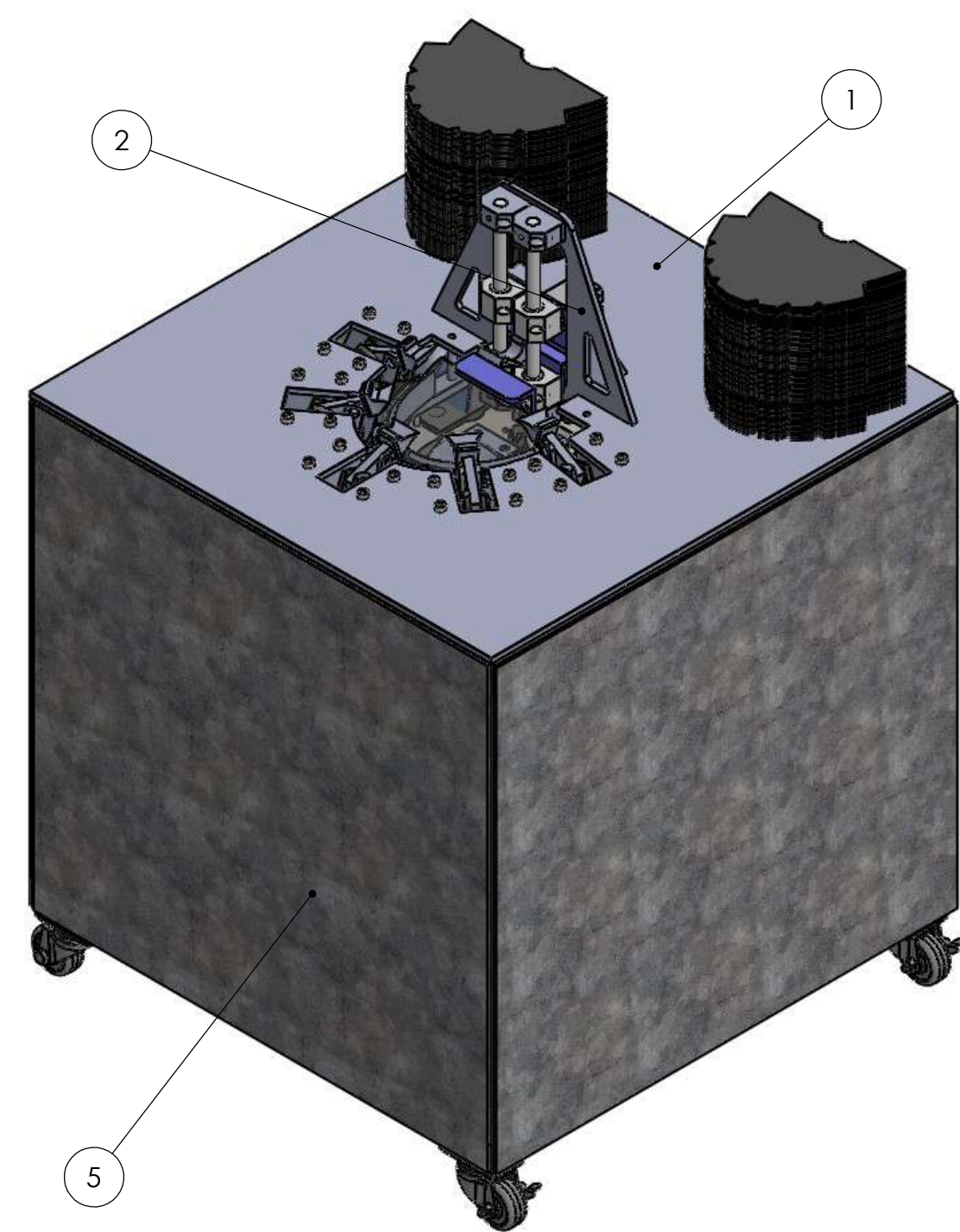
Anexo C: Planos

Descripción	Código
Conjunto general empujador de capelladas	CONJ-0
Subconjunto mesa y fijación	SUBC-1
Pieza soporte fijación mordaza	PZA-1-02-1
Pieza soporte fijación mordaza central	PZA-1-02-2
Pieza mordaza fija central	PZA-1-05
Subconjunto soporte mordazas fijas central	SUBC-1-02
Subconjunto soporte cilindro y guías	SUBC-2-02
Subconjunto sujeción fija	SUBC-1-SF
Subconjunto fijación móvil	SUBC-2
Subconjunto mesa giratoria de punteras	SUBC-3
Pieza base porta hormas	PZA-3-1
Subconjunto base para punteras	SUBC-3B
Subconjunto sistema empuje de capelladas	SUBC-4
Pieza acople rápido para base de punteras	PZA-4-2
Subconjunto sistema estructural	SUBC-5
Plano de soldadura de estructura	PZA-5-1

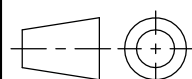
Tabla 1: Listado de planos realizados.

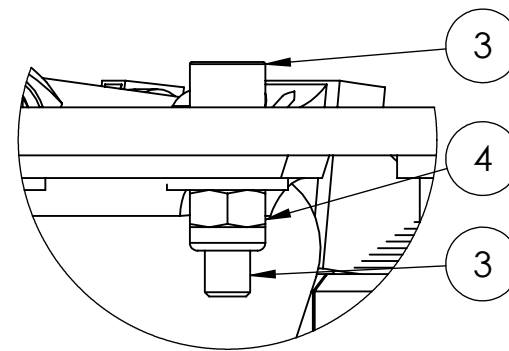
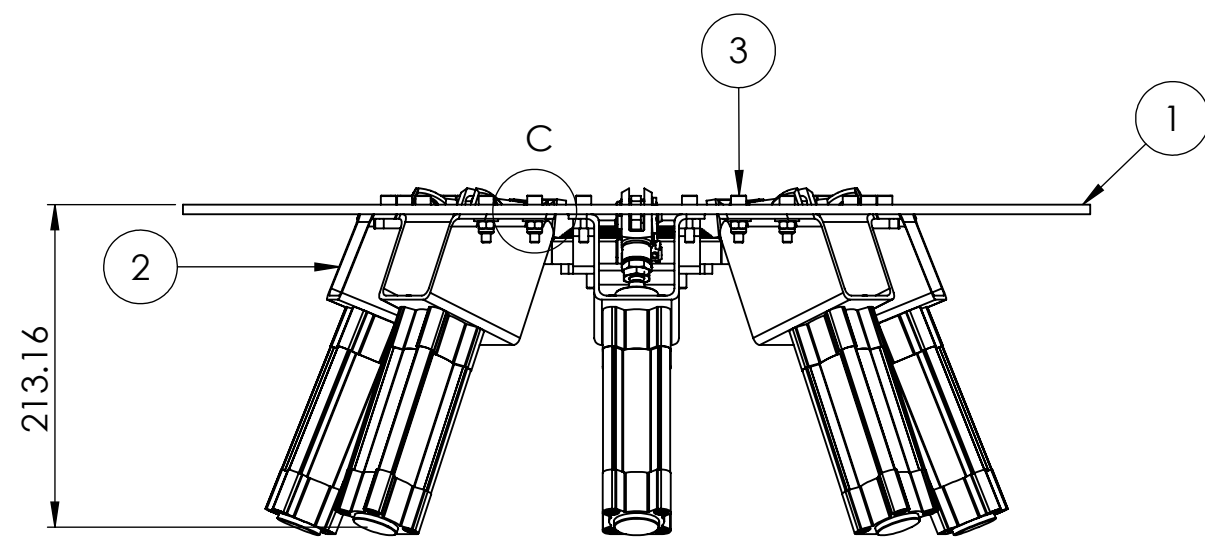


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 8

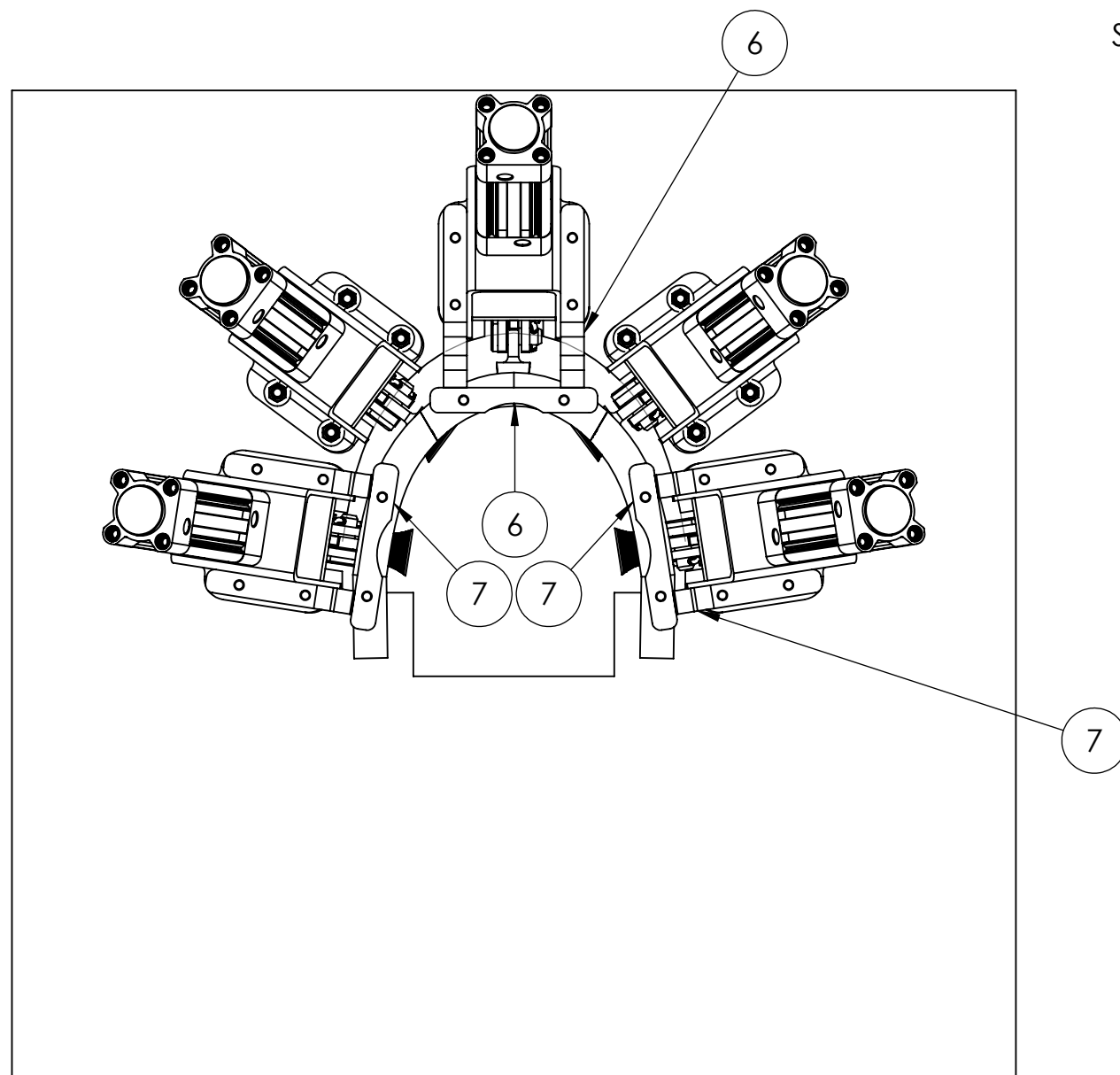
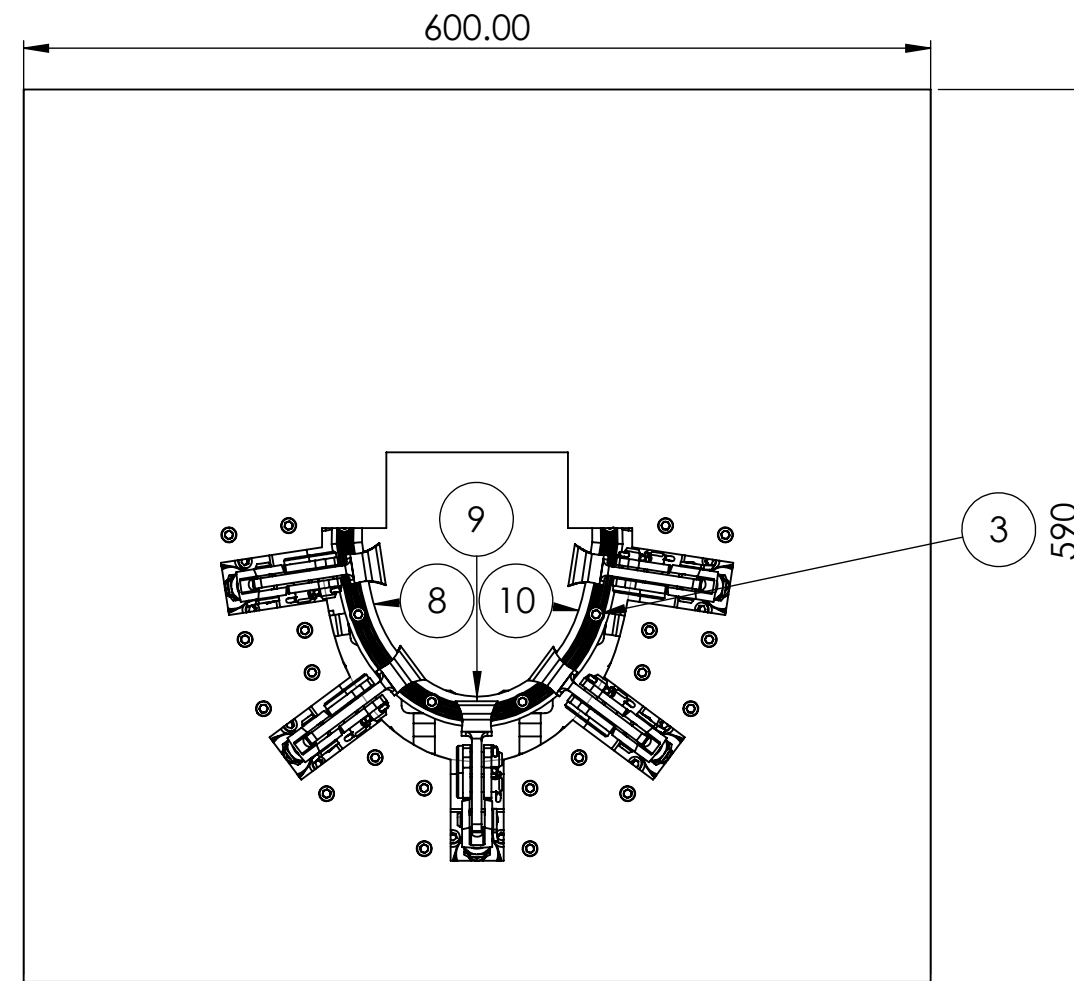


5	ESTRUCTURA	SOPORTE ESTRUCTURAL	SUBC-5	1
4	EMPUJE	CILINDRO NEUMATICO CENTRAL	SUBC-4	1
3	MESA GIRATORIA	MESA GIRATORIA CON PUNTERAS	SUBC-3	1
2	CLAMPEO MOVIL	SISTEMA DE PINZA Y CLAMP MOV.	SUBC-2	1
1	SISTEMA CLAMPEO	MESA BASE Y SISTEMA DE CLAMPEO	SUBC-1	1
POS	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO	CANT.

