



Diseño de almacén de blocks de motores en proceso de mecanizado

Martín, Lucas Gabriel
Regiardo, Juan Marcelo

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2024

Diseño de almacén de blocks de motores en proceso de mecanizado

Martín, Lucas Gabriel
Regiardo, Juan Marcelo

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

Directores:
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
2024

A quienes acompañaron cada paso, esta obra es tanto suya como mía.

Agradecimientos

A la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario, por brindarnos los conocimientos fundamentales que hicieron posible alcanzar este título.

A nuestras familias, por ser nuestro sostén incondicional, por su esfuerzo, apoyo constante y amor, que nos acompañaron a lo largo de todo este camino.

A los docentes de la carrera, por transmitir con pasión y compromiso sus saberes, y por prepararnos con herramientas valiosas tanto para el ámbito profesional como para la vida personal.

Y a los amigos, tanto los de siempre como los que encontramos durante la carrera, por su compañía, su motivación y por hacer de esta etapa un período único y lleno de momentos inolvidables.

Resumen

El presente informe aborda la problemática asociada a la baja disponibilidad de blocks de motores entre etapas de mecanizado. Este limitado volumen de piezas intermedias restringe la flexibilidad para seleccionar operaciones en función de sus tiempos de ejecución, lo que dificulta la optimización del trabajo de las máquinas y genera ineficiencias en el proceso productivo.

El informe detalla el diseño y desarrollo de un sistema mecánico automatizado para la manipulación y posicionamiento de blocks de motores en un entorno industrial. Este proyecto surge como respuesta a la necesidad de mejorar la eficiencia, seguridad y ergonomía en los procesos de mecanizado, reduciendo tiempos muertos y riesgos asociados al manejo manual de componentes pesados.

A partir del análisis del problema, se evaluaron diversas propuestas de solución, seleccionándose un sistema basado en una mesa con movimiento horizontal y posibilidad de giro, y estaciones de almacenamiento verticales. La solución propuesta combina movimientos precisos de traslación y rotación, optimizando el espacio disponible y aumentando la productividad del proceso industrial.

Se realizaron cálculos detallados basados en los principios de resistencia de materiales para garantizar la resistencia de los componentes y validar el diseño bajo condiciones operativas. Los resultados obtenidos demuestran la viabilidad técnica del sistema, cumpliendo con los objetivos planteados y ofreciendo una mejora significativa en la integración de procesos automatizados.

Palabras clave: Blocks de motores, Automatización, Mecanizado, Resistencia de materiales, Optimización, Manipulación, Productividad.

Abstract

This report addresses the problem associated with the low availability of engine blocks between machining stages. This limited volume of intermediate pieces restricts the flexibility to select operations based on their execution times, hindering machine work optimization and causing inefficiencies in the production process.

The report details the design and development of an automated mechanical system for handling and positioning engine blocks in an industrial environment. This project responds to the need to improve efficiency, safety, and ergonomics in machining processes, reducing downtime and risks associated with the manual handling of heavy components.

After analyzing the problem, various solution proposals were evaluated, selecting a system based on a table with horizontal movement, adding the possibility of rotation and vertical storage stations. The proposed solution combines precise translational and rotational movements, optimizing the available space and increasing the productivity of the industrial process.

Detailed calculations based on the principles of material strength were performed to ensure the components' resistance and validate the design under operational conditions. The results demonstrate the technical feasibility of the system, meeting the established objectives and significantly improving the integration of automated processes.

Keywords: Engine blocks, Automation, Machining, Material strength, Optimization, Handling, Productivity.

Contenido

Agradecimientos	3
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Índice de figuras.....	9
Índice de tablas	11
Introducción	12
Antecedentes teóricos y prácticos	13
Objetivos y alcances.....	14
Limitaciones y relevancia del estudio.....	14
Capítulo 1 - Generalidades	15
Estudio del Estado del Arte.....	15
Diagnóstico del Problema	17
Análisis de la problemática	18
Objetivo del diagnóstico.....	18
Esquema de Funcionamiento	18
Variables.....	19
Condiciones Límite	20
Capítulo 2 – Evaluación de alternativas y selección del diseño	22
Posibles Soluciones.....	22
Elección de la Solución.....	25
Conclusión	26
Capítulo 3 – Diseños preliminares	27
Desarrollo de la Solución	27
Ingeniería básica	31
Movimiento 1 (M1): Desplazamiento Vertical de la Mesa de Transición	32
Movimiento 2 (M2): Traslación Lateral de la Mesa de Transición	34
Movimiento 3 (M3): Elevación o Descenso del Block	36
Movimiento 4 (M4): Movimiento Horizontal del Block	38
Movimiento 5 (M5): Rotación del Block	40
Unificación de Movimientos M4 y M5	42
Capítulo 4 – Cálculos e ingeniería de detalle	43
Datos iniciales	45
Sistema mesa porta block (M3 - M4 - M5).....	49
Introducción	49
Movimiento horizontal (M4) y Movimiento de rotación (M5).....	50
Cálculo cilindro principal.....	52
Elección cilindro principal	55
Cálculo eje punto A	56
Cálculo eje punto B	60
Cálculo eje punto C.....	62

Cálculo eje punto D	64
Cálculos de aplastamiento	70
Movimiento vertical (M3)	72
Subsistema de elevación (M1)	74
Introducción	74
Cálculo cadena	76
Cálculo eje superior	87
Cálculo chaveta	93
Subsistema de traslación (M2)	96
Introducción	96
Conclusión	98
Recomendaciones	98
Biografía	100
Anexo A - Selección de componentes estandarizados	101
Selección de cilindro hidráulico principal	101
Selección de cilindro compacto para el movimiento M3	102
Selección de cilindro neumático para traba de mesas	104
Selección de rodamiento de giro de la mesa	106
Selección de rodamiento de giro de eje superior	108
Anexo B – Planimetría	110
Índice de piezas	110
Planos	118
Anexo C – Memoria de Cálculo	159

Índice de figuras

Figura 2-1: Calesita con guías laterales (croquis edición propia).....	22
Figura 2-2: Mesa móvil con almacenamiento vertical (croquis edición propia)	23
Figura 2-3: Mesa con movimiento vertical y almacenamiento giratorio (croquis edición propia).....	24
Figura 3-1: Movimiento vertical M1.....	28
Figura 3-2: Movimiento lateral M2.....	29
Figura 3-3: Movimientos horizontales, verticales y de rotación de la mesa de transición, M3-M4-M5.....	30
Figura 4-1: Esquema general.....	44
Figura 4-2: Block.....	45
Figura 4-3: Primera mesa, parte superior.....	46
Figura 4-4: Primera mesa, parte inferior.....	46
Figura 4-5: Segunda mesa.....	47
Figura 4-6: Puntos de interés.....	48
Figura 4-7: Subsistema mesa porta block.....	49
Figura 4-8: Movimiento 4.....	50
Figura 4-9: Movimiento 5.....	50
Figura 4-10: Subconjunto de movimientos M4 y M5.....	52
Figura 4-11: Fuerzas sobre el brazo de la palanca.....	54
Figura 4-12: Subconjunto en posición retraída.....	54
Figura 4-13: Subconjunto en posición extendida.....	55
Figura 4-14: Eje punto A.....	56
Figura 4-15: Fuerzas para cálculo de Eje punto A.....	57
Figura 4-16: Fuerzas en el Eje punto A.....	58
Figura 4-17: Eje punto B.....	60
Figura 4-18: Fuerzas en el Eje punto B.....	61
Figura 4-19: Eje punto C.....	62
Figura 4-20: Fuerzas en el Eje punto C.....	63
Figura 4-21: Eje punto D.....	64
Figura 4-22: Esquema de alineación eje punto D.....	65
Figura 4-24: Esquema de fuerzas eje punto D.....	66
Figura 4-25: Puntos de interés.....	67
Figura 4-26: Diagrama de esfuerzos Eje punto D.....	68
Figura 4-27: Área de aplastamiento en brazo.....	70
Figura 4-28: Área del extremo brazo sometida al corte.....	71
Figura 4-29: Subconjunto de movimientos M5.....	72
Figura 4-30: Cilindro compacto FESTO.....	73
Figura 4-31: Subconjunto de elevación M1.....	74
Figura 4-32: Muestra de movimiento subconjunto de elevación M1.....	75
Figura 4-33: Fórmula de potencia corregida.....	78
Figura 4-34: Gráfico K1.....	79
Figura 4-35: Gráfico K2.....	79
Figura 4-36: Gráfico K3.....	80
Figura 4-37: Gráfico K1.....	82
Figura 4-38: Selección cadena.....	83
Figura 4-39: Cadena comercial.....	84
Figura 4-40: Selección piñón.....	86
Figura 4-41: Eje superior de elevación.....	87

Figura 4-42: Esquema de fuerzas eje superior.	90
Figura 4-43: Ecuación de diseño para ejes, Mott.....	91
Figura 4-44: Imagen de chaveta plana	93
Figura 4-45: Croquis chaveta.	94
Figura 4-46: Monorriel comercial.....	96
Figura 4-47: Monorriel ensamble.....	97
Figura 4-48: Soporte de monorriel y topes de final de carrera.	97
Figura A-1: Cilindro cilindro hidráulico principal marca CICROSA (CICROSA, 2024). 101	
Figura A-2: Cilindro compacto, FESTO página oficial.	102
Figura A-3: Cilindro neumático para traba de mesas.	104
Figura A-4: Longitud cilindro neumático.	105
Figura A-5: Giro mesa. Tipo de rodamiento SKF. Pagina Oficial SKF.	106
Figura A-6: Giro mesa. Datos técnicos de rodamiento SKF.	107
Figura A-7: Giro mesa. Resistencia en régimen estático de rodamiento SKF. 107	
Figura A-8: Giro mesa. Tipo de rodamiento SKF. Pagina Oficial SKF.	108
Figura A-9: Giro mesa. Datos técnicos de rodamiento SKF.	109
Figura A-10: Giro mesa. Resistencia en régimen estático de rodamiento SKF. 109	

Índice de tablas

Tabla 2-1: Cuadro comparativo Propuesta/Objetivo	25
Tabla 3-1: Matriz de decisiones del movimiento 1	33
Tabla 3-2: Matriz de decisiones del movimiento 2	35
Tabla 3-3: Matriz de decisiones del movimiento 3	37
Tabla 3-4: Matriz de decisiones del movimiento 4	39
Tabla 3-5: Matriz de decisiones del movimiento 5	41
Tabla 4-1: Esfuerzos cortantes y momento en puntos de interés.	67
Tabla 4-2: Número de dientes, z.	78
Tabla 4-3: Tabla K4, factor de servicio.	81
Tabla 4-4: Selección piñón.....	85
Tabla 4-5: Cálculo contrapeso.	88
Tabla 4-6: Cálculo de esfuerzos eje superior.	91
Tabla 4-7: Selección de chaveta.	94
Tabla A-1: Tabla de datos (1), cilindro compacto.....	102
Tabla A-2: Tabla de datos (2), cilindro compacto.....	103
Tabla A-3: Dimensiones principales cilindro neumático.....	104
Tabla A-4: Longitud carrera cilindro neumático.	105

Introducción

En el ámbito de la producción industrial, los procesos de mecanizado representan un eslabón fundamental en la fabricación de componentes mecánicos. La creciente demanda por aumentar la productividad y reducir costos ha llevado a las empresas a adoptar tecnologías automatizadas que optimicen los tiempos operativos y garanticen la calidad del producto final. Sin embargo, un aspecto crítico que a menudo se pasa por alto es la logística interna relacionada con la manipulación y posicionamiento de las piezas entre las distintas operaciones de mecanizado.

En el caso particular del manejo de blocks de motores, las limitaciones del sistema actual generan importantes ineficiencias. Actualmente, la baja disponibilidad de blocks almacenados entre operaciones restringe la capacidad de las máquinas para seleccionar y ejecutar trabajos según los tiempos requeridos. Esto no solo provoca tiempos muertos en las líneas de producción, sino que también impide una adecuada optimización del trabajo de las máquinas, afectando directamente la productividad global del proceso. A esto se suma el desgaste físico y los riesgos ergonómicos que enfrentan los operarios al manipular manualmente piezas de gran peso y volumen.

Antecedentes teóricos y prácticos

El desarrollo de sistemas automatizados de manipulación y posicionamiento no es un concepto nuevo. A lo largo de las últimas décadas, diversas industrias han adoptado soluciones mecánicas y electrónicas para reducir la intervención humana en tareas repetitivas y peligrosas. Sin embargo, estas tecnologías han sido principalmente diseñadas para procesos con alta repetitividad y uniformidad en las piezas, lo cual no siempre es aplicable a componentes más complejos como los blocks de motores.

Desde un punto de vista teórico, este proyecto se fundamenta en los principios de resistencia de materiales, diseño de mecanismos y análisis de movimientos. Estas disciplinas permiten evaluar y validar el diseño de sistemas mecánicos que combinen precisión, capacidad de carga y durabilidad. Por otro lado, desde un enfoque práctico, este proyecto toma como referencia casos exitosos en otras industrias, adaptándolos a las necesidades específicas de los procesos de mecanizado.