 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO PLANO CONJUNTO GENERAL EMPUJADOR DE CAPELLADAS	
DIBUJO	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL	
APROBO	9/11/25		BERTRAN IGNACIO MANZO AGUSTIN	1:8	
					CONJ-0



DETAIL C
SCALE 1 : 1



10	MORDAZA FIJA LATERAL-DER	MORDAZA FIJA CUERO	1-06	1
9	MORDAZA FIJA CENTRAL	MORDAZA FIJA CUERO	1-05	1
8	MORDAZA FIJA LATERAL-IZQ	MORDAZA FIJA CUERO	1-04	1
7	SOPORTE MORDAZAS FIJAS - LAT	CONJUNTO SOLDADO	1-03	2
6	SOPORTE MORDAZAS FIJAS - CENTRAL	CONJUNTO SOLDADO	1-02	1
5	ARANDELA PLANA D7.15	ISO 10669-7.15-N	COMERCIAL	8
4	TUERCA HEX. M6	ISO 7040-M6-N	COMERCIAL	8
3	BULON M6 x 25	ISO 4762 M6 x 25 - 25N	COMERCIAL	26
2	CILINDRO FIJACION	MECANISMO NEUM. FIJACION	1-CF	5
1	CHAPA BASE	CHAPA BASTIDOR PRINCIPAL	1-01	1
POS.	NOMBRE PZA.	DESCRIPCION	PLANO	CANT



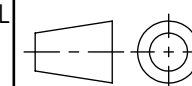
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

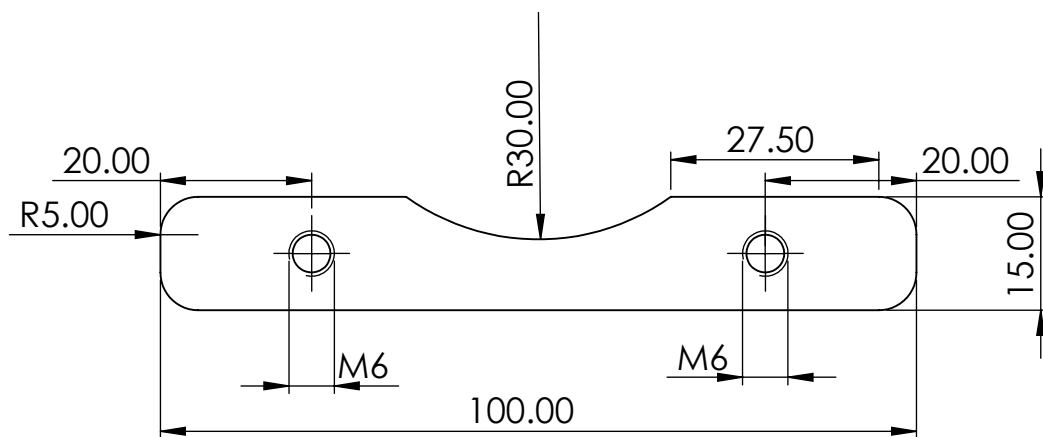
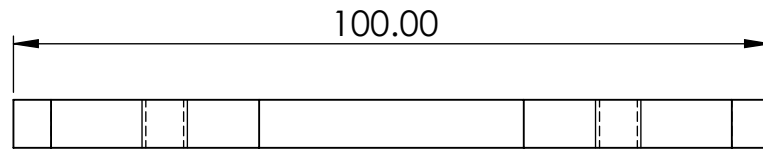
1-MESA Y FIJACION

	FECHA	FIRMA	NOMBRE
DIBUJO	30/11/25		BERTRAN, IGNACIO
APROBO			MANZO, AGUSTIN

ESCALA GENERAL
1:2



SUBC-1



MATERIAL: CHAPA 1/4'

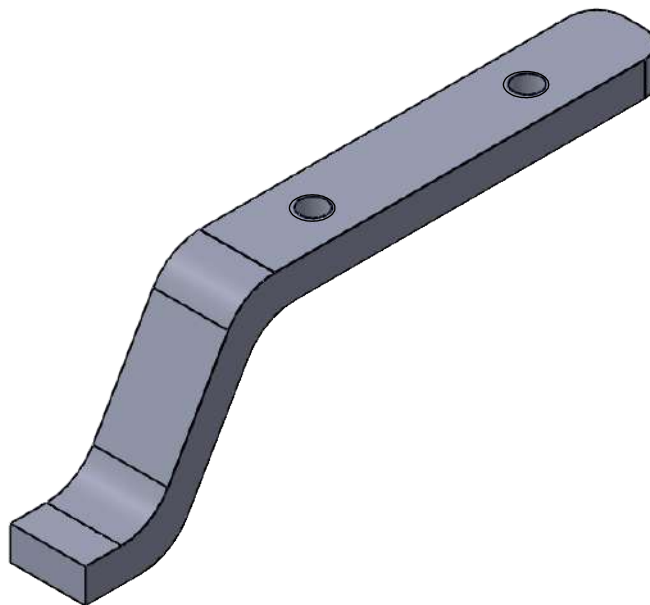
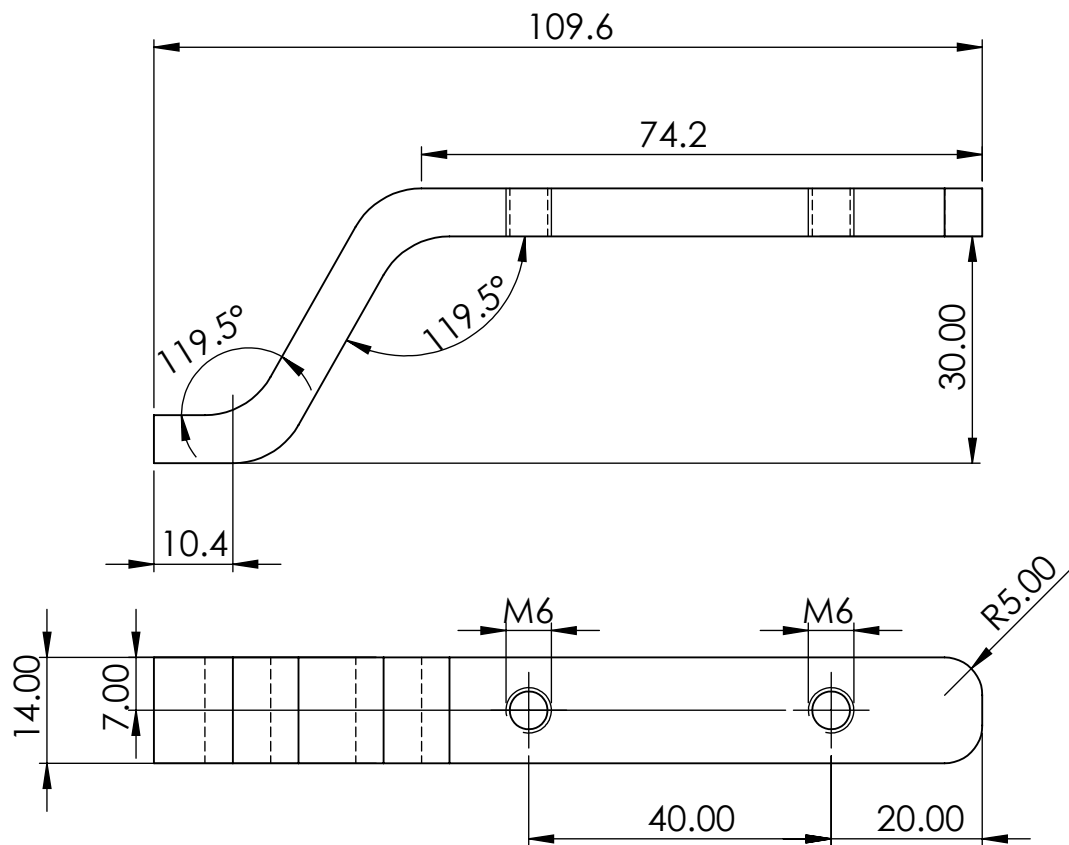


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

CHAPA P/ FIJACION MORDAZA

	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		1-02-1
DIBUJO	2/12/25		BERTRAN, IGNACIO MANZO, AGUSTIN	1:1		
APROBO			LEGAJO:			



MATERIAL: CHAPA PLEGADA 1/4'

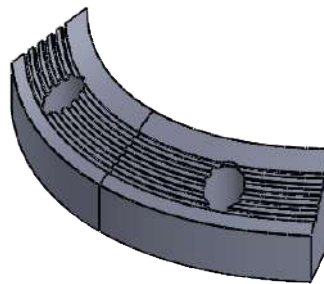
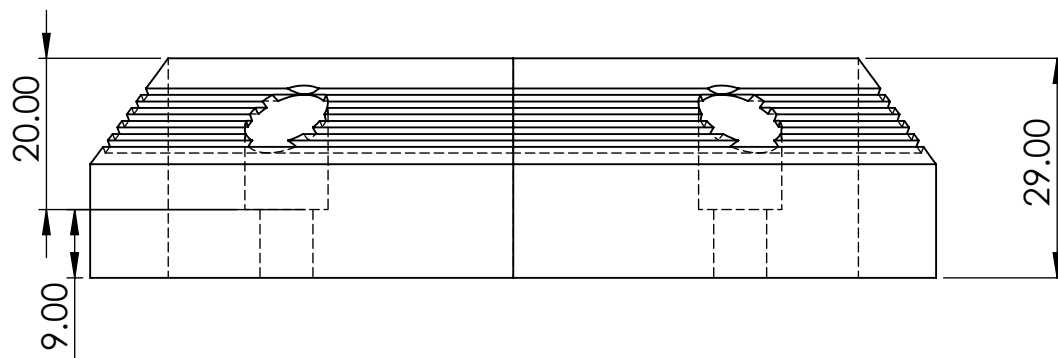
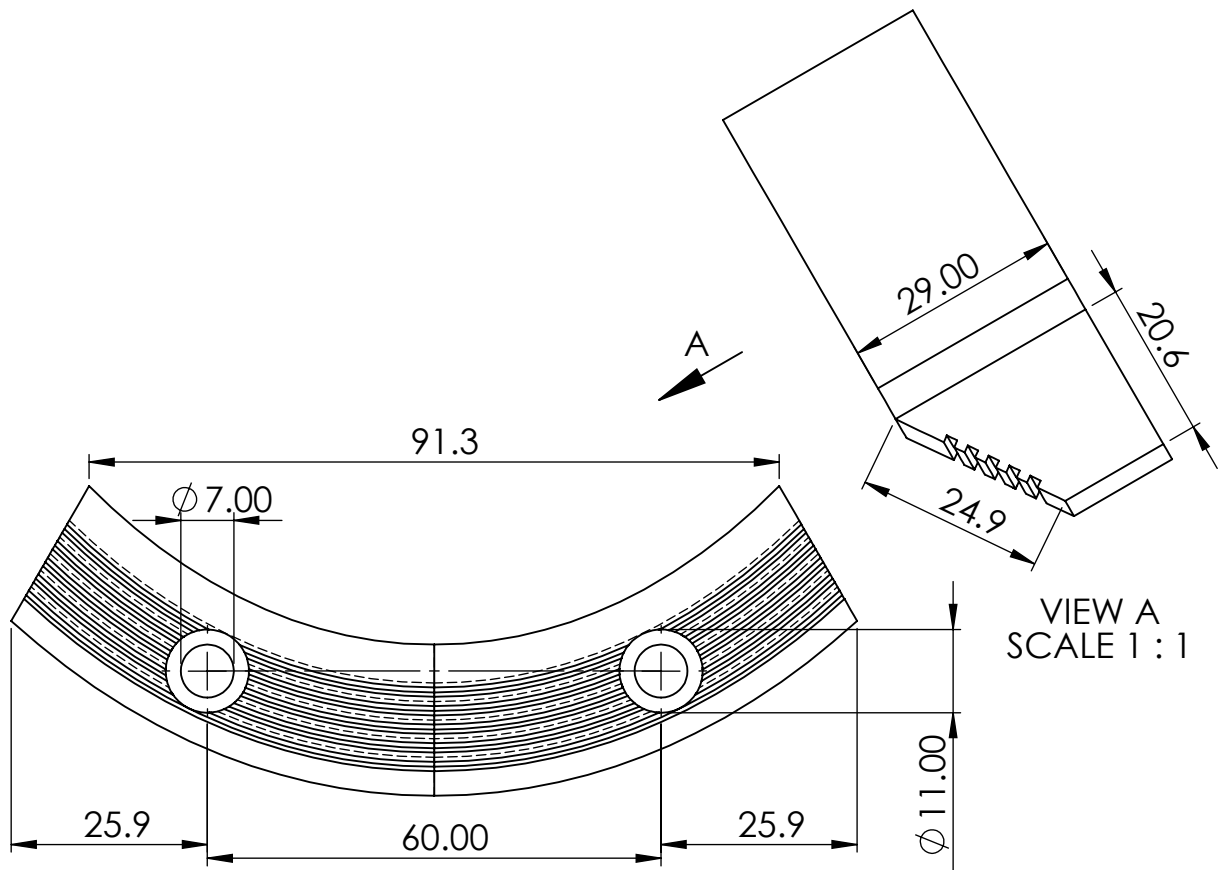


PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

TITULO

**SOPORTE P/ FIJACION
 MORDAZA - CEN**

	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		1-02-2
DIBUJO	2/12/25		BERTRAN, IGNACIO MANZO, AGUSTIN	1:1		
APROBO			LEGAJO:			



MATERIAL: FUNDICION ALUMINIO

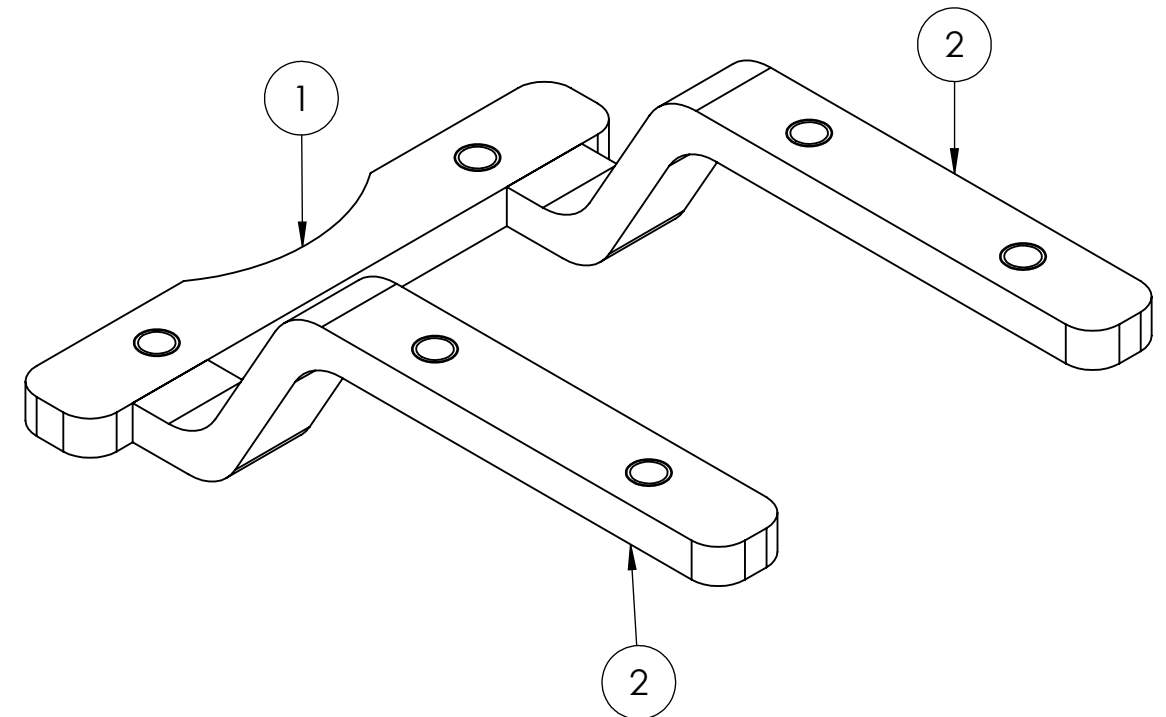
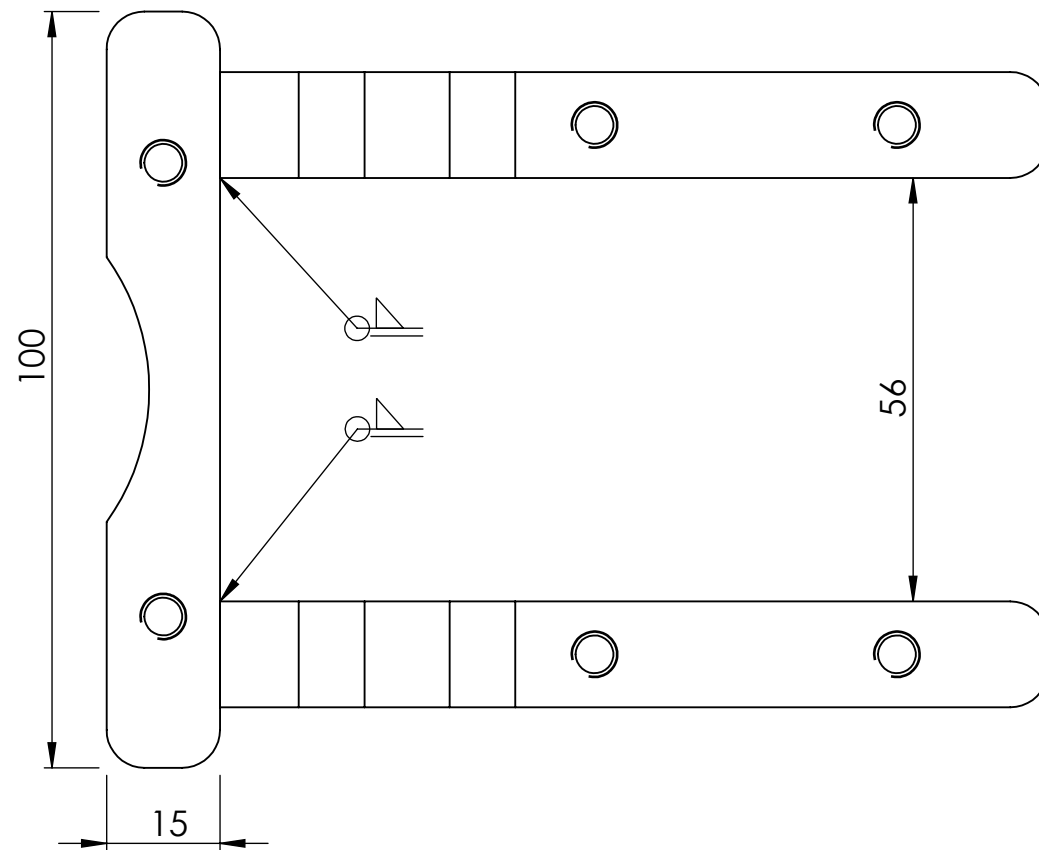
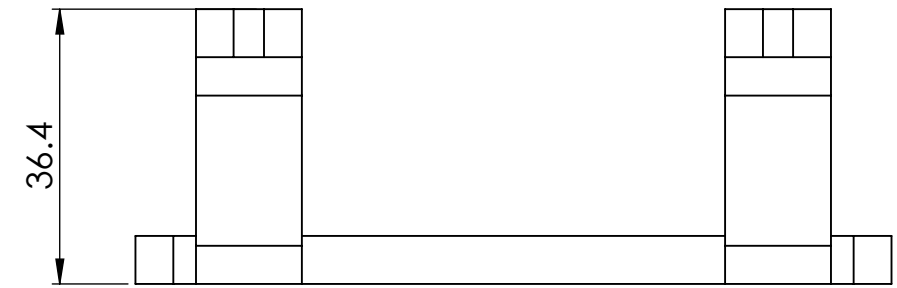
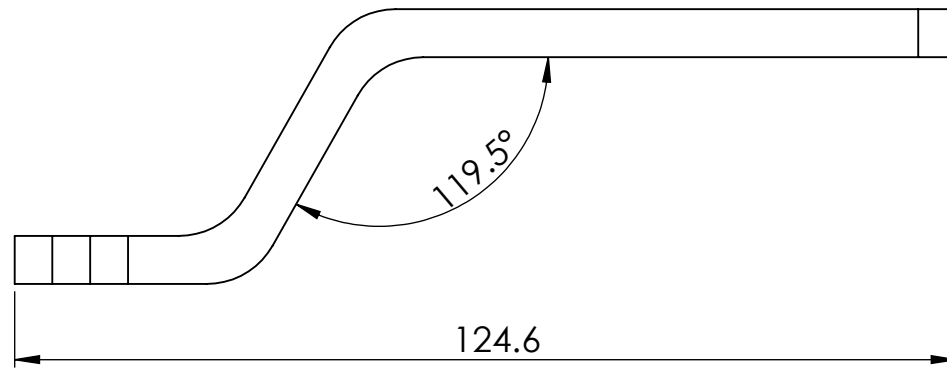


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

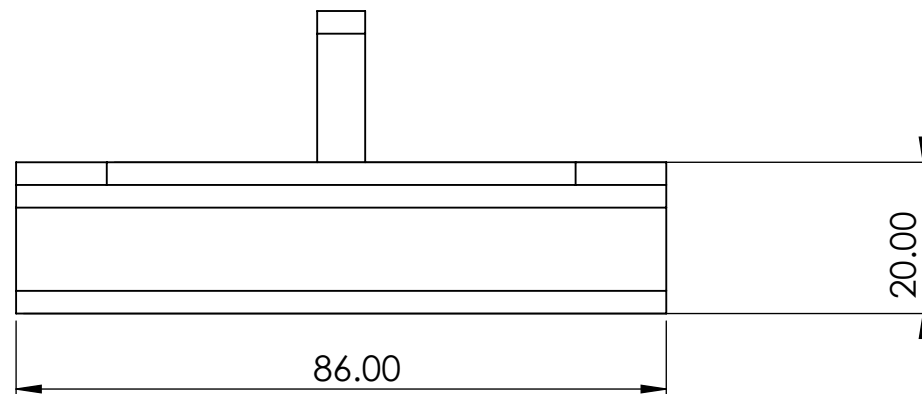
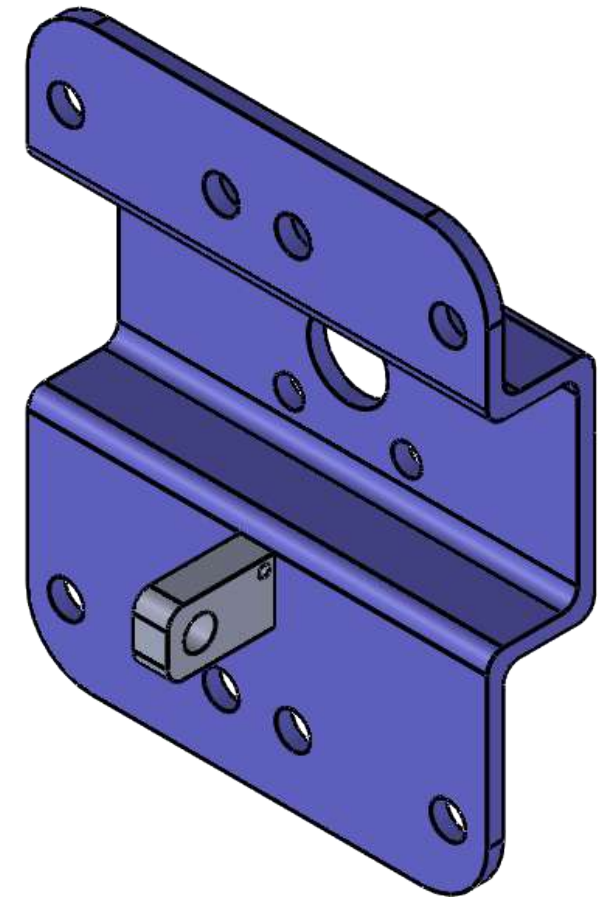
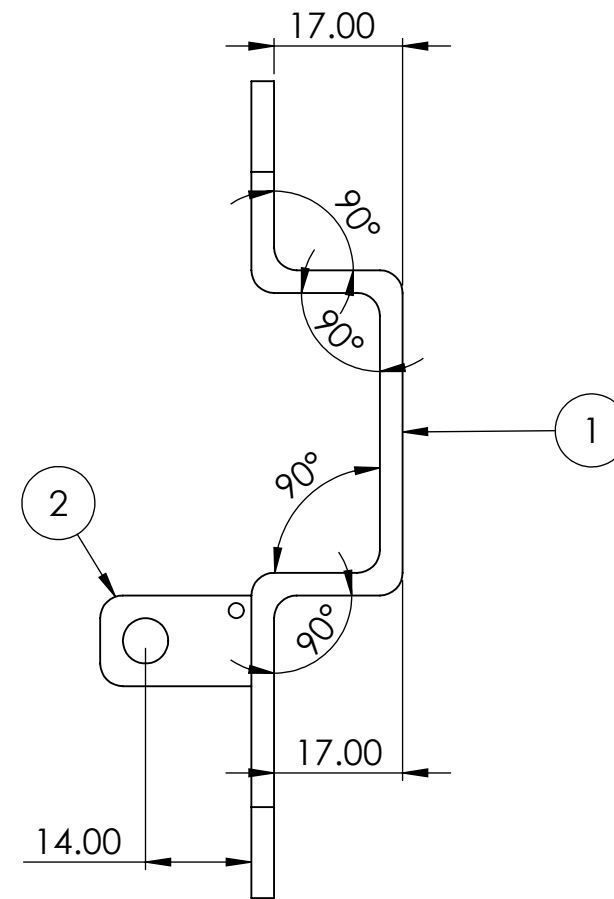
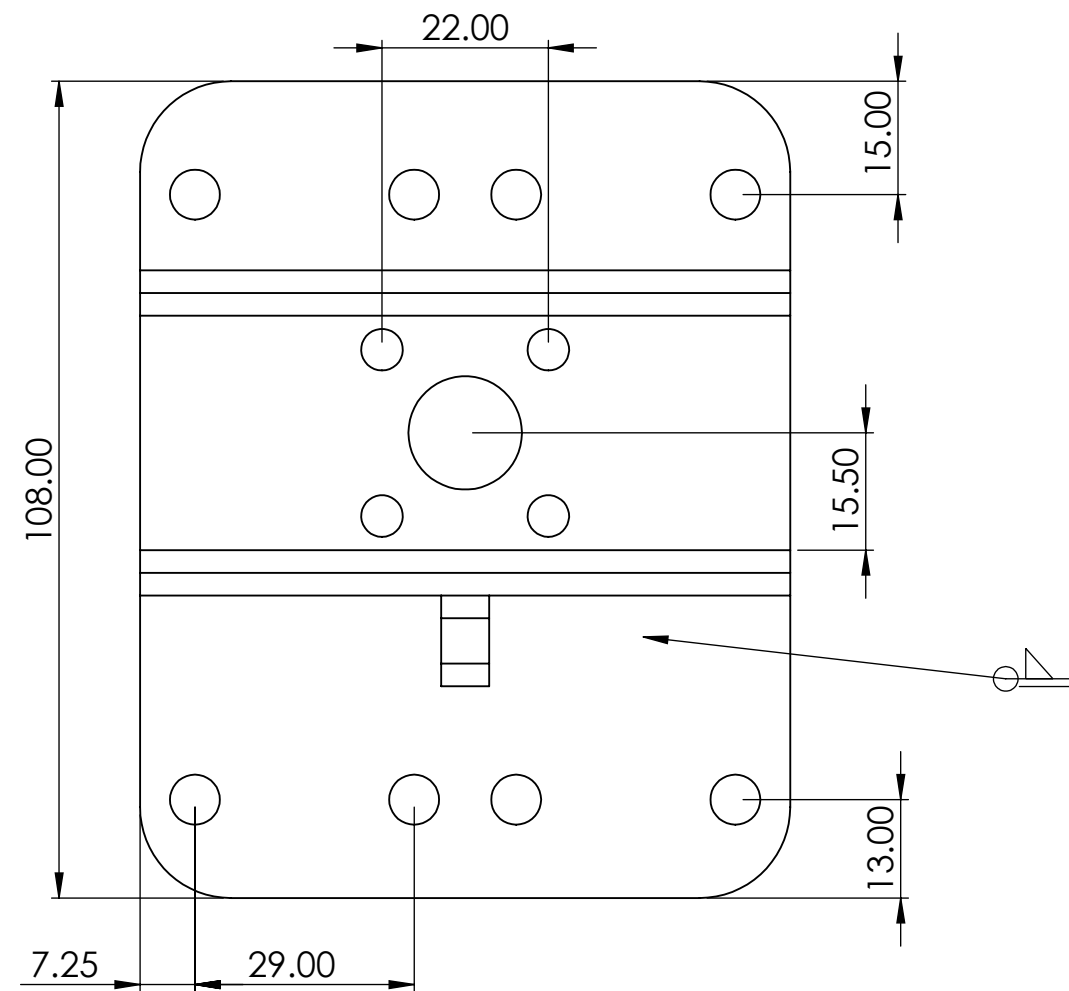
TITULO