Objetivos y alcances

El objetivo principal de este proyecto es diseñar un sistema mecánico automatizado para la manipulación y posicionamiento de blocks de motores, que optimice los tiempos de proceso y reduzca los riesgos ergonómicos asociados al manejo manual de las piezas. Este sistema debe ser capaz de garantizar una alta flexibilidad operativa, permitiendo ajustar la orientación y posición de los blocks según las necesidades específicas de cada operación.

Entre los objetivos específicos, destacan:

- Incrementar la capacidad de almacenamiento intermedio entre operaciones, permitiendo una mayor disponibilidad de blocks para optimizar el flujo productivo.
- Diseñar un sistema que combine movimientos de traslación, elevación y rotación, integrándose fácilmente en los entornos industriales existentes.
- Validar la resistencia y funcionalidad del diseño mediante cálculos detallados basados en los principios de resistencia de materiales.

El alcance del proyecto incluye desde el diagnóstico inicial del problema hasta el desarrollo detallado del sistema propuesto, incluyendo planos de diseño, cálculos y especificaciones técnicas. Sin embargo, el estudio no incluye aspectos económicos como el análisis de costos ni la simulación práctica del sistema en condiciones reales.

Limitaciones y relevancia del estudio

Es importante señalar que el diseño propuesto se centra en la solución técnica del problema y no aborda aspectos económicos o de implementación en planta. Las validaciones realizadas se limitan a cálculos teóricos, excluyendo pruebas experimentales o simulaciones dinámicas. A pesar de estas limitaciones, el sistema diseñado presenta una solución robusta y viable, capaz de integrarse en procesos productivos existentes y ofrecer mejoras significativas en términos de productividad, seguridad y eficiencia.

Capítulo 1 - Generalidades

Estudio del Estado del Arte

En el ámbito industrial, los sistemas de manipulación y posicionamiento de piezas han experimentado una evolución significativa en las últimas décadas gracias a los avances en automatización y robótica. Los sistemas tradicionales, basados en el manejo manual, han sido progresivamente reemplazados por soluciones automatizadas que combinan precisión, eficiencia y seguridad. Tecnologías como mesas giratorias, transportadores automatizados y manipuladores robóticos son ampliamente utilizadas en sectores como la automoción y la metalurgia. Por ejemplo, empresas como **Tesla** y **Toyota** emplean robots manipuladores de alta precisión en sus líneas de montaje, mejorando la velocidad y la calidad del proceso productivo (International Federation of Robotics, 2021)¹.

En el caso específico de los blocks de motores, la implementación de sistemas de manipulación presenta desafíos particulares debido al peso, tamaño y delicadeza de las piezas. Los sistemas más avanzados, como los utilizados por fabricantes como **General Motors** (La Capital, 2022)², integran movimientos sincronizados de traslación, elevación y rotación, utilizando sensores y actuadores eléctricos para garantizar un posicionamiento preciso y controlado. Sin embargo, estas soluciones suelen requerir inversiones significativas, lo que limita su implementación en entornos de menor escala o donde existe una mayor variabilidad en las características de las piezas.

A nivel teórico, los principios de diseño de mecanismos y resistencia de materiales constituyen la base para el desarrollo de estos sistemas. Por ejemplo, la selección de guías lineales y cilindros hidráulicos está fundamentada en cálculos que garantizan la capacidad de carga y la durabilidad bajo condiciones operativas. Los trabajos de **Mott**,

¹ International Federation of Robotics (2021). World Robotics Report 2021. IFR Publications.

² General Motors: de la manufactura automotriz a una empresa de tecnología.

R. L. (2006)³. en el diseño de elementos de máquinas han sido fundamentales para establecer criterios técnicos en el diseño de sistemas mecánicos. Desde un enfoque práctico, muchas soluciones actuales en automatización proporcionan modelos adaptables a las necesidades específicas del proyecto. Un caso destacable es el uso de sistemas modulares como los desarrollados por **Festo**⁴, que ofrecen flexibilidad en líneas de producción con variabilidad en tamaños y formas de las piezas.

Por otra parte, empresas como KUKA Robotics y ABB Robotics han introducido manipuladores colaborativos que no solo automatizan el manejo de piezas pesadas, sino que también mejoran la seguridad en el entorno de trabajo al permitir una interacción más segura con los operarios (**Robotics Business Review, 2022**)⁵. Estos avances demuestran cómo la tecnología está abordando los desafíos tanto técnicos como económicos en el diseño de sistemas de manipulación industrial.

Este análisis del estado del arte subraya la importancia de integrar soluciones que combinen los beneficios de la automatización avanzada con un diseño accesible y adaptable a las características particulares del entorno productivo. La implementación de estas tecnologías no solo mejora la productividad, sino que también contribuye a la sostenibilidad mediante la reducción de errores y el uso eficiente de recursos.

³ Diseño de elementos de máquinas. Pearson Education.

⁴ Sistemas de manipulación aplicaciones específicas, Página oficial Festo.

⁵ The Future of Collaborative Robotics in Manufacturing.

Diagnóstico del Problema

En la actualidad, una fábrica de motores cuenta con una línea de producción que incluye el área de mecanizado de blocks y cabezas de cilindro, la cual será el foco de este trabajo. Este proceso enfrenta varias problemáticas que impactan negativamente en la productividad, la ergonomía y la seguridad de los operarios. Como parte de un proyecto de actualización y mejora, se han realizado modificaciones en ciertas áreas de mecanizado con el fin de incorporar tareas en centros de mecanizado flexibles. En este contexto, se detectaron tres situaciones intermedias donde se genera el WIP (Work In Progress), aspecto crítico para el flujo productivo y eje central de este proyecto.

A continuación, se detallan las principales dificultades identificadas durante el diagnóstico:

- **Baja disponibilidad de blocks entre etapas de mecanizado.**

El sistema actual presenta una capacidad de almacenamiento limitada entre las diferentes operaciones de mecanizado, restringida a solo **4 blocks**. Este número es insuficiente y representa un punto negativo, ya que genera una falta de flexibilidad para seleccionar qué operación realizar en función de los tiempos necesarios para cada una. Esto restringe significativamente la capacidad de optimizar el trabajo de las máquinas. Como resultado, se incrementan los tiempos muertos y se afecta la eficiencia global de la línea de producción.

- **Manipulación manual de componentes pesados.**

Actualmente, cuando se requiere cambiar la posición de los blocks de motores de vertical a horizontal o viceversa, los operarios deben realizar manipulaciones aéreas utilizando ganchos. Estas acciones intermedias no solo incrementan la complejidad del proceso, sino que también representan un riesgo significativo desde el punto de vista ergonómico y de seguridad para los trabajadores.

- **Riesgos asociados al flujo productivo.**

La falta de un flujo continuo de piezas entre operaciones genera cuellos de botella en la producción. Además, el manejo manual implica mayores riesgos de daños en los blocks debido a movimientos inadecuados o accidentes en el transporte.

Análisis de la problemática

Estas dificultades generan una serie de consecuencias negativas para la línea de producción:

- Incremento en los tiempos improductivos, afectando la capacidad productiva.
- Aumento de costos indirectos debido a lesiones de operarios o fallos en las piezas.
- Limitación en la capacidad de respuesta ante cambios en las demandas del proceso productivo.

Objetivo del diagnóstico

El objetivo de este proyecto es diseñar un dispositivo que no solo aumente la capacidad de almacenamiento intermedio ajustándola a las necesidades del proceso, sino que también ofrezca la flexibilidad necesaria para entregar y recibir piezas en el orden requerido por cada operación. Si bien el alcance del presente trabajo se limita al diseño y cálculo del dispositivo, la solución propuesta busca optimizar los tiempos de operación, reducir los riesgos ergonómicos y mejorar el flujo productivo en la línea de mecanizado.

Esquema de Funcionamiento

El sistema operaría en ciclos programados que integran los movimientos descritos, permitiendo el flujo continuo de blocks entre las operaciones de mecanizado. Un ciclo típico incluiría:

1. Recepción del block después de haberle realizado una operación de mecanizado.

El block es transferido desde el centro de mecanizado en su posición inicial tras finalizar el programa correspondiente, donde el operario será el responsable de desplazarlo hasta el ingreso a nuestro equipo de almacenamiento.

2. Almacenamiento temporal en el compartimento correspondiente.

El block se almacena en el compartimento disponible dentro del sistema, optimizando el espacio y manteniendo su accesibilidad para futuras operaciones.

3. Transferencia del block para una nueva operación de mecanizado. Cuando el sistema solicita un block, este es extraído del compartimento y entregado nuevamente al alcance del operario.
4. El operario depositaría el block en el pallet de ingreso al centro de mecanizado en una posición distinta, la cual incluye las diferentes posiciones horizontales y verticales de acuerdo a la cara del block que requiere mecanizado, en función del programa de mecanizado seleccionado, según las necesidades del proceso.

El sistema propuesto introduce la posibilidad de seleccionar la operación de mecanizado más conveniente en función de su tiempo de ejecución. Esto permite optimizar los tiempos del ciclo productivo al priorizar operaciones más rápidas o críticas, logrando una mayor eficiencia en el uso del centro de mecanizado y minimizando los tiempos muertos.

Variables

En el desarrollo de este proyecto se identificaron diversas variables clave que influyen directamente en el diseño y funcionamiento del dispositivo manipulador y posicionador de blocks de motores. A continuación, se describen las principales variables:

- **Peso del block**, actualmente, hay tres tipos de blocks distintos con un peso que varía entre 190 kg y 250 kg.
- **Posición del block**, cada operación requiere un posicionamiento diferente del block. Las posiciones consideradas son:
 - Horizontal.
 - Vertical.
- **Tamaño del block**, los blocks presentan dimensiones variables según su configuración:
 - Blocks de 4 cilindros: 545x437x470 mm.
 - Blocks de 6 cilindros: 800x437x470 mm.
 - Blocks de 6 cilindros 9L: 875x454x470 mm.

- **Etapas del proceso**, el proyecto se centra en las tres etapas intermedias de WIP (Work In Progress) que se generan en el mecanizado. La entrada y salida de estas etapas representan uno de los puntos críticos a abordar.
- **Capacidad del dispositivo**, el dispositivo deberá almacenar 12 blocks de forma temporal, lo que supone un aumento del 200% respecto a la capacidad actual y prevé una ampliación futura del 50%.
- **Peso del conjunto**, el peso estimado del dispositivo, sumando los blocks almacenados, será de aproximadamente 3 toneladas.
- **Humedad**, cada unidad sale del proceso con un residuo de 0,5 litros de refrigerante en sus cavidades interiores.
- **Limpieza**, se estima que cada block lleva acumulados 20 cm³ de viruta fina, lo que debe considerarse en el diseño.
- **Posición de almacenamiento**, las posiciones de entrada deben adaptarse al dispositivo para facilitar su movimiento y almacenamiento interno.

Condiciones Límite

Además de las variables identificadas, se establecieron condiciones límite que el diseño del dispositivo debe cumplir para garantizar su funcionalidad y viabilidad en el entorno productivo. Estas son:

- **Espacio aéreo disponible**, el dispositivo debe ajustarse a un espacio limitado de 2 metros de ancho x 3 metros de largo x 3,5 metros de altura.
- **Tiempo de operaciones**, el tiempo necesario para el movimiento y entrega de los blocks debe ser menor al tiempo de la operación más corta, estimado en 15 minutos.
- **Requerimientos de seguridad**, el dispositivo debe cumplir con las normativas de seguridad establecidas en la planta.
- **Preservar el estado de la pieza**, no se deben generar marcas visibles en la superficie de contacto de los blocks.
- **WIP mínimo requerido**, se deben almacenar al menos 12 piezas en estado de WIP para garantizar la continuidad del proceso.
- **Forma del block**, cada block presenta características físicas que pueden causar interferencias; estas deben analizarse cuidadosamente en función de los planos.

- **Elementos de izaje disponibles**, la planta cuenta con tres tipos de garras para diferentes posiciones de blocks:
 - Agarre horizontal sin rotación.
 - Agarre horizontal con rotación.
 - Agarre vertical sin rotación.

Capítulo 2 – Evaluación de alternativas y selección del diseño

Posibles Soluciones

A partir del análisis inicial, se desarrollaron tres propuestas principales para resolver las limitaciones actuales en la manipulación y posicionamiento de blocks de motores:

- **Propuesta 1: Calesita con guías laterales**

Este diseño consiste en una mesa capaz de girar los blocks, que se cargan y descargan en una rueda giratoria con guías laterales. Todos los blocks del sistema estarían conectados para moverse simultáneamente con la misma velocidad y sentido. Ver **Figura 2-1**.

- **Ventajas:** Diseño sencillo, fácil de automatizar y adecuada limpieza.
- **Desventajas:** Baja adaptabilidad a diferentes posiciones y movimientos analógicos que limitan la velocidad de entrega.

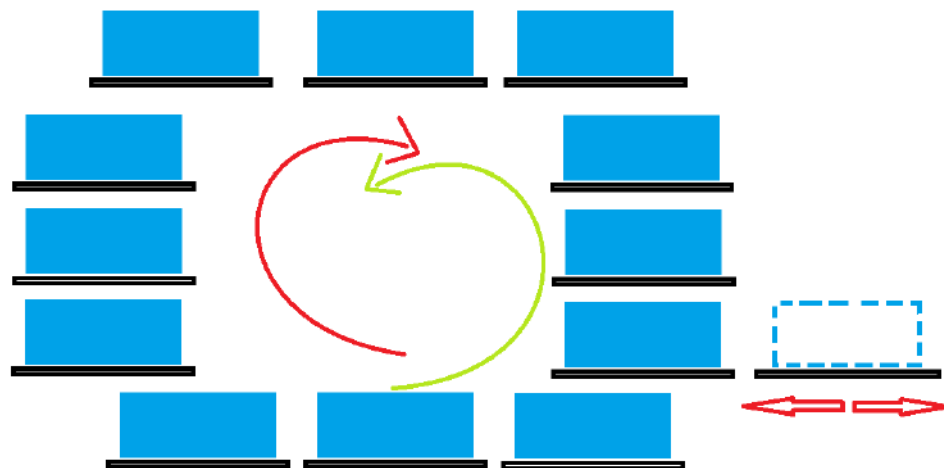


Figura 2-1: Calesita con guías laterales (croquis edición propia)

- **Propuesta 2: Mesa móvil con almacenamiento vertical**

Incluye una mesa con posibilidad de rotar, desplazamiento horizontal y un brazo expulsor. Mientras que el almacenamiento dispondrá de movimientos verticales para el posicionamiento de la casilla seleccionada, que además cuenta con un brazo expulsor. Ver **Figura 2-2**.

- **Ventajas:** Optimización del espacio para almacenamiento (WIP) y mayor flexibilidad para manejar diferentes tamaños y pesos de blocks.
- **Desventajas:** Complejidad en la limpieza debido al diseño vertical.

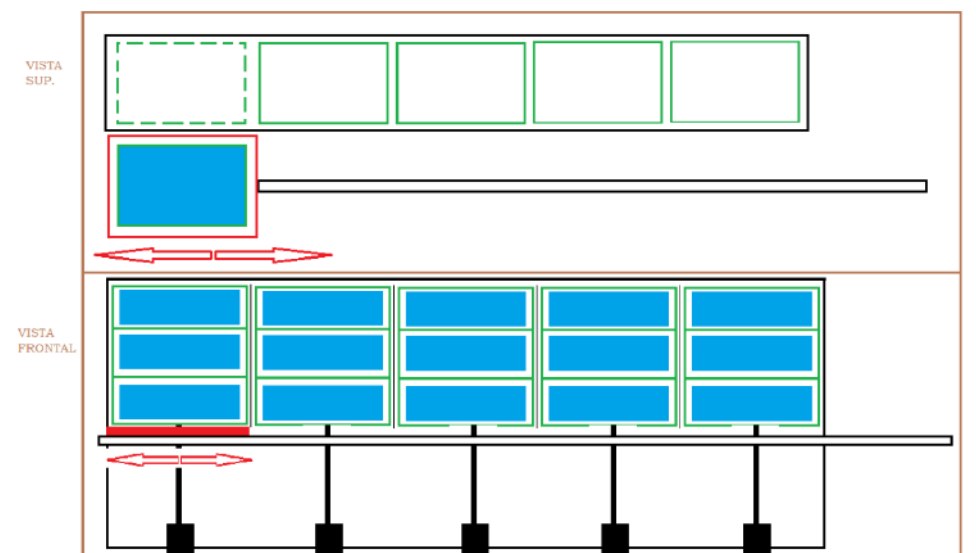


Figura 2-2: Mesa móvil con almacenamiento vertical (croquis edición propia)

- **Propuesta 3: Mesa con movimiento vertical y almacenamiento giratorio**

Consiste en una mesa con movimiento vertical y capacidad de rotar los blocks, los cuales se almacenan en una estructura circular de varios pisos con capacidad giratoria. Ver **Figura 2-3**.

- **Ventajas:** Alta capacidad de almacenamiento y movimientos superpuestos para mayor velocidad de posicionamiento.
- **Desventajas:** Mayor complejidad geométrica y riesgos hacia el operario en la mesa de carga vertical.

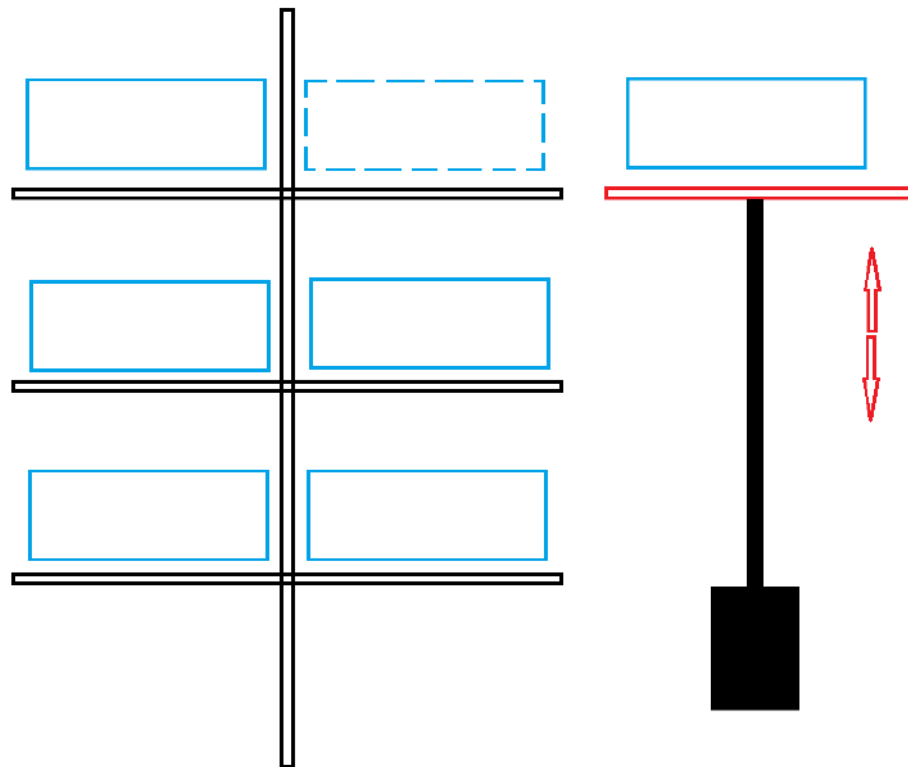


Figura 2-3: Mesa con movimiento vertical y almacenamiento giratorio (croquis edición propia)

Elección de la Solución

Para evaluar las distintas propuestas valoramos con una numeración del 1 al 5 los objetivos planteados (siendo 1 el puntaje menor, y 5 el mayor). De este modo podremos visualizar cuál opción es la más completa para seguir avanzando en su desarrollo. Ver **Tabla 2-1**.

Propuesta/Objetivo	Adaptabilidad a las diferentes posiciones	Nivel de automatización	Capacidad de WIP	Seguridad/ergonomía	Capacidad de implementar métodos de seguimiento	Limpieza de la máquina	Velocidad de entrega y recepción de blocks	Adaptación a tamaño y peso de la pieza	Adaptabilidad a fallas en el sistema	Limpieza de piezas	
1	2	4	3	5	4	4	2	2	1	4	31
2	4	4	4	5	4	3	4	3	4	3	38
3	4	4	3	3	4	2	4	4	4	3	35

Tabla 2-1: Cuadro comparativo Propuesta/Objetivo

- Adaptabilidad a las diferentes posiciones: la propuesta número 1 es la menos adaptable debido al recorrido del movimiento de los blocks. Al tener niveles o bloques independientes las opciones 2 y 3 son más versátiles.
- Nivel de automatización: al realizar movimientos simples las tres opciones son muy factibles de automatizar mediante motores, cilindros, contactores, etc.
- Capacidad de WIP: al realizar un estudio de volumen simple tomando como referencia el block de mayores dimensiones, resulta que la propuesta nro 2 optimiza mejor el prisma rectangular que tenemos como espacio disponible.
- Seguridad/Ergonomía: al tener la posibilidad de automatizar prácticamente todos los movimientos la seguridad y ergonomía en casi todas las propuestas son las mejores. Reducimos el puntaje en la propuesta 3 ya que la mesa de carga/descarga trabaja verticalmente.
- Capacidad de implementar métodos de seguimiento: al tener ubicaciones de almacenamiento individuales, cada blocks queda ligado a un espacio determinado por lo que el seguimiento se reduce a identificar esta posición.
- Limpieza de la máquina: la opción 1 facilita la limpieza implementando solo 1 mecanismo que afecta a todas las mesas, mientras que las opciones 2 y 3 hay que implementar 1 mecanismo de limpieza para cada torre o piso. La 3 posee una mayor complejidad dada su geometría circular, ya que a la hora de proyectar la viruta y los líquidos, se hace más difícil concentrarlos.

- Velocidad de entrega y recepción de blocks: la opción 1 es la peor puesto que debe de mover todos los blocks con un sentido analógico, es imposible saltarse posiciones para alcanzar la deseada. Las opciones 2 y 3 pueden superponer los movimientos horizontales y verticales, o verticales y giro, y además no necesitan mover todos los blocks al mismo tiempo, son las que podrían llegar a entregar el block o posicionarlo en su casillero final con mayor velocidad.
- Adaptación a tamaño y peso de la pieza: por el tipo de movimiento la opción 1 es la que menos se adapta, ya que los cambios de dirección circulares restringen el tamaño. En la opción 2 se requiere mayor volumen que la 3 al dedicar un carril exclusivo para la mesa receptora.
- Adaptabilidad a fallas en el sistema: cualquier falla en la mesa de recepción y despacho afectaría por igual a cualquiera de las 3 opciones. En cuanto a fallas en el resto del sistema, en la opción 1 afecta a todos los blocks, mientras que en las opciones 2 y 3 se particionan los lugares de almacenamiento quedando desligados entre sí 3 o 4 sectores, lo que nos permite seguir trabajando si la falla ocurriera en 1 sector en particular.
- Limpieza de pieza: la opción 1 nos brinda la mejor condición para implementar métodos de limpieza gracias a la trayectoria que realiza cada block. Las propuestas 2 y 3 dificultan la limpieza ya que al estar las piezas apiladas se desecha la basura de los niveles superiores hacia los niveles inferiores.

Conclusión

Luego de comparar las 3 opciones con distintos criterios llegamos a que la **segunda, Mesa móvil con almacenamiento vertical**, sería la mejor para suplir nuestra necesidad.

Capítulo 3 – Diseños preliminares

Desarrollo de la Solución

Tras un análisis exhaustivo de la opción con mejores cualidades, se identificaron mejoras clave para optimizar la propuesta. Estas modificaciones establecen las bases y condiciones necesarias para el diseño final del sistema.

El diseño fundamental del sistema de almacenamiento, basado en la disposición tipo "edificio", se mantendrá sin cambios. Esta configuración garantiza una capacidad de almacenamiento adecuada y una estructura eficiente. Sin embargo, se han realizado ajustes en la forma y ubicación de los mecanismos que proporcionan movimiento para optimizar su funcionamiento.

En lugar de desplazar los edificios de manera independiente verticalmente para alinearse con la mesa de transición, se ha decidido que sea la mesa de transición la que se desplace hacia los distintos niveles del edificio. Este movimiento será realizado mediante un motor con cremallera o cadena, denominado movimiento 1 (**M1**). Ver **Figura 3-1**.

La traslación lateral de la mesa de transición será ejecutada mediante una guía lineal equipada con una cremallera impulsada por un motor, identificada como movimiento 2 (**M2**). Ver **Figura 3-2**.

Para las operaciones de depósito o extracción de unidades, se emplearán pistones neumáticos que proporcionarán dos movimientos principales:

- Un movimiento vertical (**M3**), que facilita el apoyo o la elevación de los blocks dentro del edificio. Para ello, se utilizará una plataforma adicional montada sobre la mesa de transición, que, mediante un mecanismo neumático, permitirá que el block contacte con la mesa en posición elevada o con el edificio en posición baja.
- Un movimiento horizontal (**M4**), que permite la entrada o salida de los blocks del edificio. Este movimiento utiliza los laterales del edificio como soporte y guía. El desplazamiento será realizado mediante un pistón neumático que acciona una mesa especialmente diseñada para sujetarse a las guías mientras sostiene un block.

Adicionalmente, se incorpora un movimiento extra, identificado como movimiento 5 (**M5**), que será necesario únicamente en casos donde las operaciones de mecanizado requieran recibir o entregar blocks en posición vertical. En este escenario, la mesa de transición realizará un giro de 90° utilizando un marco secundario. Este marco estará equipado con bisagras y un cilindro neumático para ejecutar la rotación. Ver **Figura 3-3**.

Por último, se ha decidido que todos los blocks se almacenarán en los edificios en posición horizontal. Esta configuración unifica los topes y sujetadores necesarios en las mesas, y además mejora la estabilidad durante la traslación de los blocks y reduce la complejidad del sistema.

Imágenes de los Movimientos

Movimiento 1: Desplazamiento de la mesa de transición entre niveles.