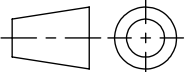
MORDAZA FIJA CENTRAL

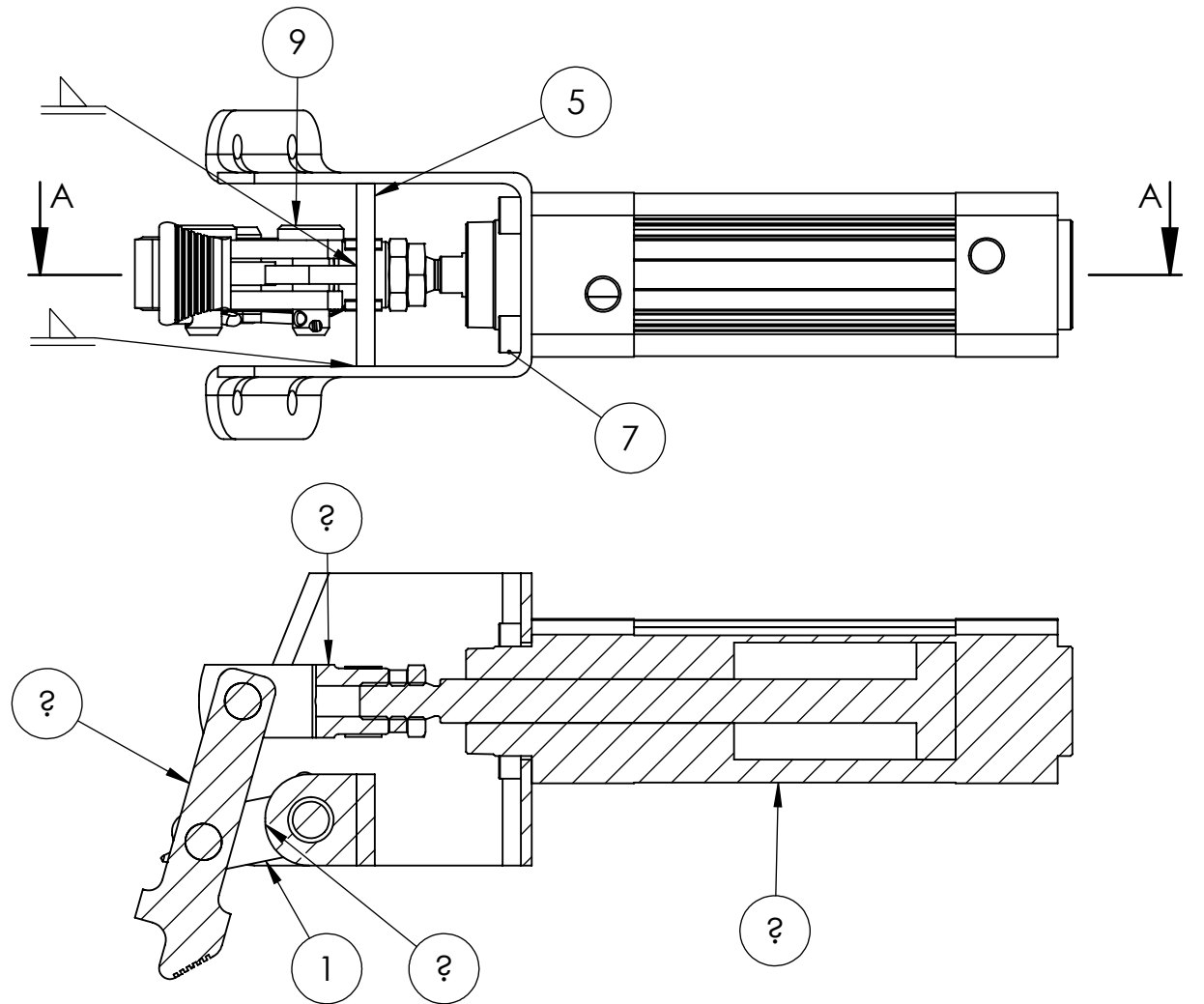
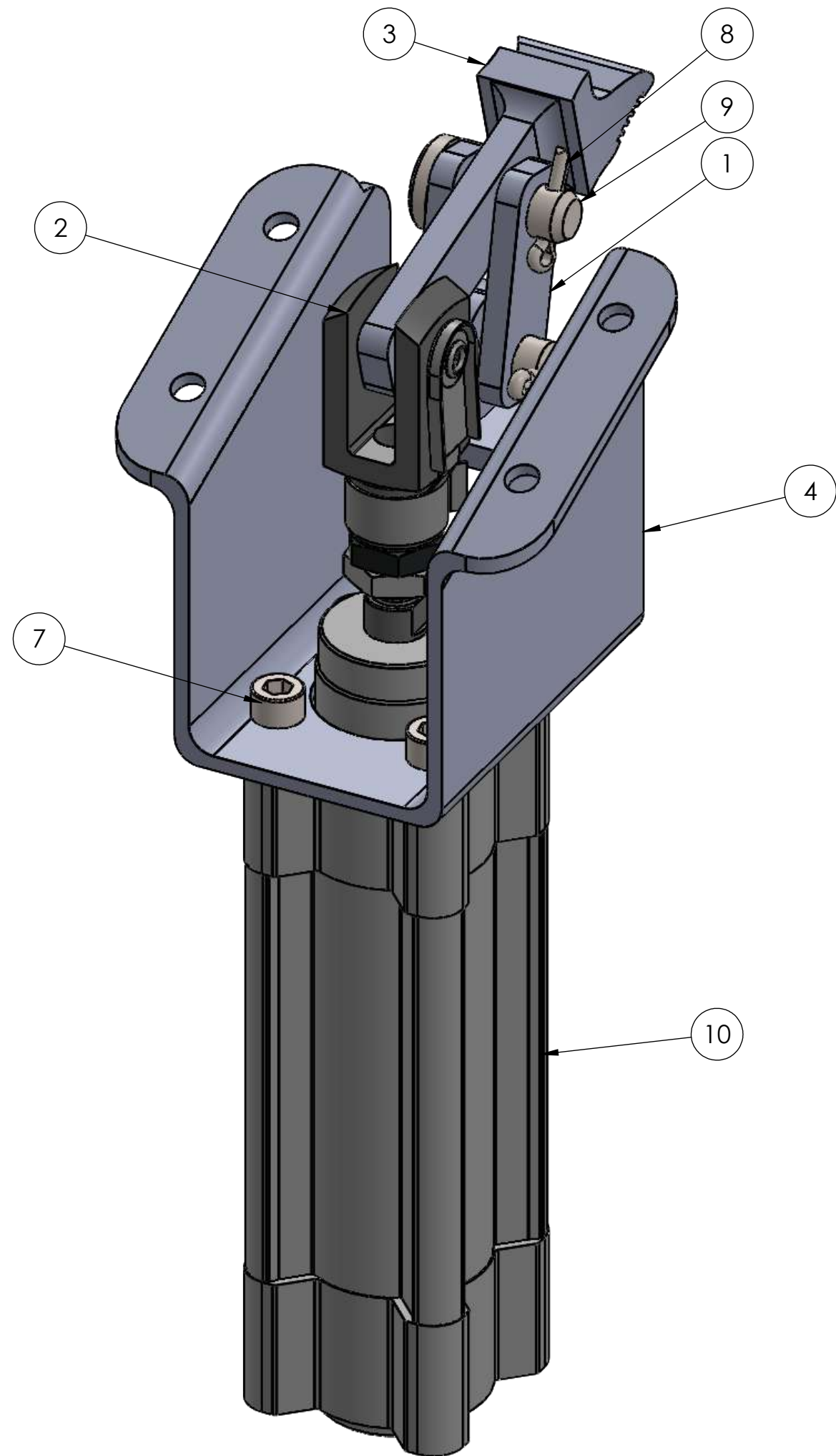
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		PZA1-05
DIBUJO	1/12/25		BERTRAN, IGNACIO MANZO, AGUSTIN	1:1		
APROBO			LEGAJO:			



2	SoporteFijacionMordazasfijas	CHAPA PLEGADA 1/4'	1-02-2	2
1	SoporteMordazasFijas	CHAPA 1/4'	1-02-1	1
NRO	NOMBRE PIEZA	DESCRIPCION	PLANO	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO SOPORTE MORDAZAS FIJAS - CENTRAL		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	
DIBUJO	2/12/25		BERTRAN, IGNACIO	
APROBO			MANZO, AGUSTIN	
ESCALA GENERAL		1:1		
			1-02	

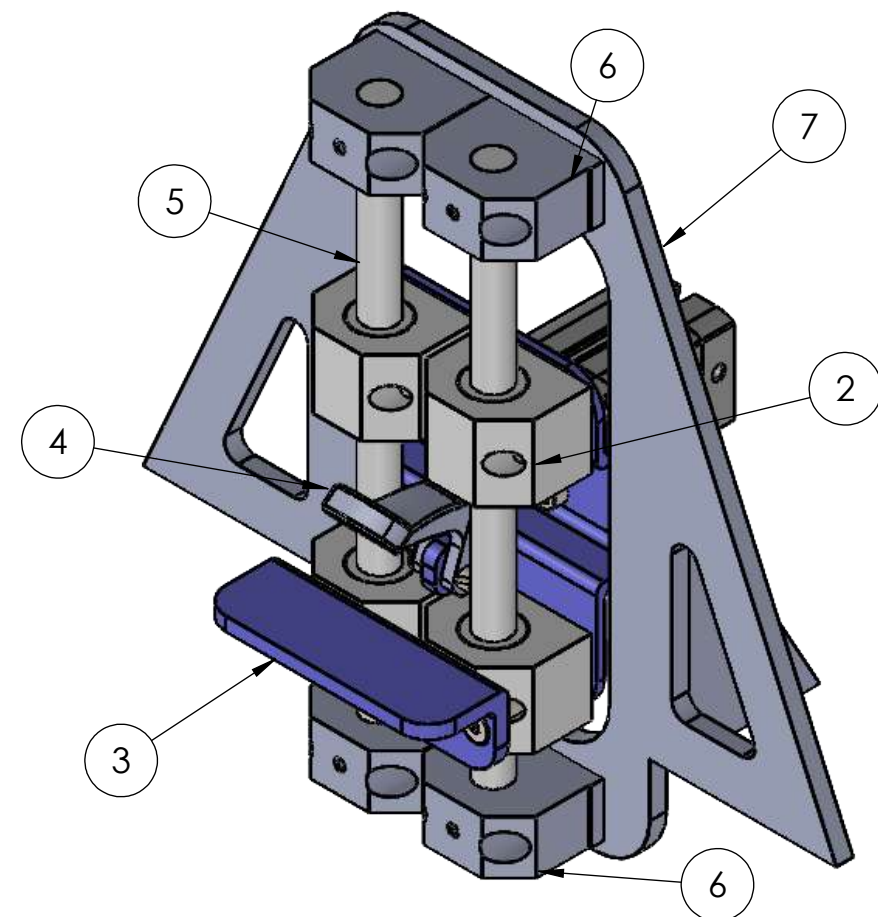
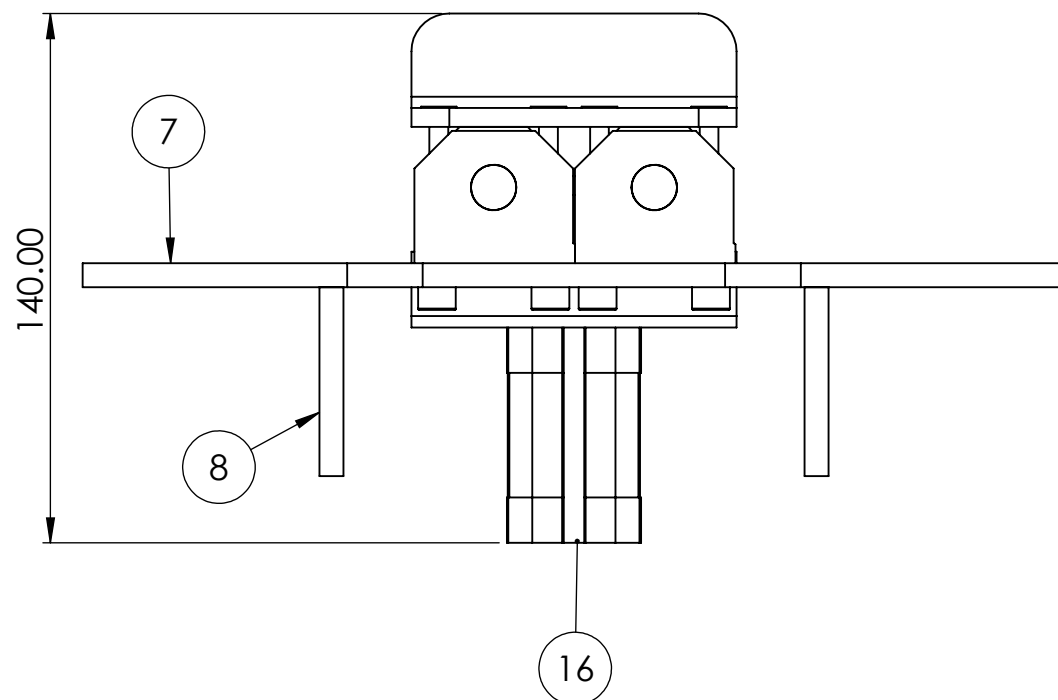
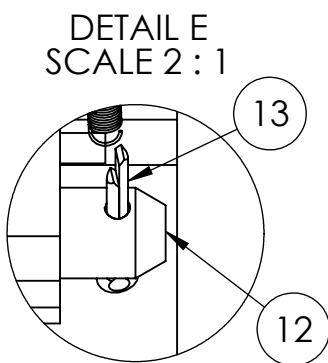
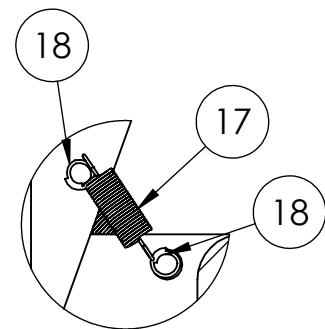
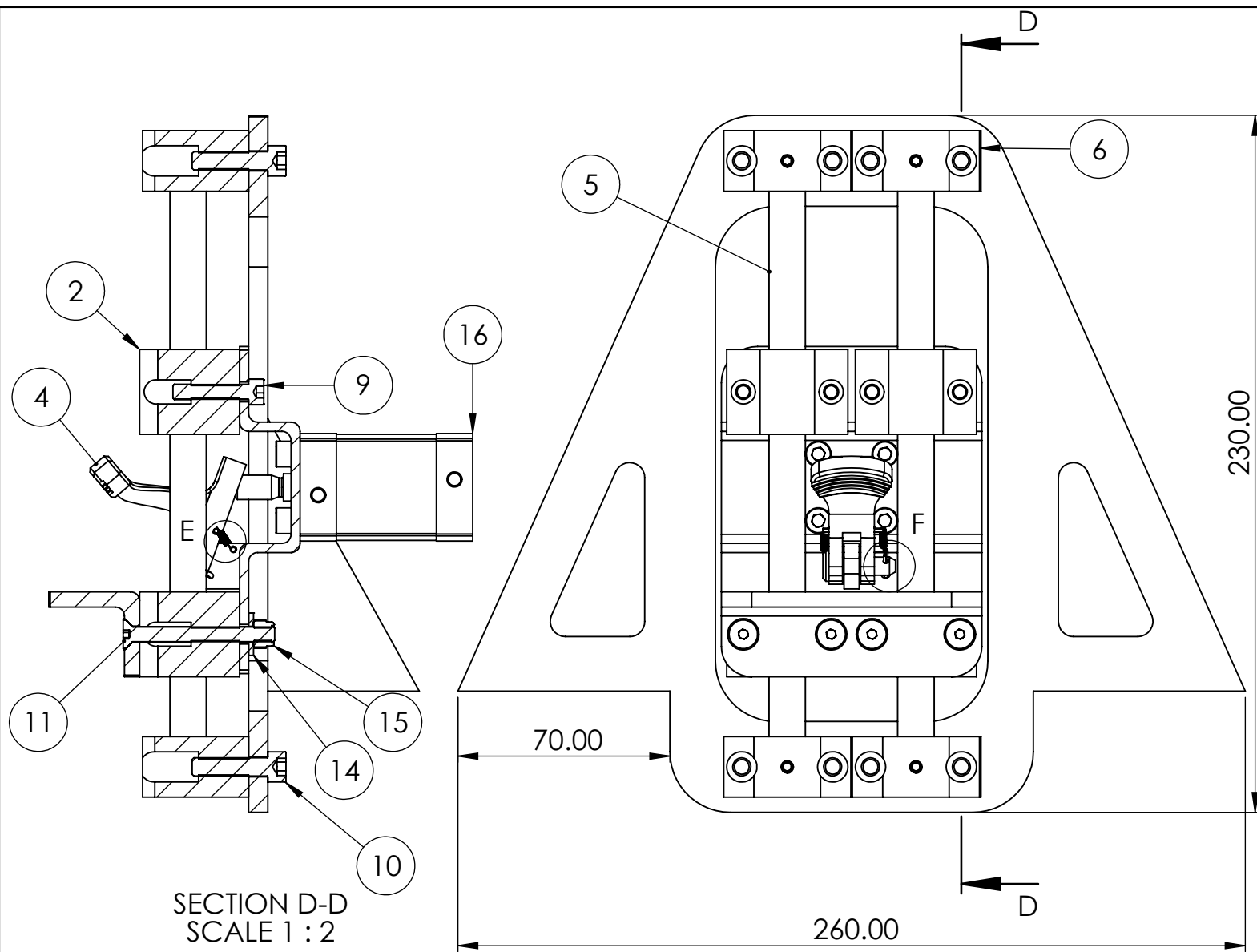


2	PIVOTE PALANCA FIJACION	CHAPA 1/4'	2-02-2	1	
1	SOPORTE CILINDRO	CHAPA PLEGADA 1/8'	2-02-1	1	
NRO.	NOMBRE PZA	DESCRIPCION	PLANO	CANT.	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO SOPORTE CILINDRO Y GUIAS			
	FECHA	FIRMA	ESCALA GENERAL 1:1		2-02
DIBUJO	2/12/25				
APROBO					
		NOMBRE BERTRAN, IGNACIO MANZO, AGUSTIN			



SECTION A-A
SCALE 1 : 2

10	CILINDRO NEUMATICO	DSBC 32 50 PPSA N3	COMERCIAL	1
9	PERNO	ISO 2341 10 x 26x 3.2	COMERCIAL	2
8	CHAVETA PARTIDA	ISO 1234 3.2x14	COMERCIAL	2
7	BULON ALLEN M6	ISO 4762 M6 x 40 - 24N	COMERCIAL	4
6	OREJA	CHAPA 6.35 mm	1-MF-03	1
5	SOPORTE OREJA	CHAPA 6.35 mm	1-MF-02	1
4	SOPORTE CILINDRO	CHAPA PLEGADA	1-MF-01	1
3	ESLABON CONTACTO	CHAPA	1-MF-05	1
2	HORQUILLA NEUM.-M10	2674 SG-M10	COMERCIAL	1
1	ESLABON NEXO	CHAPA	1-MF-04	2
POS.	NOMBRE PIEZA	DESCRIPCION	PLANO	CANT.
		TITULO		
PROYECTO FINAL		SUJECION FIJA		
ESCUELA INGENIERIA MECANICA				
ROSARIO				
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO	30/11/25		BERTRAN, IGNACIO	1:2
APROBO			MANZO, AGUSTIN	
				SUBC1-SF



18	PERNO ELASTICO	2x20	COMERCIAL	2
17	RESORTE TRACCION	8X2X0.2	COMERCIAL	2
16	CILINDRO NEUMATICO	ADN-20-20-A-P-A	COMERCIAL	1
15	TUERCA AUTOFRENANTE M5	ISO 7040-M5-N	COMERCIAL	4
14	ARANDELA P/M5	ESTANDAR	COMERCIAL	4
13	CHAVETA PARTIDA	D1,6x10	COMERCIAL	1
12	PERNO	6 x 22 x 1.6 - St	COMERCIAL	1
11	BULON M5 CAB. FREZADA	M5x50 CAB. FREZ.	COMERCIAL	4
10	BULON M6	M6 x 25	COMERCIAL	8
9	BULON M5	M5 x 25	COMERCIAL	8
8	NERVIO	CHAPA SOLDADA	2-5	2
7	CHAPA SOPORTE VERTICAL	SOPORTE VERTICAL	2-1	1
6	SOPORTE DEL EJE	D 12 WBA-12-FO	COMERCIAL	4
5	BARRA CILINDRICA D20	RECTIFICADA	COMERCIAL	2
4	PIVOTE FIJACION CUERO		2-4	1
3	CHAPA EMPUJADA	CHAPA PLEGADA	2-3	1
2	RODAMIENTO LINEAL	D12_R102721234_p	COMERCIAL	4
1	SOPORTE CILINDRO	CHAPA PLEGADA	2-2	1
POS.	NOMBRE PIEZA	DESCRIPCION	PLANO	CANT.



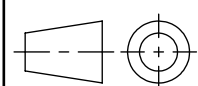
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

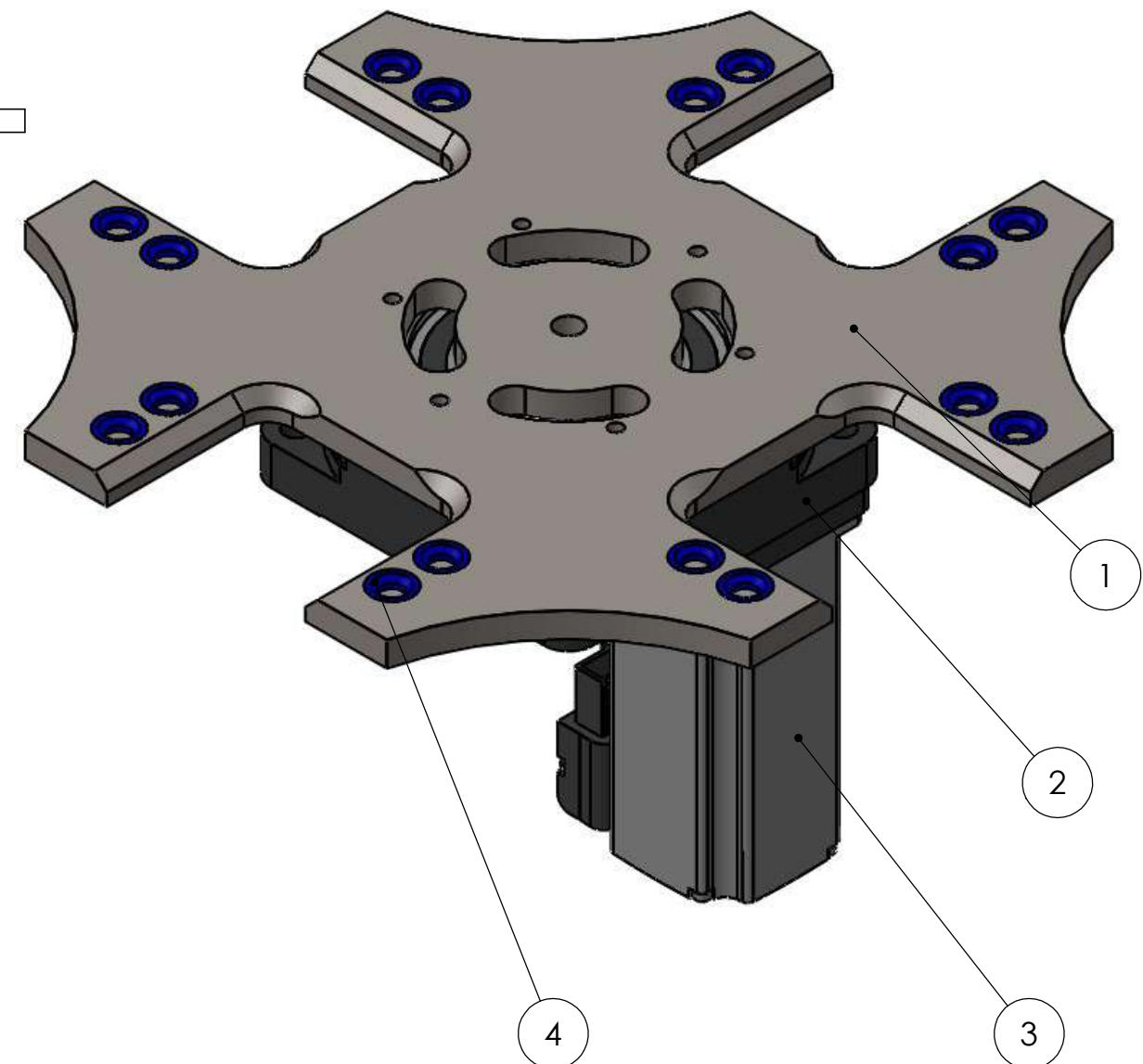
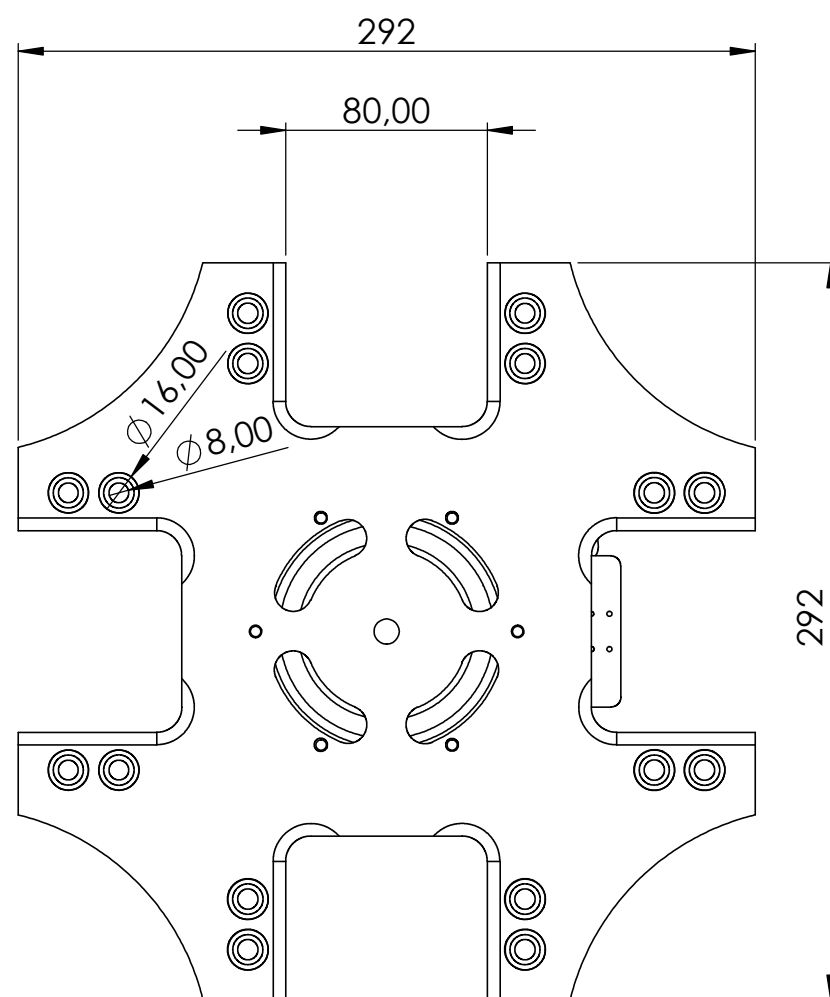
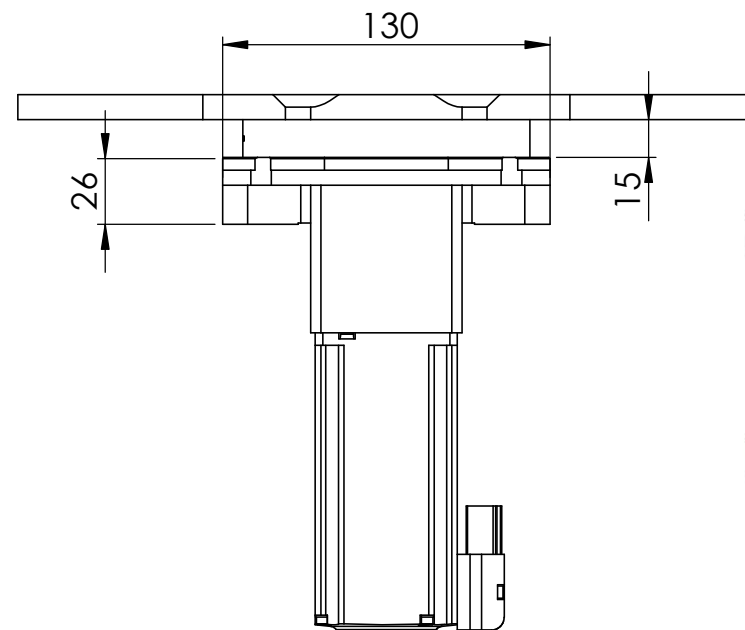
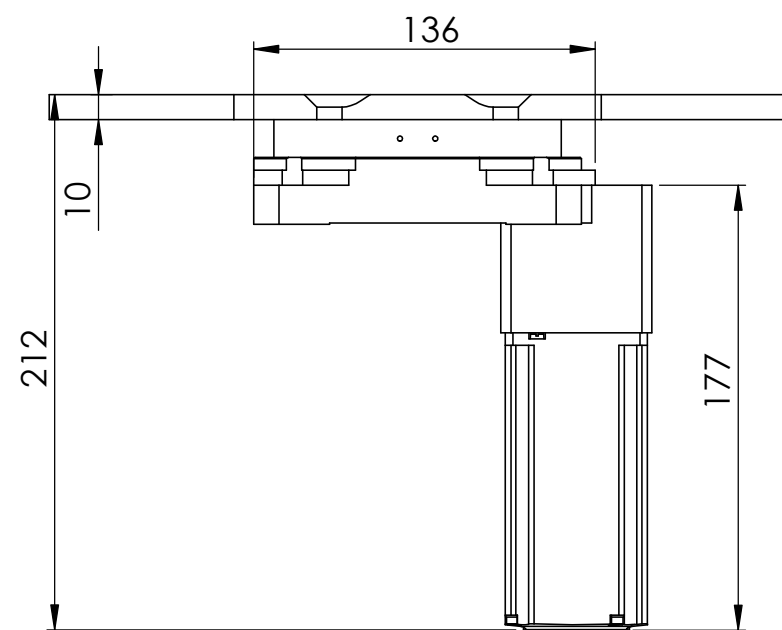
2- FIJACION MOVIL

DIBUJO	FECHA	FIRMA	NOMBRE
APROBO	30/11/25		BERTRAN, IGNACIO MANZO, AGUSTIN

ESCALA GENERAL
1:2



SUBC-2



4	ANILLO IMAN	D EXT= 16 mm D INT = 8 mm	COMERCIAL	16
3	MOTOR PASO A PASO	8156142 EMMB-ST-57-M-SMB - (400) marca MTA	COMERCIAL	1
2	MESA GIRATORIA HUECA	HRTA-1301-018(NEMA 23)	COMERCIAL	1
1	BASE PORT. HORMAS	PORTA HORMAS 292 X 292 mm	PZA-3-1	1
POS	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO	CANT.