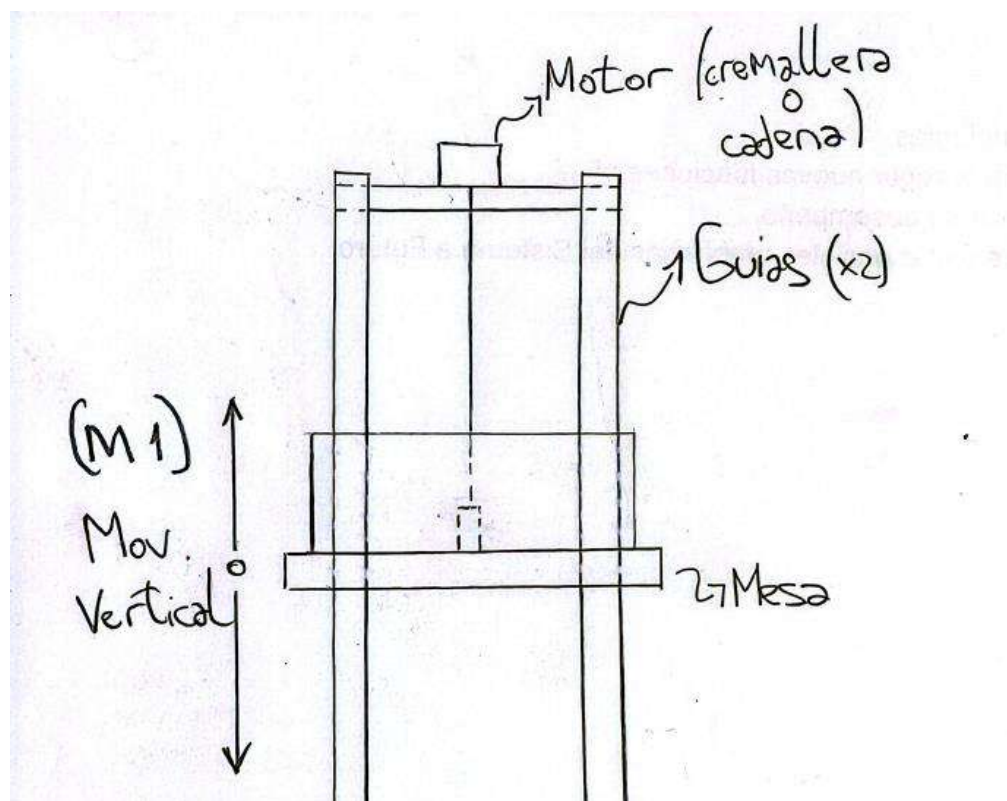


Figura 3-1: Movimiento vertical M1

Movimiento 2: Traslación lateral de la mesa de transición.

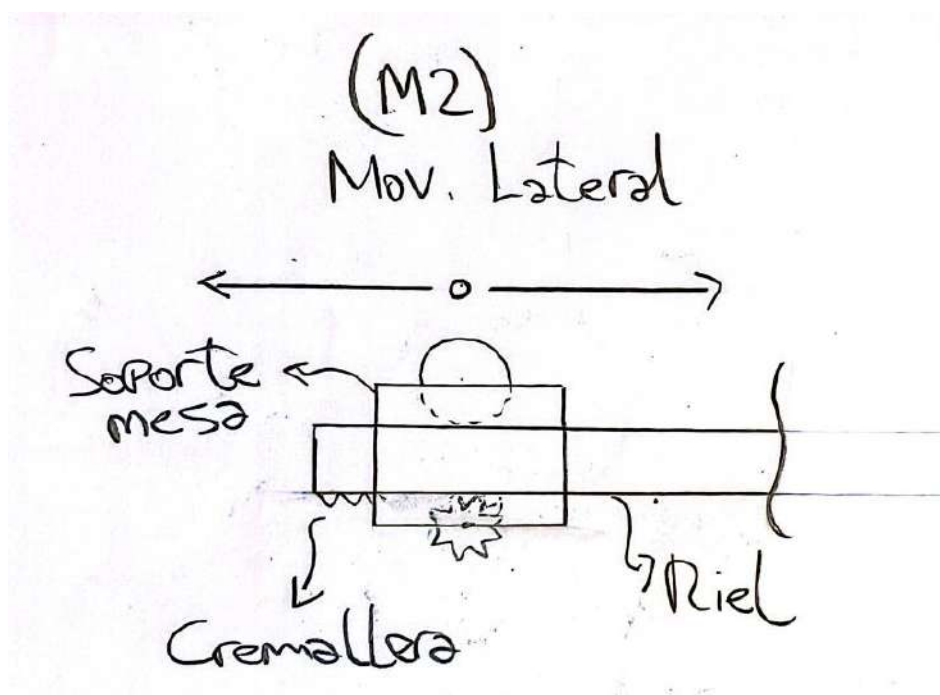


Figura 3-2: Movimiento lateral M2

Movimiento 3, 4 y 5: Movimientos horizontales, verticales y de rotación de la mesa de transición.

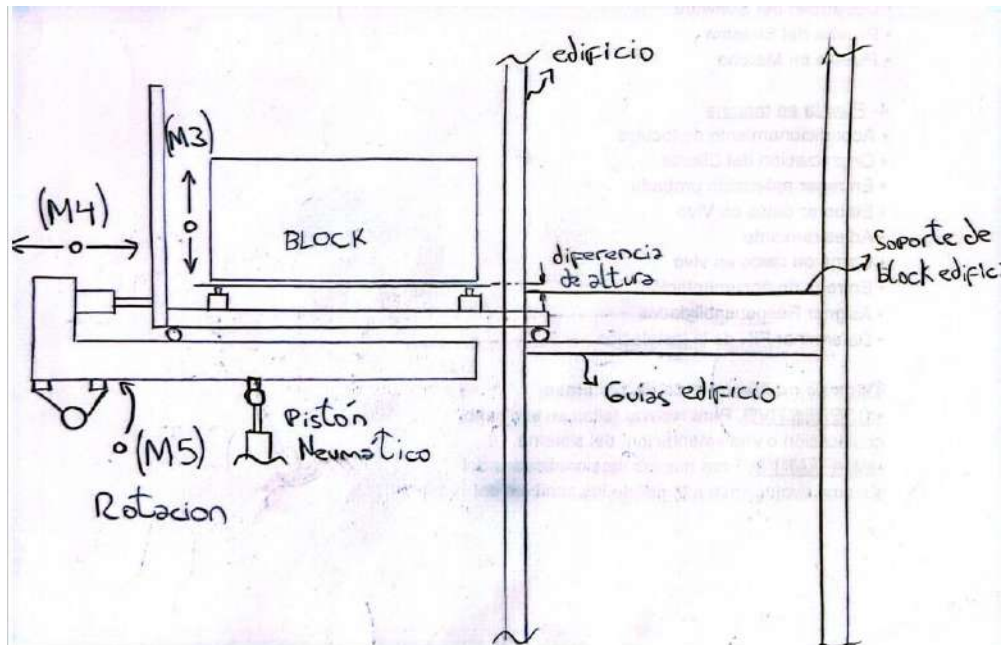


Figura 3-3: Movimientos horizontales, verticales y de rotación de la mesa de transición, M3-M4-M5.

Ingeniería básica

La etapa de ingeniería básica es fundamental en el desarrollo de cualquier proyecto, ya que permite establecer los fundamentos técnicos y conceptuales que guiarán el diseño detallado y la posterior implementación del sistema. En esta sección, se analizan y comparan diversas alternativas tecnológicas y de diseño para los mecanismos involucrados en el sistema de manipulación y posicionamiento de blocks de motores.

El propósito de esta etapa es seleccionar las soluciones más adecuadas para cada movimiento clave, considerando factores como factibilidad técnica, simplicidad de operación, costos asociados, durabilidad y adaptabilidad al entorno productivo. Este análisis exhaustivo garantiza que el sistema final no solo cumpla con los requerimientos operativos y de diseño, sino que también optimice el uso de recursos y facilite el mantenimiento a lo largo de su ciclo de vida.

A continuación, se presentan las opciones evaluadas para cada movimiento, incluyendo tablas comparativas con criterios específicos y una justificación de la selección final.

Movimiento 1 (M1): Desplazamiento Vertical de la Mesa de Transición

Alternativas:

1. Motor con piñón y cadena

Ventajas:

- Movimiento preciso y controlado.
- Bajo mantenimiento.
- Amplia disponibilidad de componentes estándar en el mercado.

Desventajas:

- Puede requerir tensado periódico de la cadena.

2. Husillo con motor eléctrico

Ventajas:

- Alta precisión en el posicionamiento.
- Diseño robusto.

Desventajas:

- Más costoso.
- Velocidad limitada en comparación con otras opciones.

3. Cilindros hidráulicos

Ventajas:

- Gran capacidad de carga.
- Sistema probado en aplicaciones industriales pesadas.

Desventajas:

- Mayor complejidad de instalación.
- Al alcance limitado del cilindro puede no adaptarse al espacio disponible, dificultando su integración.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la Tabla 3-1 se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Criterio	Piñón y cadena	Husillo	Cilindro hidráulico
Costo inicial	4	3	2
Mantenimiento	4	3	2
Velocidad de operación	5	3	4
Integración en el diseño	5	4	2
TOTAL	18	13	10

Tabla 3-1: Matriz de decisiones del movimiento 1

Selección:

El motor con piñón y cadena es la mejor opción por su equilibrio entre costo, velocidad, simplicidad de mantenimiento, y facilidad de integración.

Movimiento 2 (M2): Traslación Lateral de la Mesa de Transición

Alternativas:

1. Motor con piñón y cremallera sobre guías lineales

Ventajas:

- Movimiento rápido y eficiente.
- Alta durabilidad y precisión.
- Fácil integración con sistemas automatizados.

Desventajas:

- Requiere lubricación periódica.

2. Motor con correa dentada

Ventajas:

- Operación silenciosa.
- Menor costo inicial.

Desventajas:

- Menor durabilidad en aplicaciones industriales pesadas.
- El largo de la correa puede generar pérdida de precisión y necesidad de ajustes frecuentes.

3. Sistema de ruedas motorizadas

Ventajas:

- Diseño simple.
- Bajo costo de instalación.

Desventajas:

- Menor precisión de posicionamiento.
- Mayor susceptibilidad a deslizamientos.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la Tabla 3-2 se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Criterio	Piñón y cremallera	Correa dentada	Ruedas motorizadas
Costo inicial	4	5	4
Durabilidad	5	2	4
Precisión de movimiento	5	3	2
Simplicidad de diseño	3	5	4
TOTAL	17	15	14

Tabla 3-2: Matriz de decisiones del movimiento 2

Selección:

El motor con piñón y cremallera es la mejor opción, destacándose por su durabilidad y precisión en aplicaciones industriales.

Movimiento 3 (M3): Elevación o Descenso del Block

Alternativas:

1. Pistones neumáticos

Ventajas:

- Operación simple y confiable.
- Bajo costo.
- Amplia disponibilidad de repuestos.

Desventajas:

- Limitado a cargas moderadas.

2. Sistema de husillo motorizado

Ventajas:

- Alta precisión.
- Buena capacidad de carga.

Desventajas:

- Mayor costo inicial.
- Mantenimiento más complejo.

3. Sistema hidráulico

Ventajas:

- Alta capacidad de carga.
- Diseño robusto.

Desventajas:

- Sistema más costoso y complejo.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la **Tabla 3-3** se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Criterio	Pistones neumáticos	Husillo motorizado	Sistema hidráulico
Costo inicial	5	3	2
Mantenimiento	4	3	4
Capacidad de carga	3	4	5
Velocidad de operación	5	3	3
TOTAL	17	13	14

Tabla 3-3: Matriz de decisiones del movimiento 3

Selección:

El pistón neumático es la mejor opción debido a su simplicidad, bajo costo y velocidad en aplicaciones de cargas moderadas.

Movimiento 4 (M4): Movimiento Horizontal del Block

Alternativas:

1. Pistones neumáticos

Ventajas:

- Bajo costo.
- Operación rápida y confiable.

Desventajas:

- Limitación en distancias largas.

2. Motor lineal

Ventajas:

- Alta precisión.
- Control avanzado de velocidad y posición.

Desventajas:

- Costos elevados.
- Mayor complejidad operativa.

3. Sistema hidráulico

Ventajas:

- Capacidad de manejar cargas pesadas.

Desventajas:

- Sistema más costoso y complejo.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la **Tabla 3-4** se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Criterio	Pistones neumáticos	Motor lineal	Sistema hidráulico
Costo inicial	5	3	2
Mantenimiento	4	2	3
Precisión de movimiento	3	5	4
Capacidad de carga	3	4	5
TOTAL	15	14	14

Tabla 3-4: Matriz de decisiones del movimiento 4

Selección:

El pistón neumático es la mejor opción, ya que ofrece un balance adecuado entre costo, simplicidad y rapidez para distancias cortas.

Movimiento 5 (M5): Rotación del Block

Alternativas:

1. Pistón hidráulico con bisagra

Ventajas:

- Alta fuerza y control preciso.

Desventajas:

- Requiere un sistema hidráulico adicional.

2. Motor eléctrico con reducción

Ventajas:

- Buena precisión y control.

Desventajas:

- Mayor costo inicial.

3. Pistón neumático con marco giratorio

Ventajas:

- Simplicidad en el diseño.

Desventajas:

- Menor precisión y fuerza limitada.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la **Tabla 3-5** se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Criterio	Pistón hidráulico	Motor eléctrico	Pistón neumático
Costo inicial	3	2	4
Mantenimiento	3	3	4
Precisión de movimiento	5	4	3
Fuerza requerida	5	4	3
TOTAL	16	13	14

Tabla 3-5: Matriz de decisiones del movimiento 5

Selección:

El pistón hidráulico con bisagra es la opción seleccionada debido a su alta fuerza, control preciso y adaptabilidad a la rotación de blocks pesados.

Unificación de Movimientos M4 y M5

A raíz de los resultados obtenidos y la información recolectada a través de las tablas comparativas, se propone la **unificación de los movimientos horizontales (M4) y rotacionales (M5)** en un único sistema de accionamiento.

Esta decisión optimiza el diseño del sistema al seleccionar la solución más eficiente y adecuada para las necesidades del proyecto.

Configuración del sistema unificado:

El sistema utilizará un único cilindro hidráulico para accionar ambos movimientos. Este cilindro estará conectado a un mecanismo de traba mecánica que permitirá alternar entre el movimiento horizontal y el rotacional, dependiendo de los requerimientos de la operación. Esta configuración garantiza un diseño compacto, funcional y adaptable, optimizando la eficiencia operativa y simplificando el manejo del sistema.

- **Libera espacio en la mesa de transición**, permitiendo optimizar su estructura para otras funcionalidades.
- **Reducción de componentes**: se elimina la necesidad de sistemas independientes para cada movimiento, reduciendo complejidad y costos.
- **Reduce costos operativos y de mantenimiento**, al eliminar componentes redundantes.
- Mejora la **flexibilidad y control del sistema**, consolidando el accionamiento de ambos movimientos en un único mecanismo.
- **Configuración del sistema unificado**: un cilindro hidráulico único manejará los movimientos horizontales y de rotación. Un sistema de traba mecánica permitirá alternar entre ambos movimientos según la operación requerida. Esto asegura un control eficiente y preciso, manteniendo la simplicidad del diseño.

Capítulo 4 – Cálculos e ingeniería de detalle

En el siguiente capítulo se presentan los procedimientos realizados para el análisis, cálculo y validación de las selecciones de diseño adoptadas para cada uno de los movimientos del sistema. Este análisis se apoya en cálculos detallados que verifican la resistencia de los elementos principales que interactúan de forma directa, como ejes, brazos de palanca y pistones, entre otros, asegurando la integridad estructural y funcionalidad de los sistemas envolventes a los 5 movimientos generados. Además, se detallan las fuerzas involucradas, los criterios de diseño aplicados y las justificaciones técnicas que respaldan cada decisión tomada durante el desarrollo del proyecto.

Este trabajo se limita a las condiciones de desarrollo de lo mostrado anteriormente y **no contempla** ciertas cuestiones como, por ejemplo:

- Cálculo y dimensionamiento de la totalidad del sistema hidráulico, neumático y eléctrico.
- Cálculo estructural de la unidad de almacenamiento, poste de elevación, viga de desplazamiento.
- Costeo detallado del proyecto.
- Diseño del automatismo para finales de carrera, trabas, sensores de posición, lógica de programación.
- Plan de mantenimiento para los sistemas diseñados.

Una forma inicial y macro de pensar los distintos subsistemas que componen la idea del trabajo es como se observa en la **Figura 4-1**.

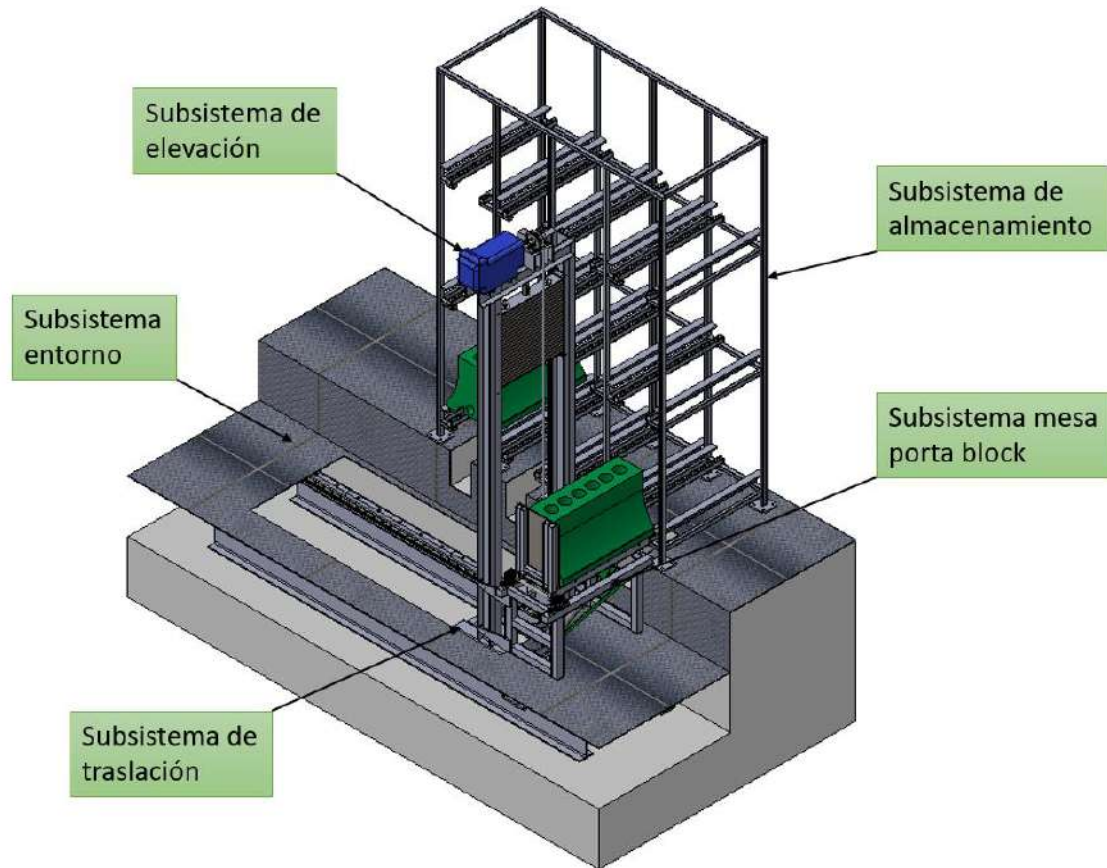


Figura 4-1: Esquema general.

De acuerdo con lo planteado en el resumen, los subsistemas que involucran las partes sobre las cuales vamos a estar realizando la ingeniería de detalle son:

- Subsistema mesa porta block (M3 - M4 - M5).
- Subsistema de elevación (M1).
- Subsistema de traslación (M2).

El orden en el que vamos a analizar los movimientos será dado por su nivel de complejidad.

Datos iniciales

- Peso del block: 250 Kg (Consideramos el peor caso con el block de 6 cilindros y 9L que pesa 250kg bruto.) Ver **Figura 4-2**.

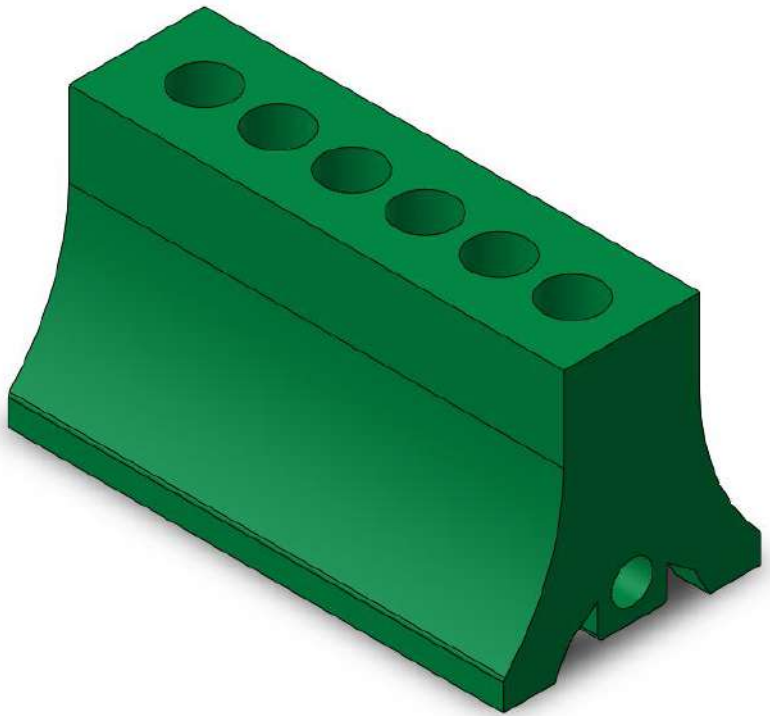


Figura 4-2: Block.

- Peso primer mesa: 72.3 Kg (Este es el peso de la mesa que realiza el movimiento 4 y 5.) Ver **Figura 4-3** y **Figura 4-4**.

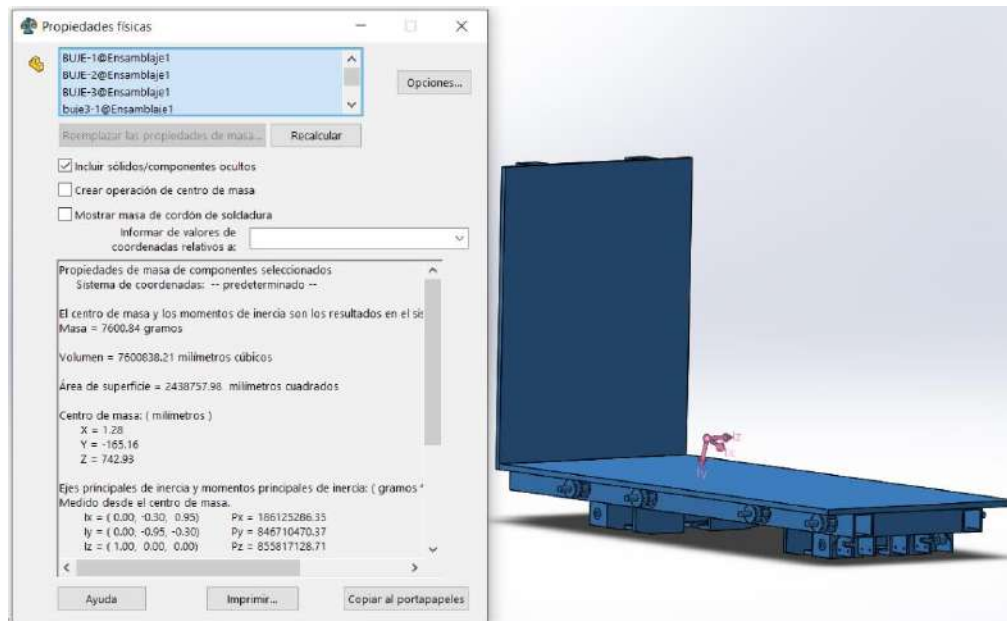


Figura 4-3: Primera mesa, parte superior.

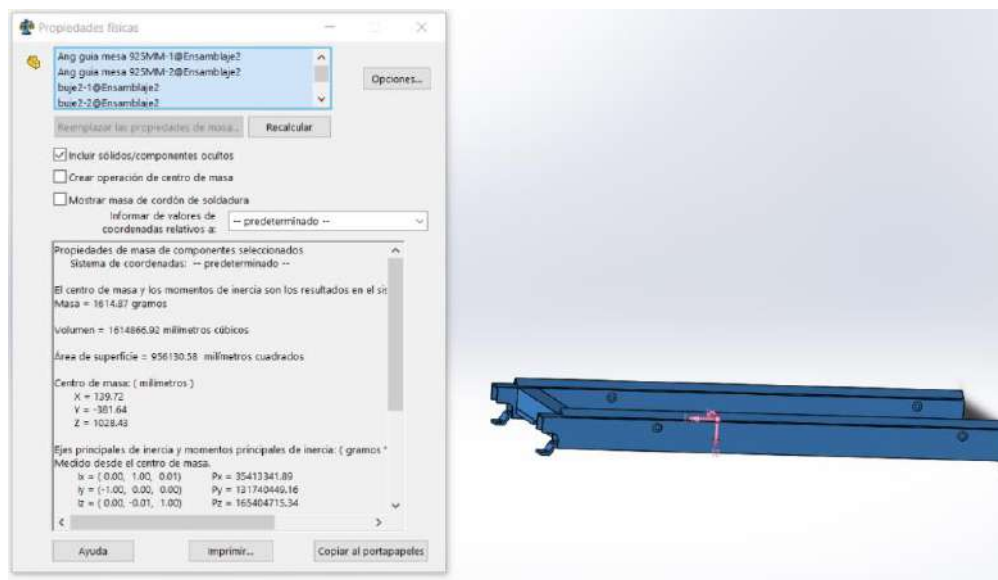


Figura 4-4: Primera mesa, parte inferior.

- Peso segunda mesa: 71.9 Kg (Este es el peso de la mesa que realiza el resto de los movimientos, la cual hace de soporte al cilindro y eleva al block). Ver **Figura 4-5**.