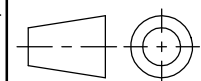


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

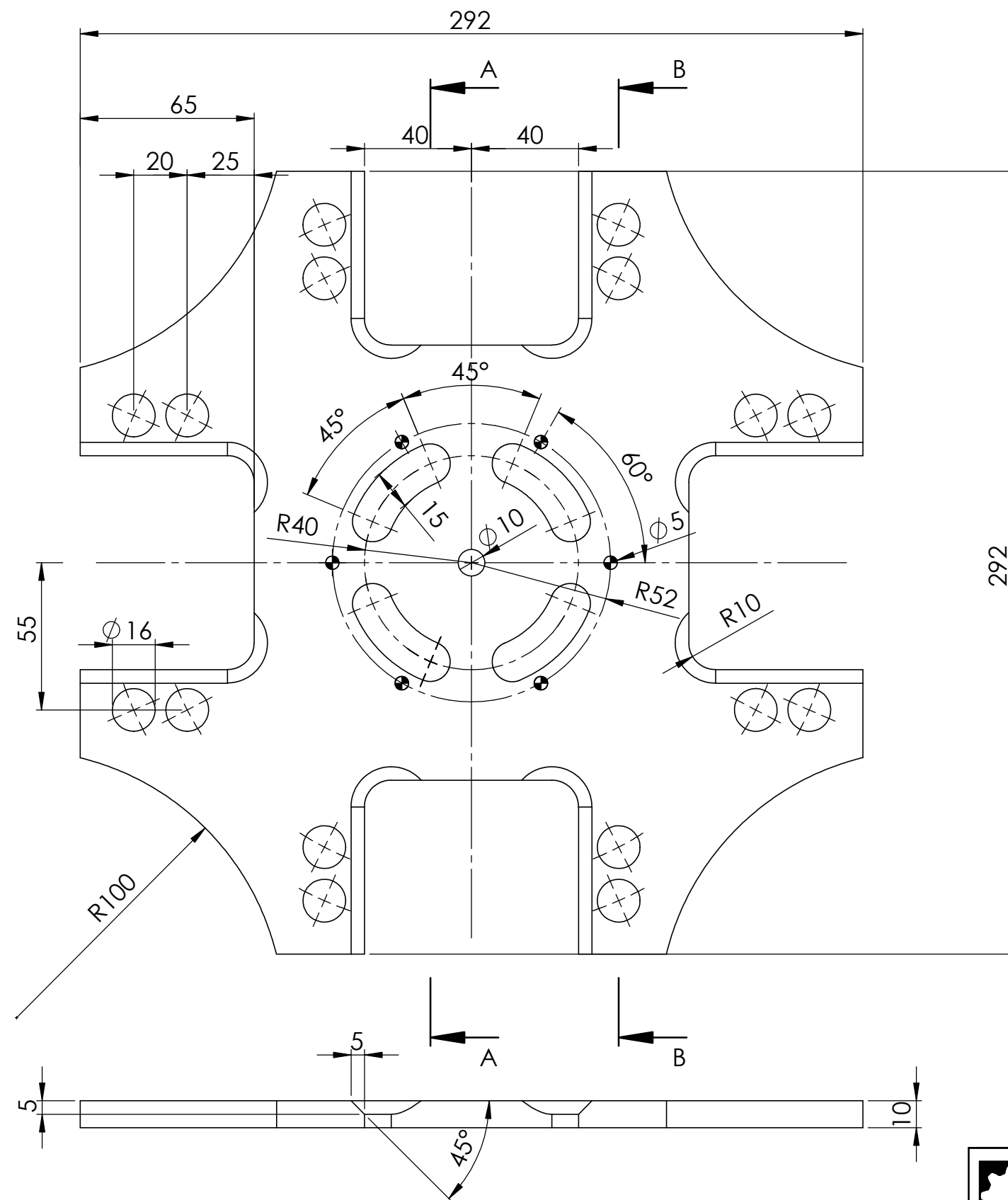
TITULO
**PLANO SUBCONJUNTO DE
MESA GIRATORIA DE PUNTERAS**

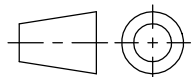
	FECHA	FIRMA	NOMBRE
DIBUJO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO
APROBO			MANZO AGUSTIN

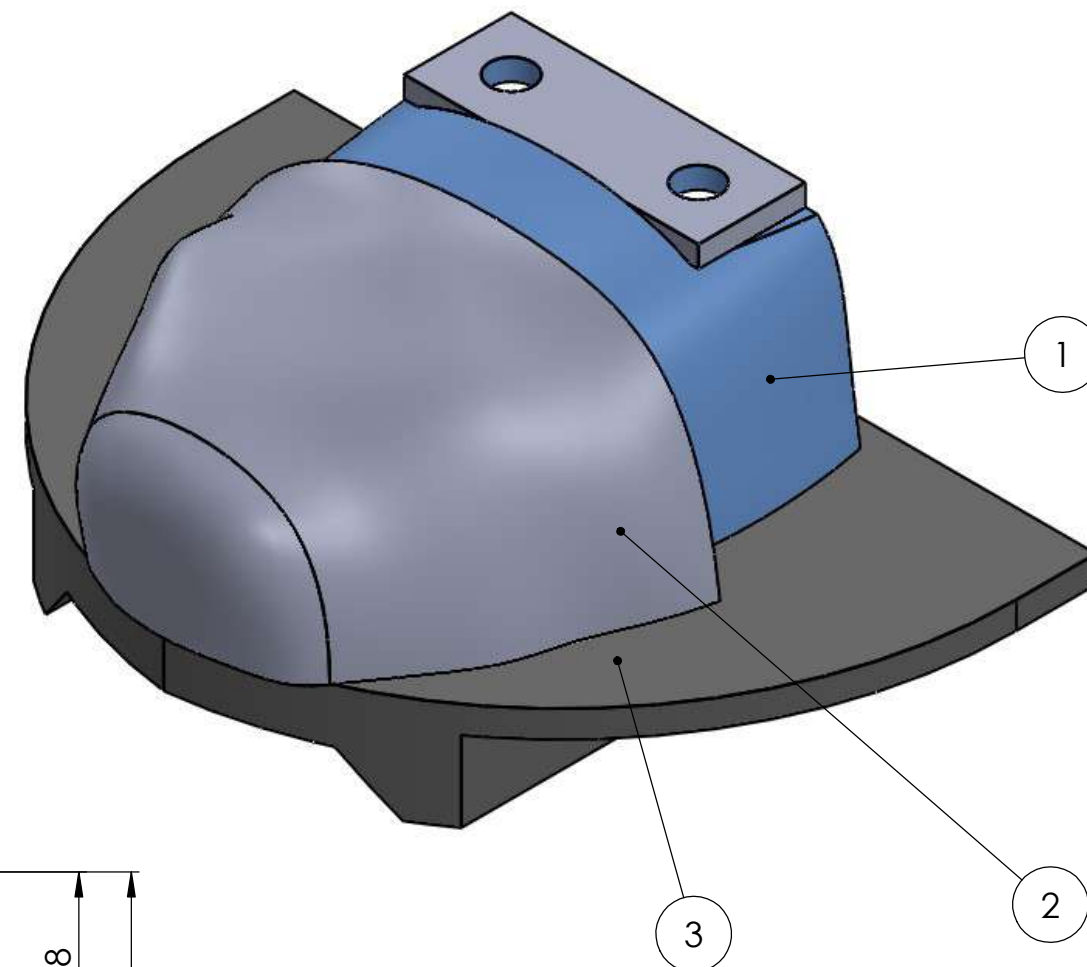
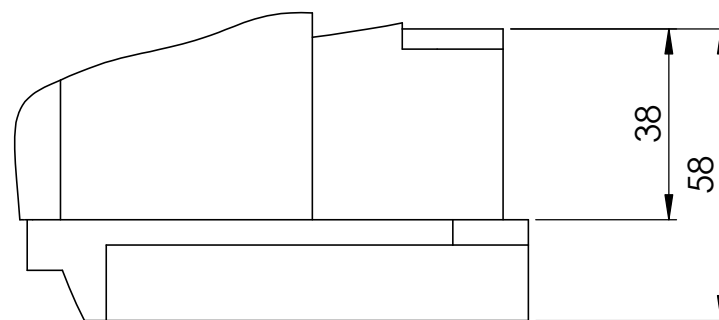
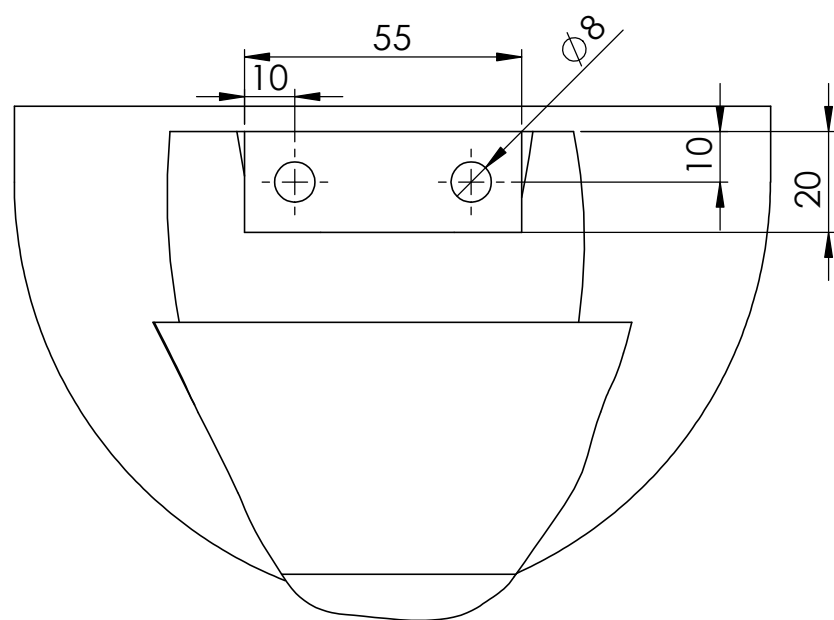
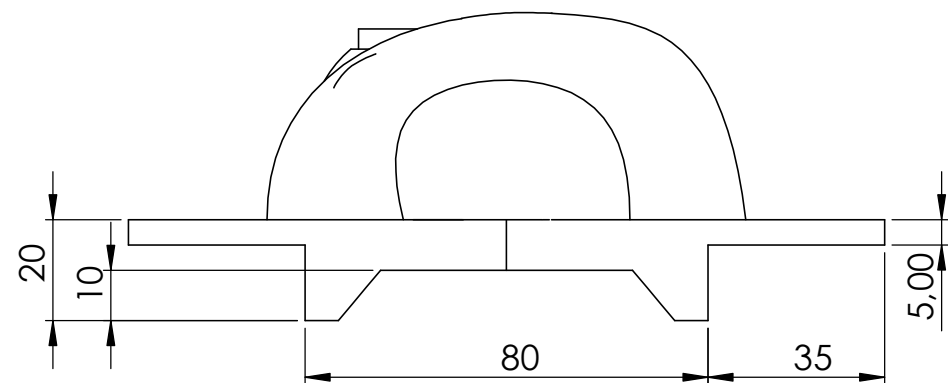
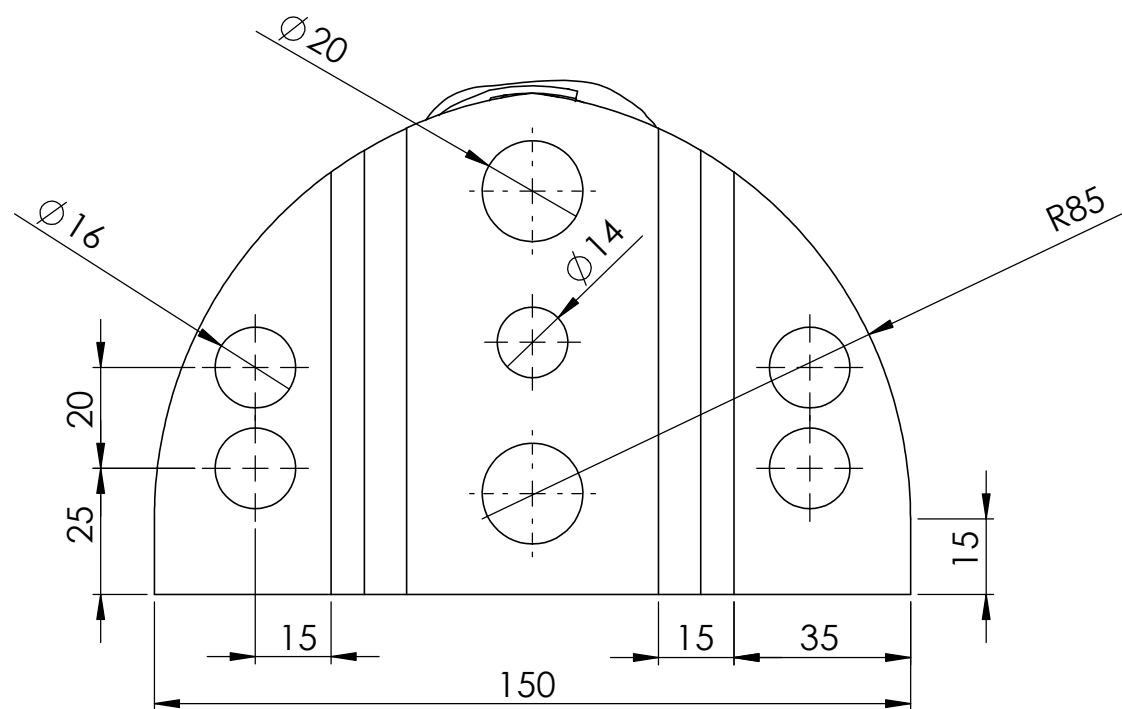
ESCALA GENERAL
1:3