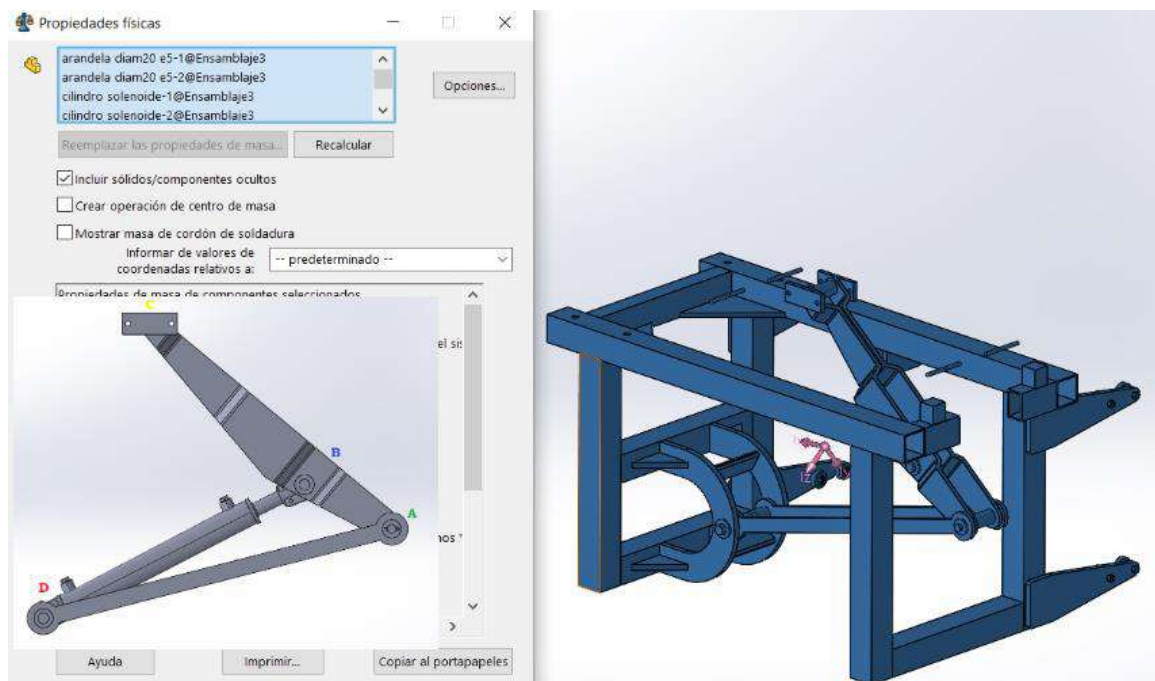


Figura 4-5: Segunda mesa.

- Ubicación de puntos de interés (Ver **Figura 4-6**):

A: Unión Brazo-Brazo palanca

B: Unión Cilindro-Brazo palanca

C: Unión Brazo palanca-Mesa

D: Unión Cilindro-Brazo-Estructura

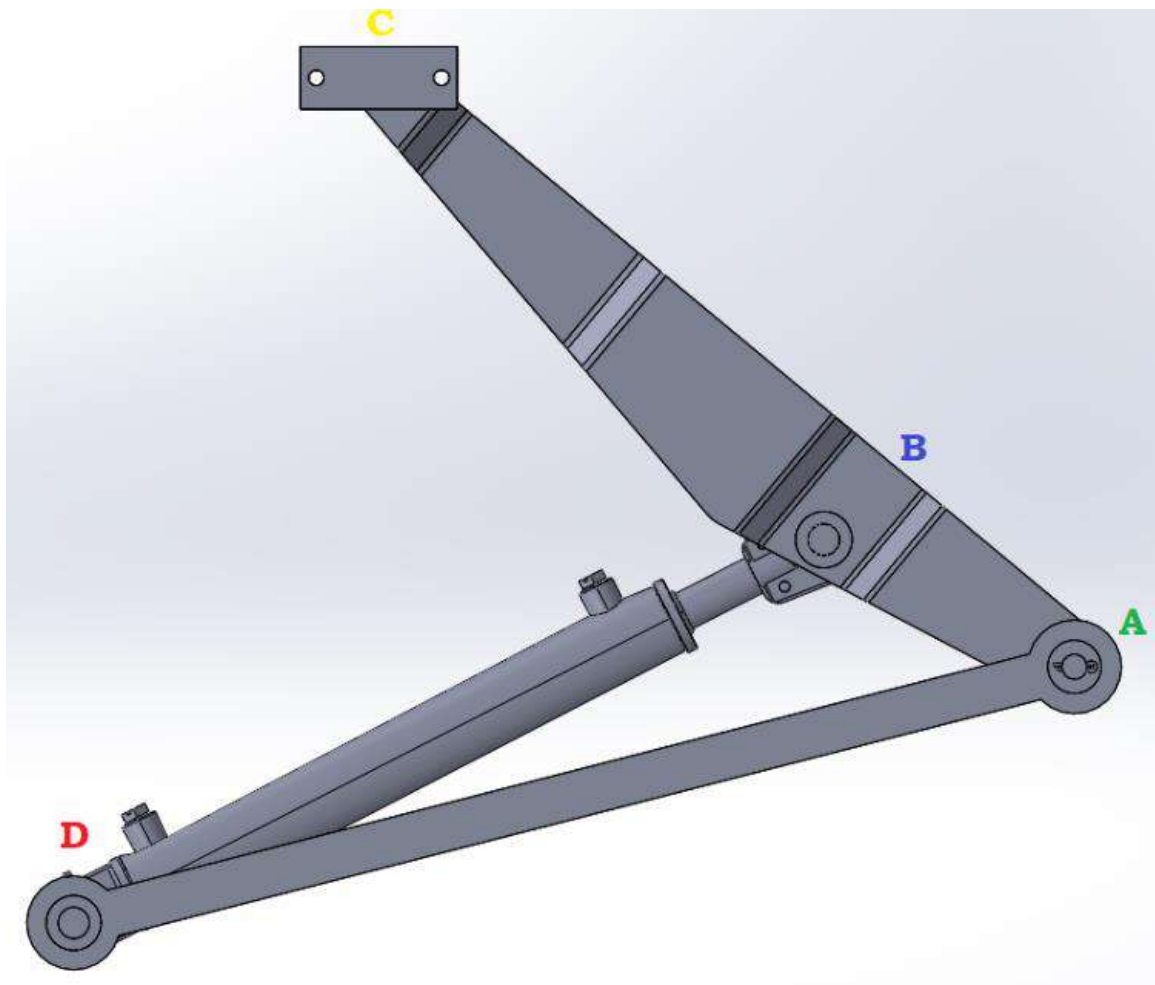


Figura 4-6: Puntos de interés.

Subsistema mesa porta block (M3 - M4 - M5)

Introducción

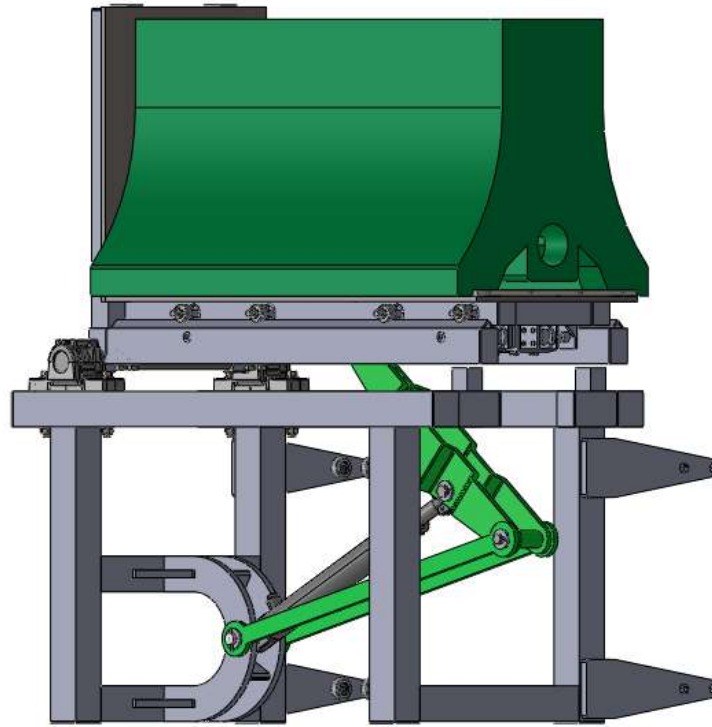


Figura 4-7: Subsistema mesa porta block

El subsistema de mesa porta block (ver **Figura 4-7**) integra los movimientos verticales, horizontales y de rotación necesarios para manipular y posicionar los blocks de manera eficiente durante las operaciones de mecanizado. Este subsistema se encarga de:

1. **Movimiento vertical (M3):** Elevar o descender el block para garantizar su correcta alineación con el compartimento o la estación de mecanizado. Ver **Figura 4-27**.
2. **Movimiento horizontal (M4):** Permitir la entrada o salida del block del compartimento correspondiente. Ver **Figura 4-8**.
3. **Movimiento de rotación (M5):** Cambiar la orientación del block entre posiciones horizontal y vertical según los requerimientos de la operación. Ver **Figura 4-9**.

Movimiento horizontal (M4) y Movimiento de rotación (M5)

A continuación, se ilustran los movimientos de este apartado, ver **Figura 4-8** y **Figura 4-9**.

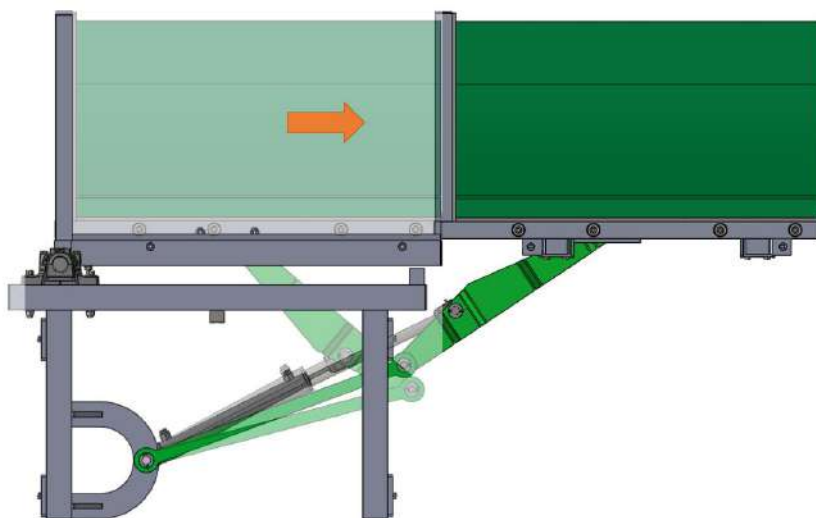


Figura 4-8: Movimiento 4

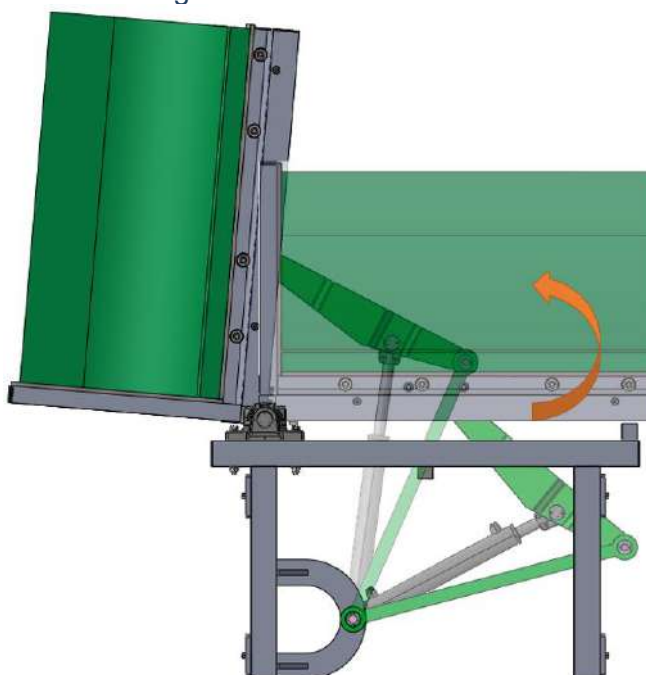


Figura 4-9: Movimiento 5

El block descansa sobre una placa de acero con topes de grillón para asegurar la correcta ubicación de este. Estos topes son versátiles ya que permiten posicionar los distintos diseños de los mismos.

El block descansa sobre una placa de acero vertical para cuando se necesite girarlo en sentido vertical.

Estas son soportadas por un marco en perfiles estructurales 60x40x3,2 y 40x40x3,2.

Para guiar el movimiento de deposición del block en el edificio se han colocado 4 ruedas en cada lateral que se desplazan sobre una guía. Esta guía es la misma que tendrá el edificio. Al ser 4 ruedas nos aseguramos que en la transición entre el equipo de movimientos y el edificio sea de una manera no brusca, evitando posibles descarrilamientos y saltos que puedan llegar afectar a nuestra unidad.

Este movimiento horizontal es accionado por nuestro cilindro hidráulico con la ayuda de un brazo de palanca para extender la carrera.

Para poder realizar el movimiento M5 con el mismo cilindro, hemos colocado 4 trabas que anclan la primera mesa parte superior con la primera mesa parte inferior. Se realiza mediante 4 solenoides que activan un pasador.

Cálculo cilindro principal

Para poder dimensionar el cilindro tomamos el esfuerzo que mayor le demanda que es el del giro del block. Ya que para realizar el movimiento de deposición del mismo en el edificio tiene que vencer la fuerza de giro de las ruedas (Mucho menor).

Los esfuerzos involucrados en este subconjunto que se relacionan directamente con el cilindro los enunciamos en la **Figura 4-10**.