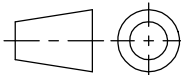
SUBC-3

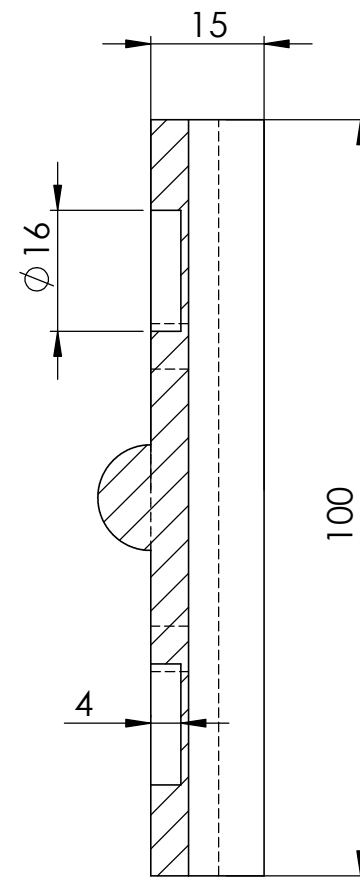
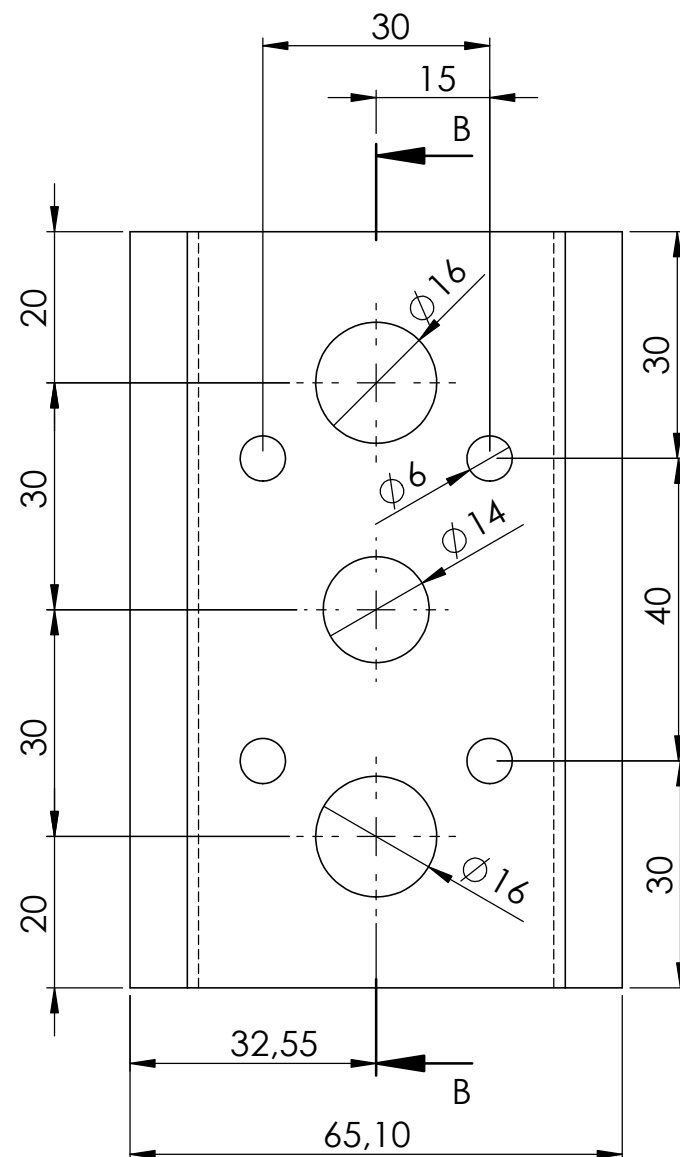
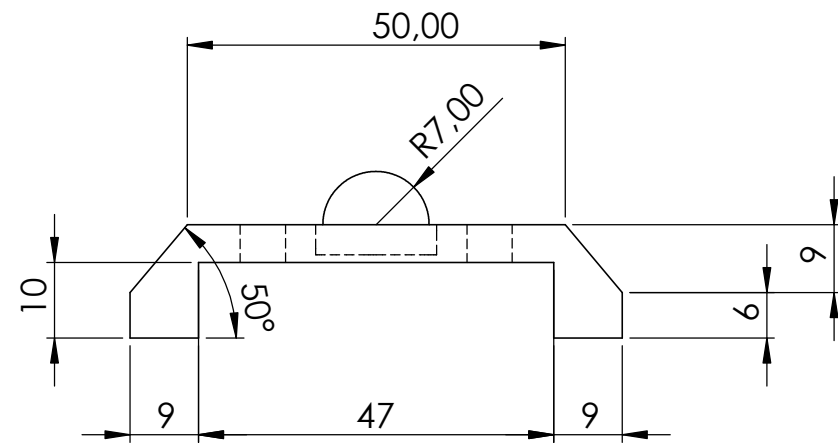


 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO PLANO DE PIEZA DE BASE PORTA HORMAS		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		PZA-3-1
DIBUJO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO	1:2		
APROBO			MANZO AGUSTIN			

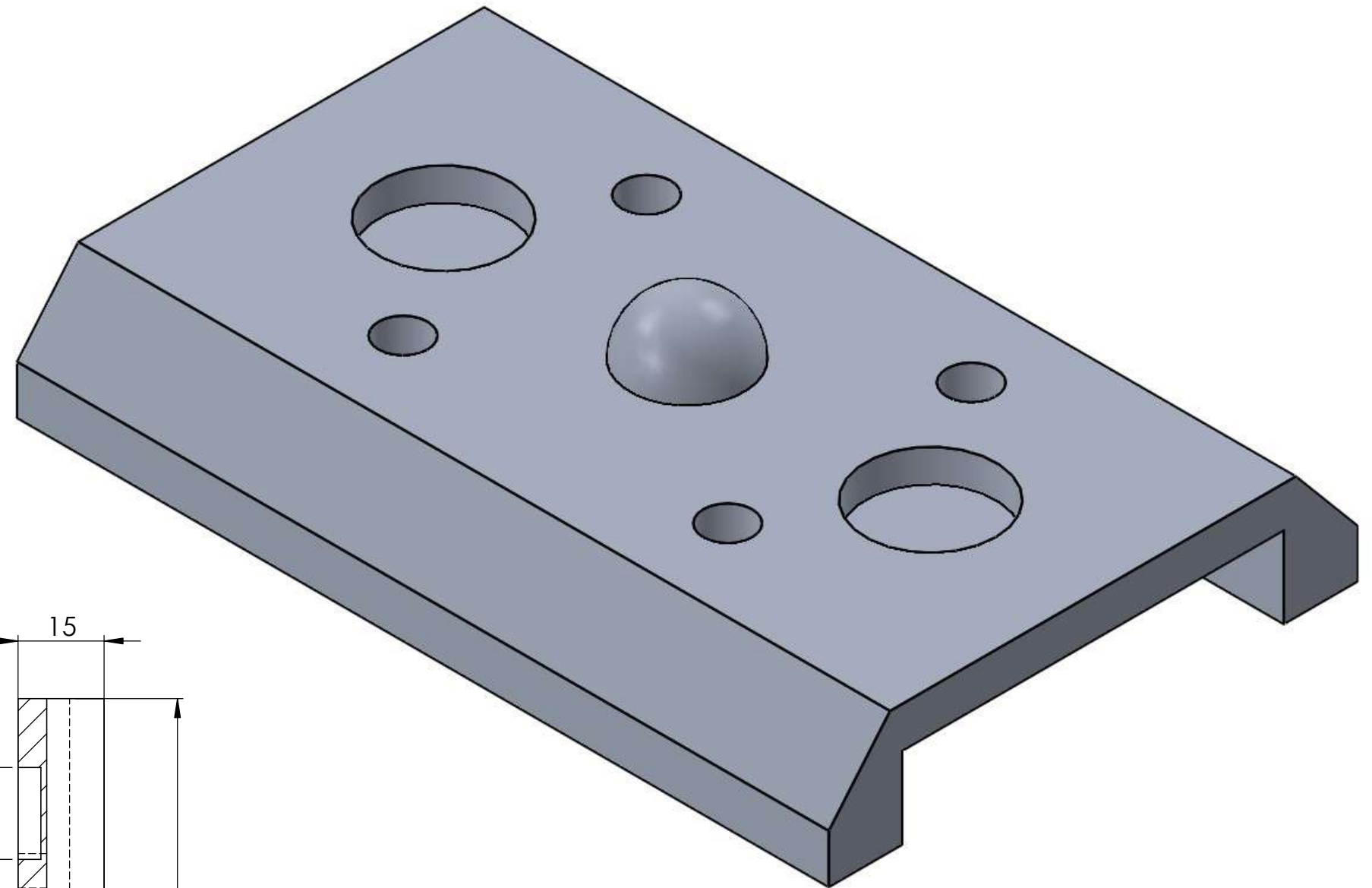


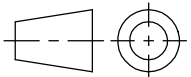
POS	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO	CANT.
1	HORMA	TALLE 6	COMERCIAL	1
2	PUNTERA	TALLE 6	COMERCIAL	1
3	BASE MOVIL	SAE 1010	PZA-3B-1	1

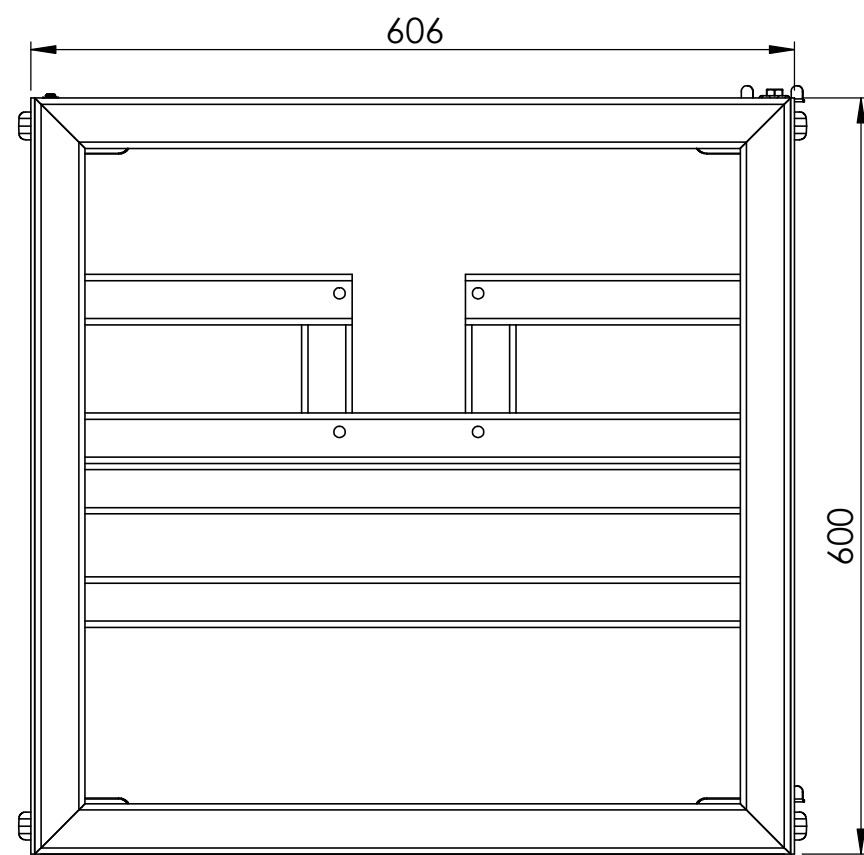
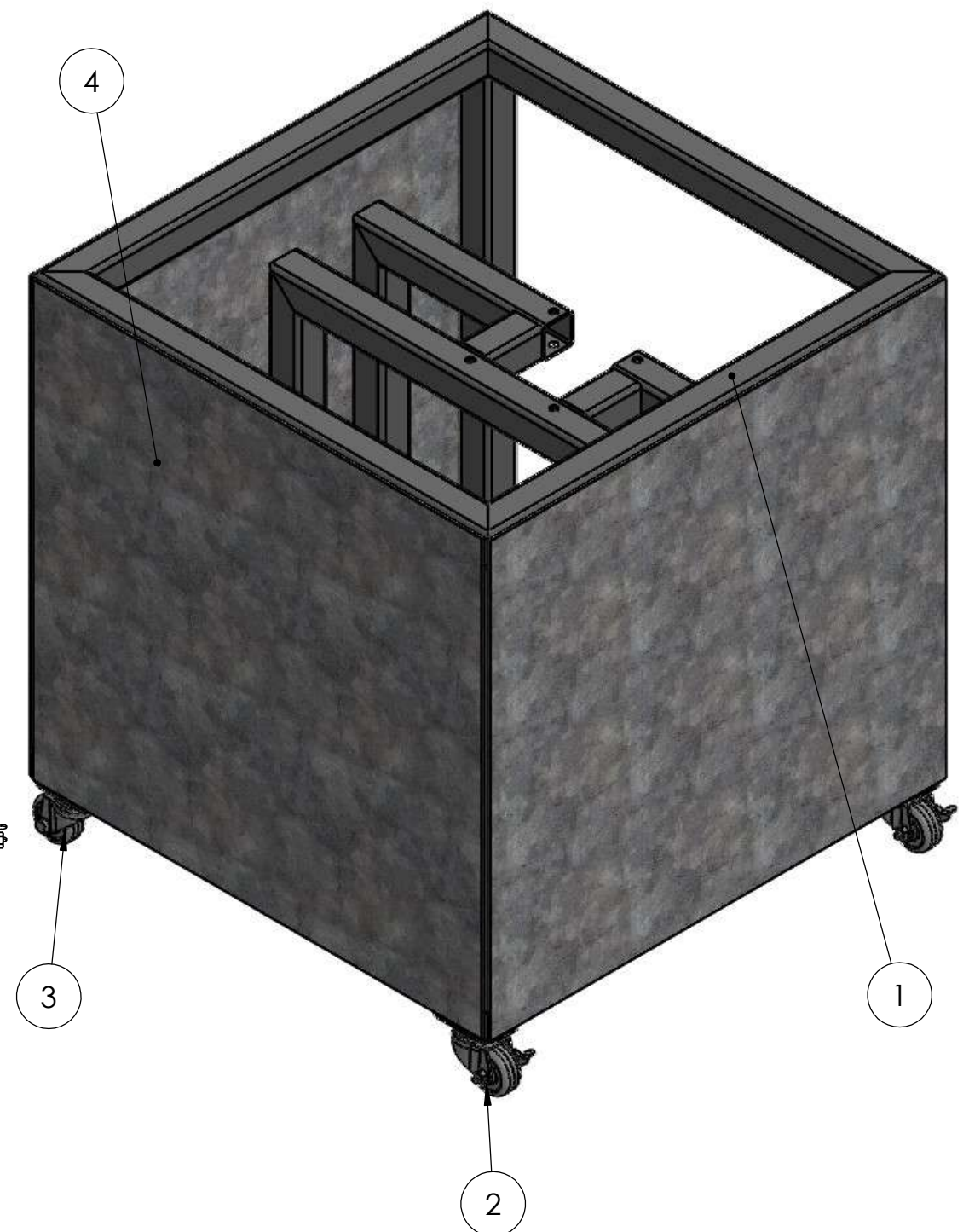
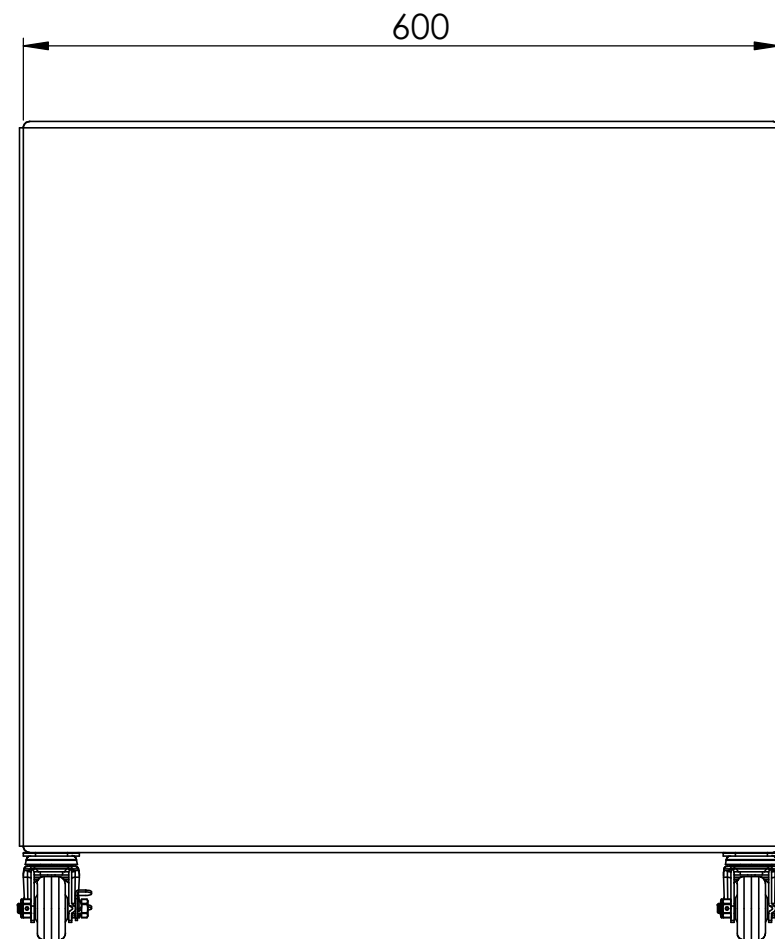
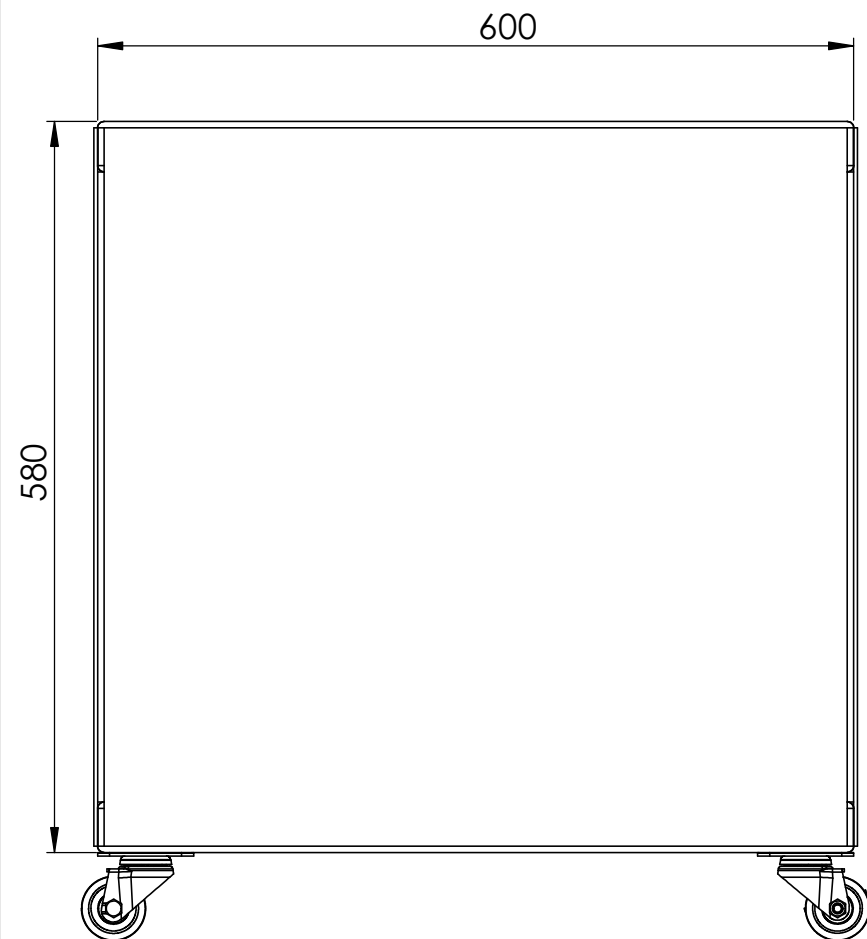
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO PLANO SUBCONJUNTO DE BASE PARA PUNTERAS	
DIBUJO	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL	 SUBC-3B
APROBO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO MANZO AGUSTIN	1:2	



SECCIÓN B-B



 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO PLANO PIEZA ACOPLE RAPIDO PARA BASE DE PUNTERAS		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		PZA-4-2
DIBUJO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO	1:3		
APROBO			MANZO AGUSTIN			



4	CHAPA METALICA	CHAPA 600 X 580 X 3 mm	COMERCIAL	3
3	RUEDA GIRATORIA	RUEDA GIRATORIA 3 "	COMERCIAL	2
2	RUEDA GIRATORIA	RUEDA GIRATORIA CON FRENO 3 "	COMERCIAL	2
1	ESTRUCTURA	SOPORTE ESTRUCTURAL	PZA-5-1	1
POS	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANOS	CANT.

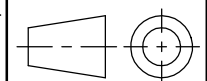


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

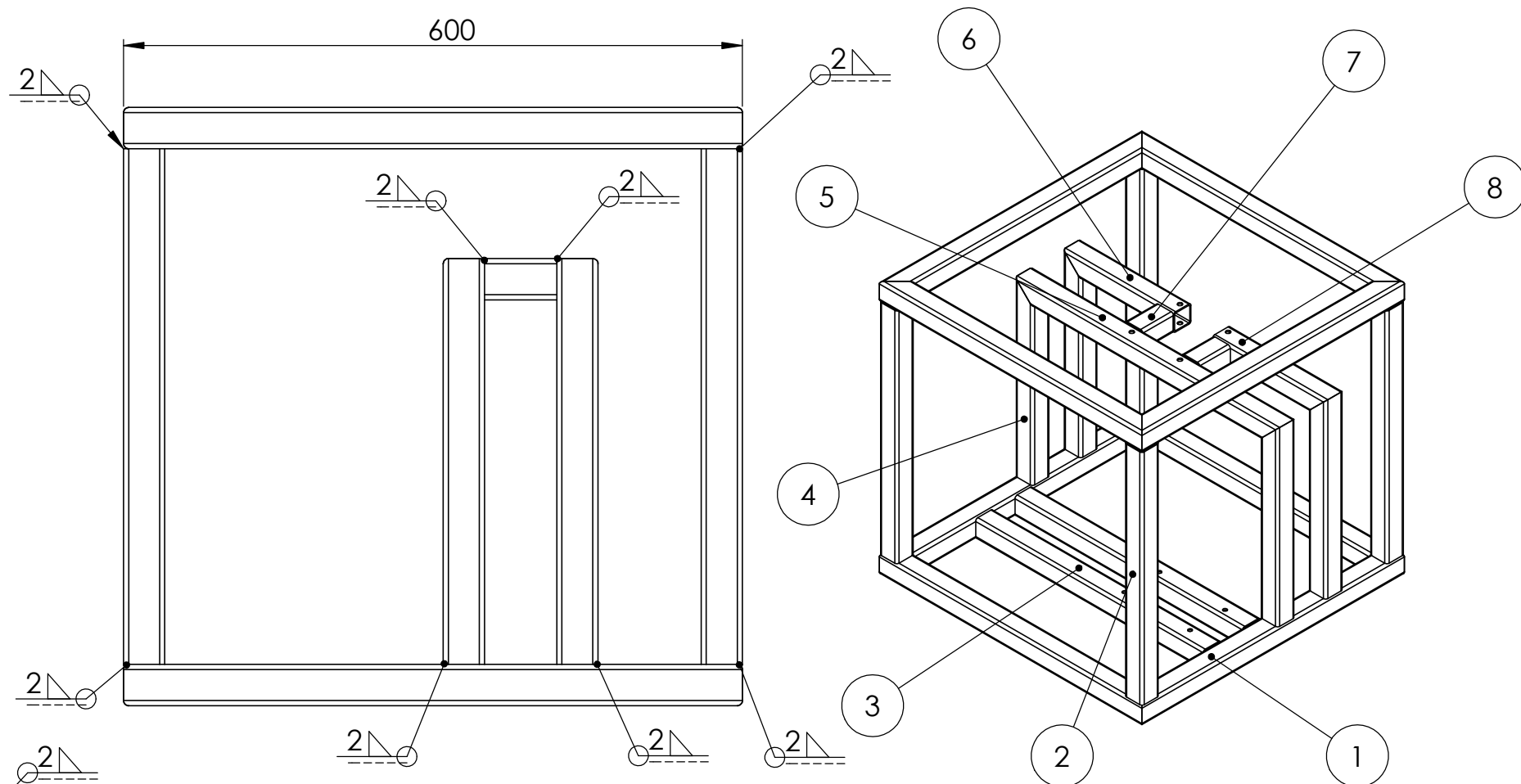
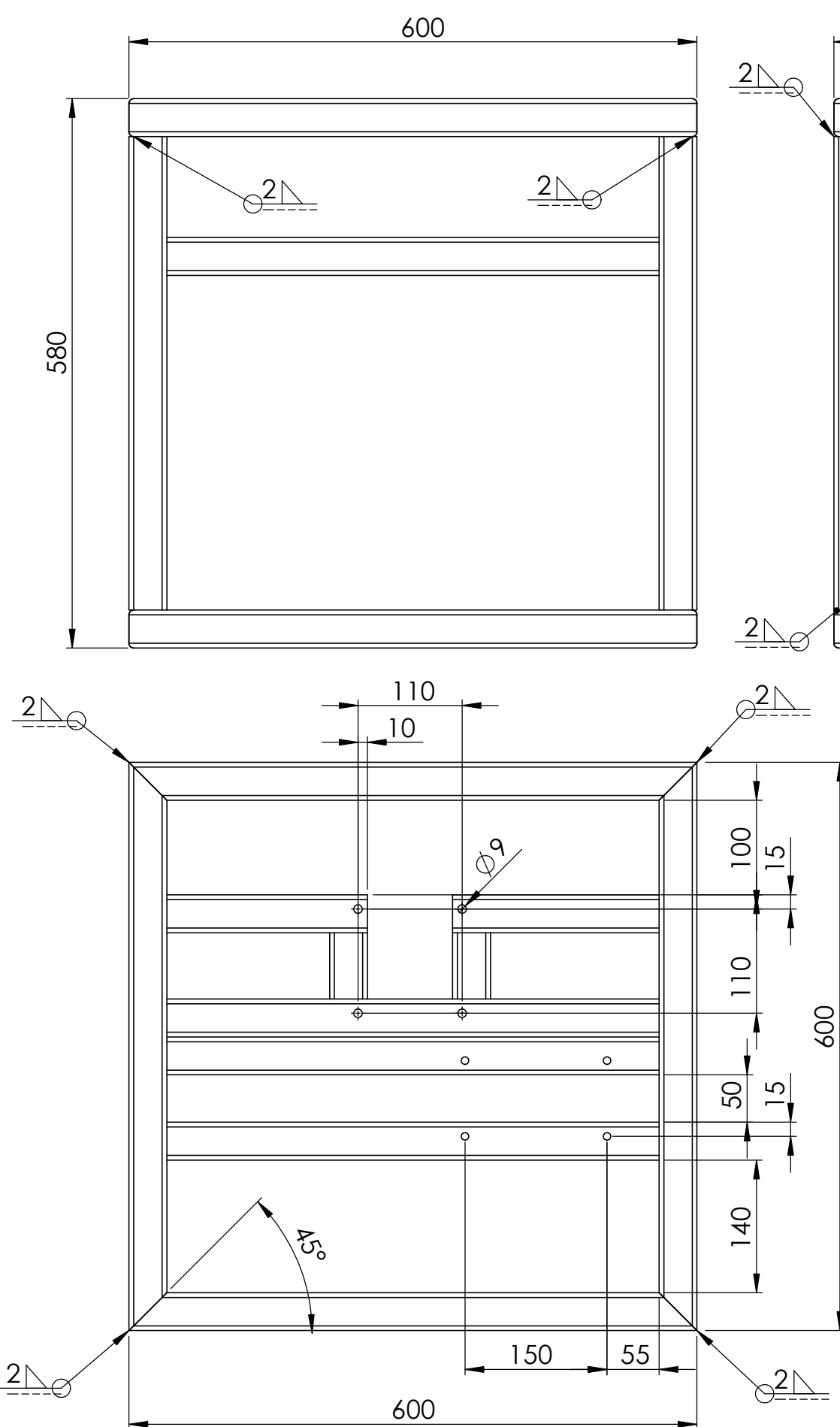
TITULO
PLANO SUBCONJUNTO DE LA
ESTRUCTURA

	FECHA	FIRMA	NOMBRE
DIBUJO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO
APROBO			MANZO AGUSTIN

ESCALA GENERAL
1:6



SUBC-5



8	1	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	258.06
7	2	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	70
6	1	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	251.94
5	1	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	600
4	4	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	393.5
3	2	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	520
2	4	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	500
1	8	CAÑO ESTRUCTURAL 40 X 40 X 2,5 mm	600
POS	CANT.	DESCRIPCIÓN	LONGITUD

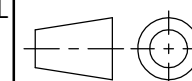


PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

TITULO
**PLANO DE SOLDADURA DE
 ESTRUCTURA**

	FECHA	FIRMA	NOMBRE
DIBUJO	9/11/2025		BERTRAN IGNACIO
APROBO			MANZO AGUSTIN

ESCALA GENERAL
 1:6



PZA-5-1