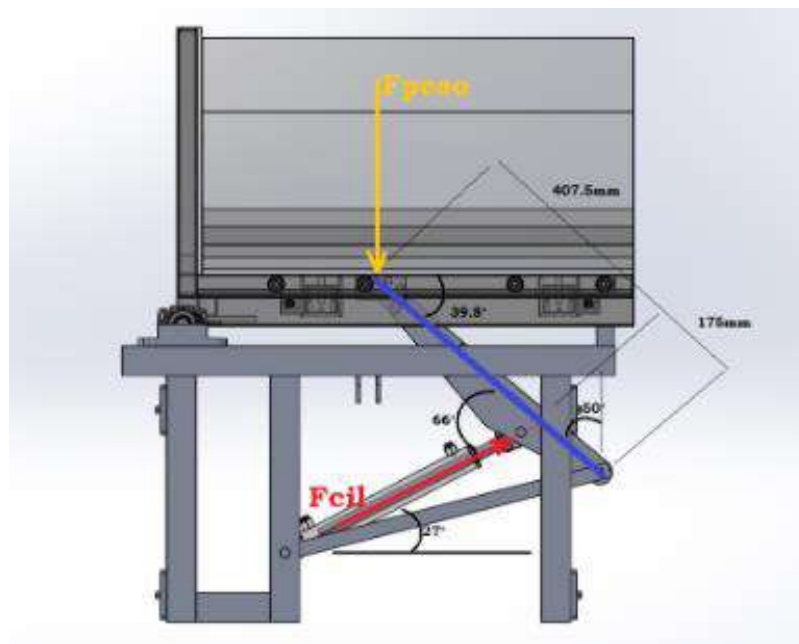


Figura 4-10: Subconjunto de movimientos M4 y M5.

Contemplando la situación inicial donde el block se encuentra en la posición donde lo ubica el operario, tenemos que superar la fuerza estática para poder comenzar con el giro. Para este desplazamiento tenemos que mover al block y a la primera mesa (Parte inferior y parte superior). Al ser el punto de aplicación de la fuerza resultante de elevación coincidente con el centro de gravedad de nuestro conjunto contemplamos que la misma fuerza F_{peso} será la que tengamos que vencer.

Teniendo estos pesos y un factor de seguridad de 1.5 tenemos.

Datos:

- Peso block: 250 [kg]
- Peso primer mesa parte inf y parte sup: 72.3 [kg]
- Factor de seguridad: 1.5

$$F_{\text{peso}} = (\text{peso block} + \text{peso primer mesa parte inf} + \text{peso primer mesa parte sup}) \times 1,5$$

$$F_{\text{peso}} = (250[\text{kg}] + 72,3[\text{kg}]) \times 1,5 = 322,3[\text{kg}] \times 1,5 \\ = 483,5[\text{kg}] = 4743,3[\text{N}]$$

Para este instante 0 tomamos que nuestro brazo en color azul sera el encargado de ejercer, pivotando sobre el punto A, la fuerza necesaria para desplazar el subconjunto.

Planteando una sumatoria de momentos respecto al punto A, tal como se observa en la **Figura 4-11**, obtendremos la fuerza que realiza nuestro cilindro.

$$\sum M_A = F_Y^{\text{Peso}} \times \text{dist} - F_Y^{\text{Cil}} \times \text{dist} = 0$$

$$\sum M_A = F^{\text{Peso}} \times \cos(129,8^\circ - 90^\circ) \times (0,4075[\text{m}] + 0,175[\text{m}]) \\ - F^{\text{Cil}} \times \sin(66^\circ) \times 0,175[\text{m}]$$

Despejando:

$$F^{\text{Cil}} = \frac{4743,3[\text{N}] \times \cos(39,8^\circ) \times (0,5825[\text{m}])}{\sin(66^\circ) \times 0,175[\text{m}]} = 13277,9[\text{N}] \\ = 1353,5[\text{kg}]$$

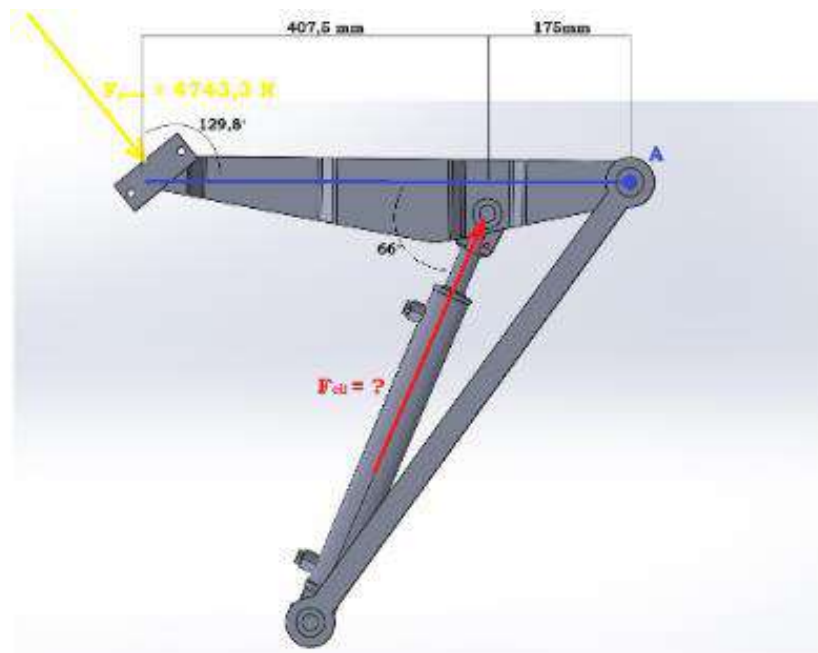


Figura 4-11: Fuerzas sobre el brazo de la palanca.

Dado nuestro sistema de tijera para poder incrementar la carrera del cilindro y ahorrar espacio el mismo debe cumplir con el desplazamiento requerido, tal como se muestra en la **Figura 4-12** y **Figura 4-13**.

$$\text{Carrera mínima} = 820,8[\text{mm}] - 540,7[\text{mm}] = 280,1[\text{mm}]$$

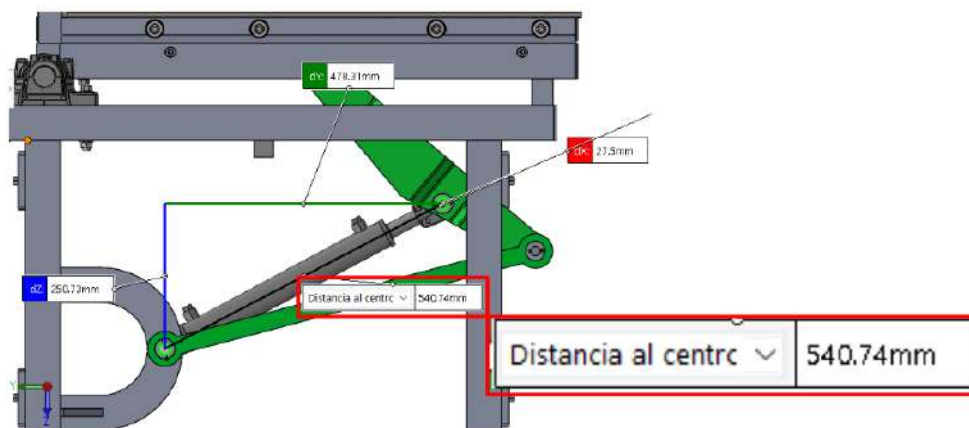


Figura 4-12: Subconjunto en posición retraída.

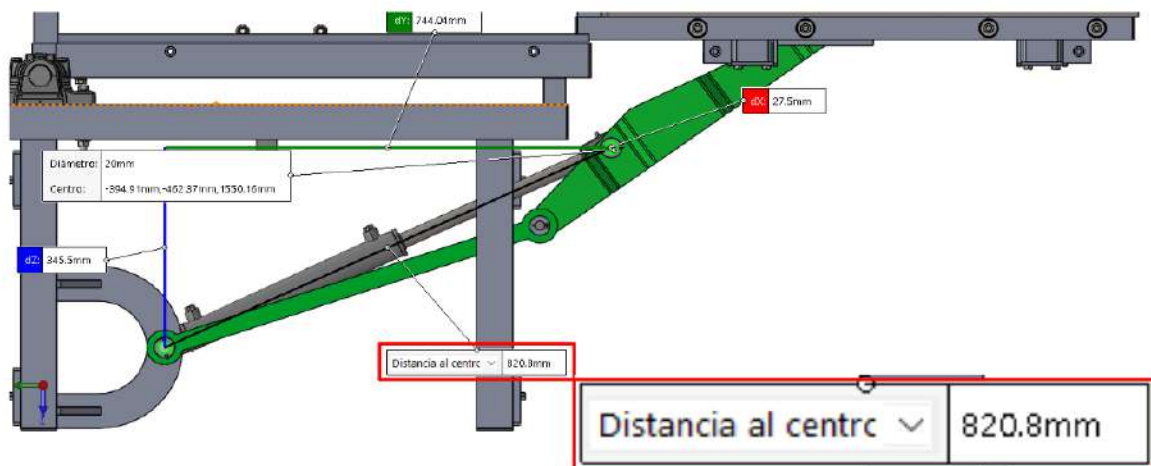


Figura 4-13: Subconjunto en posición extendida.

Elección cilindro principal

Conociendo la carrera mínima que necesitamos y la fuerza que tiene que realizar encontramos un fabricante que nos proporciona cilindros hidráulicos doble efecto (CICROSA). De su catálogo hemos seleccionado el cilindro de la Serie 1000, **S1001/3**. Sus características principales son:

- Carrera máxima: 300 [mm]
- Diámetro pistón: 40 [mm]
- Diámetro vástago: 25 [mm]
- Presión máxima: 200 [bar] = 200 [kg/cm²]

Información técnica en el Anexo B: Selección de componentes normalizados **Figura B-1**.

El esfuerzo máximo de expansión de este cilindro está dado por la presión máxima admisible y su área de pistón:

$$F^{exp} = P \times A = 200[kg/cm^2] \times 2,5[cm]^2 \times \frac{\pi}{4} = 2513,3 [kg]$$

Esta fuerza es mayor que la requerida de 1353.5 [Kg], por lo tanto, **verifica**.

Cálculo eje punto A

Este eje es el encargado de mantener firme el punto A y funcionar como punto de giro del brazo palanca (**Figura 4-14**).

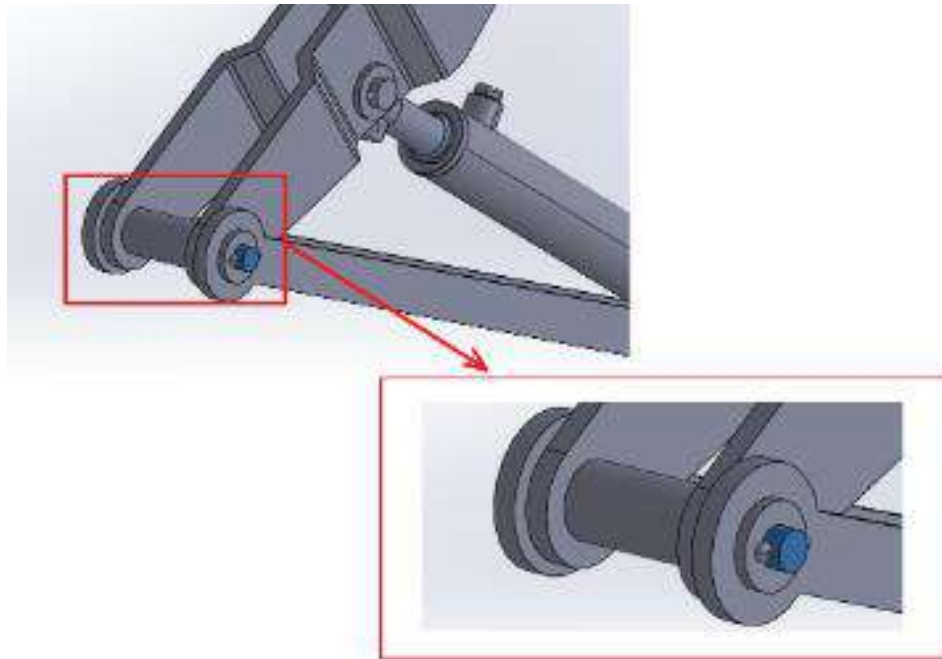


Figura 4-14: Eje punto A.

Tomando como punto de giro de nuestro sistema el punto B, que es el punto de aplicación de la fuerza del cilindro, tenemos que nuestra fuerza peso (**Fpeso**) actúa sobre el brazo de palanca. Este momento es el que tenemos que soportar por nuestro eje (**Figura 4-15**).

Datos:

- Fpeso: 4743.3 [N]
- Distancia A: 313 [mm]
- Distancia B: 142 [mm]
- Diámetro tentativo eje: 16 [mm]
- Factor de seguridad: 1.5
- Material eje: SAE 1045

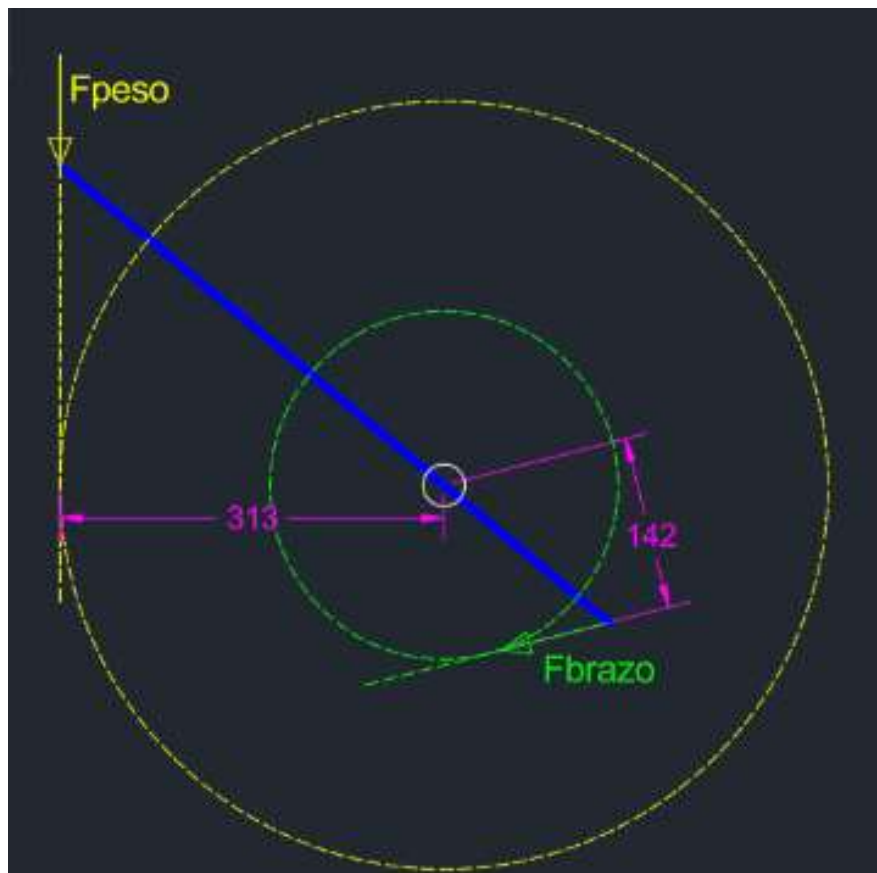


Figura 4-15: Fuerzas para cálculo de Eje punto A.

Planteando una sumatoria de momentos con estos datos iniciales, tenemos que nuestro eje está sometido a una fuerza principalmente de corte de:

$$\sum M = F^{Peso} \times 313[mm] - F^{Brazo} \times 142[mm] = 0$$

$$F^{Brazo} = 4743,3[N] \times \frac{313[mm]}{142[mm]} = 10455,3 [N]$$

Teniendo en cuenta que este brazo realmente son dos en paralelo, cada uno soporta una fuerza:

$$F_{ind}^{Brazo} = \frac{10455,3 [N]}{2} = 5227,6[N]$$

De esta manera nuestras fuerzas intervinientes en nuestro eje quedan como se observa en la **Figura 4-16**.

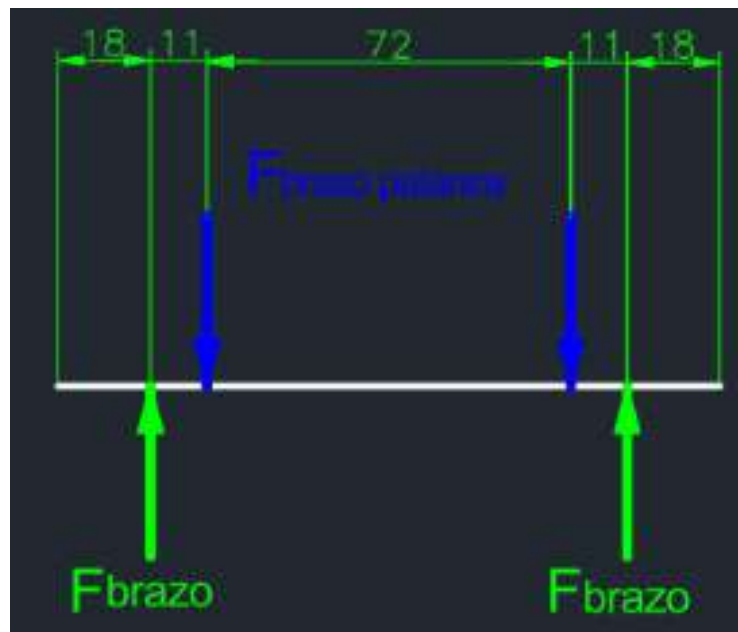


Figura 4-16: Fuerzas en el Eje punto A.

Como se puede ver, el punto de aplicación de las fuerzas F_{brazo} y F_{brazo} palanca es prácticamente el mismo.

Como menciona Mott, en su libro "Diseño de elementos de máquinas", pág.543, "Los puntos sobre un eje donde no se aplica par torsional, y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, con frecuencia están sujetos a fuerzas cortantes verticales importantes, que entonces son las que gobiernan el análisis de diseño."

Planteando como un esfuerzo de cortante puro en nuestro eje, la tensión máxima en la sección será:

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \times \frac{F_{corte}}{Area} \times F_{seg} = \frac{4}{3} \times \frac{5227,6[N]}{\frac{16[mm]^2 \times \pi}{4}} \times 1,5 = 52[\frac{N}{mm^2}]$$

$$= 52[MPa]$$

Al ser un eje de material SAE 1045 tenemos una resistencia a la tracción de 340[MPa].

Según Mott la resistencia al corte se vincula con la resistencia a la tracción de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \sigma_{adm} \times 0,5 = 340[MPa] \times 0,5 = 170[MPa]$$

Por lo que nuestro **eje del punto A**, de diámetro 16 [mm] se **verifica** que resiste los esfuerzos intervinientes.

Cálculo eje punto B

Este eje es el encargado de mantener firme el punto B, vinculando el extremo móvil del cilindro y al brazo de palanca (**Figura 4-17**).

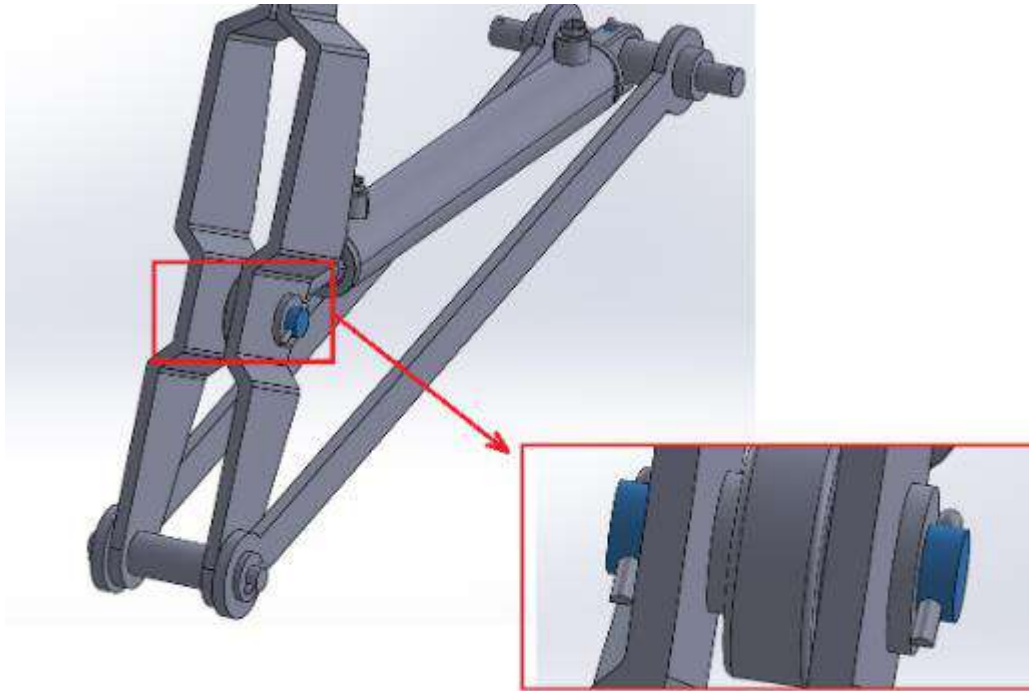


Figura 4-17: Eje punto B.

Datos:

- F_{cil} : 13277.9 [N]
- Diámetro tentativo eje: 20 [mm]
- Factor de seguridad: 1.5
- Material eje: SAE 1045

Al igual que el eje del punto A, el eje del punto B se encuentra sometido a un esfuerzo flexionante prácticamente nulo, tomamos para validarlos considerando un único estado tensional de esfuerzos cortantes. Donde intervienen la fuerza del cilindro **F_{cil}** y la fuerza de retención del brazo de palanca **$F_{brazo\ palanca}$** . (**Figura 4-18**).

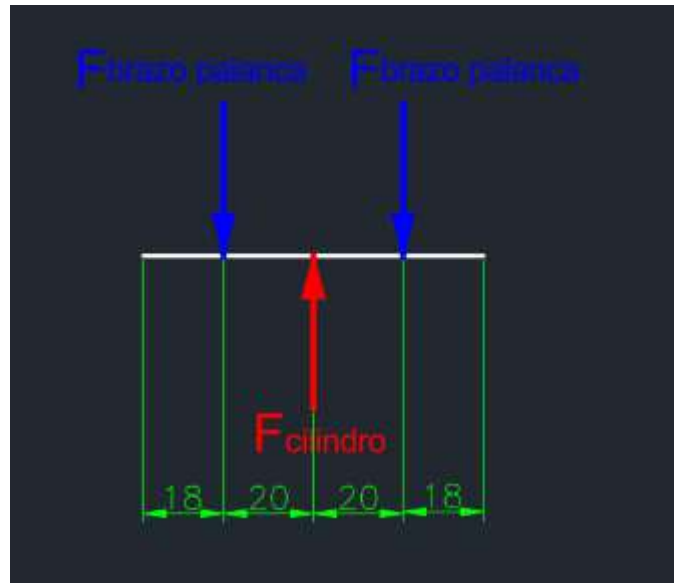


Figura 4-18: Fuerzas en el Eje punto B.

$$F_{brazo\ palanca} = \frac{F_{cil}}{2} = \frac{13277,9[N]}{2} = 6638,95 [N]$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \times \frac{F_{corte}}{Area} \times F_{seg} = \frac{4}{3} \times \frac{6638,95[N]}{\frac{20[mm]^2 \times \pi}{4}} \times 1,5 = 42,26 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$= 42,26 [MPa]$$

Como el τ_{adm} era de 170 [MPa] nuestro **eje del punto B**, de diámetro 20 [mm] se **verifica** que resiste los esfuerzos intervinientes.

Cálculo eje punto C

Este eje es el encargado de mantener firme el punto C, vinculando el extremo móvil del brazo de palanca y la mesa porta blocks (**Figura 4-19**).

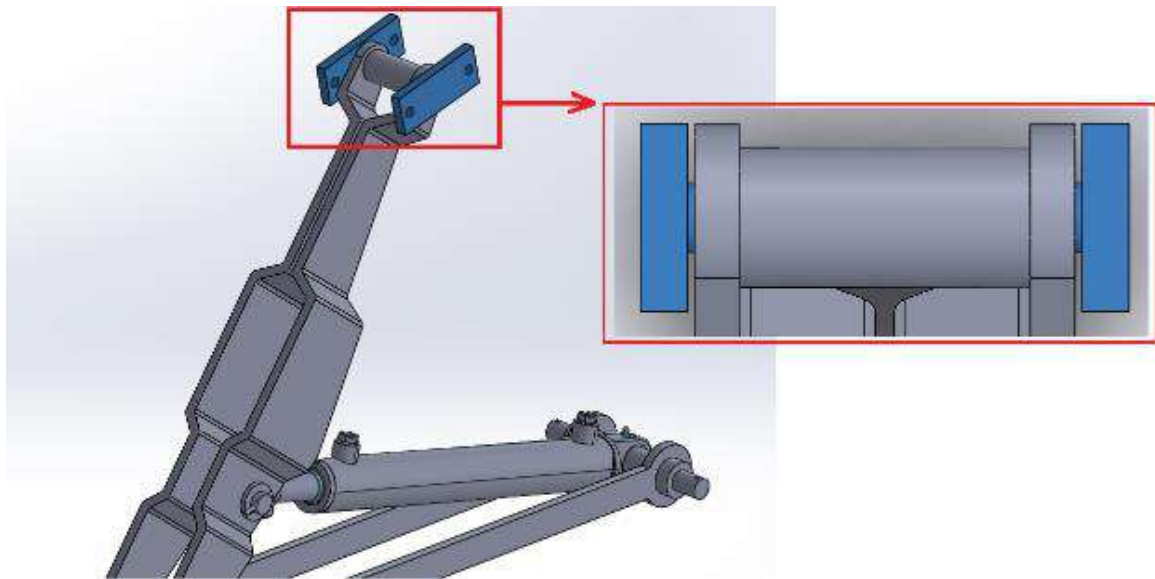


Figura 4-19: Eje punto C.

Datos:

- Fpeso: 4743.3 [N]
- Diámetro tentativo eje: 15 [mm]
- Factor de seguridad: 1.5
- Material eje: SAE 1045

Al igual que el eje del punto A, el eje del punto C se encuentra sometido a un esfuerzo flexionante prácticamente nulo, tomamos para validarlos considerando un único estado tensional de esfuerzos cortantes. Donde intervienen la fuerza del peso del conjunto block y mesas **Fpeso** y la fuerza opuesta que intenta levantar este conjunto **Fbrazo palanca**. (**Figura 4-20**).

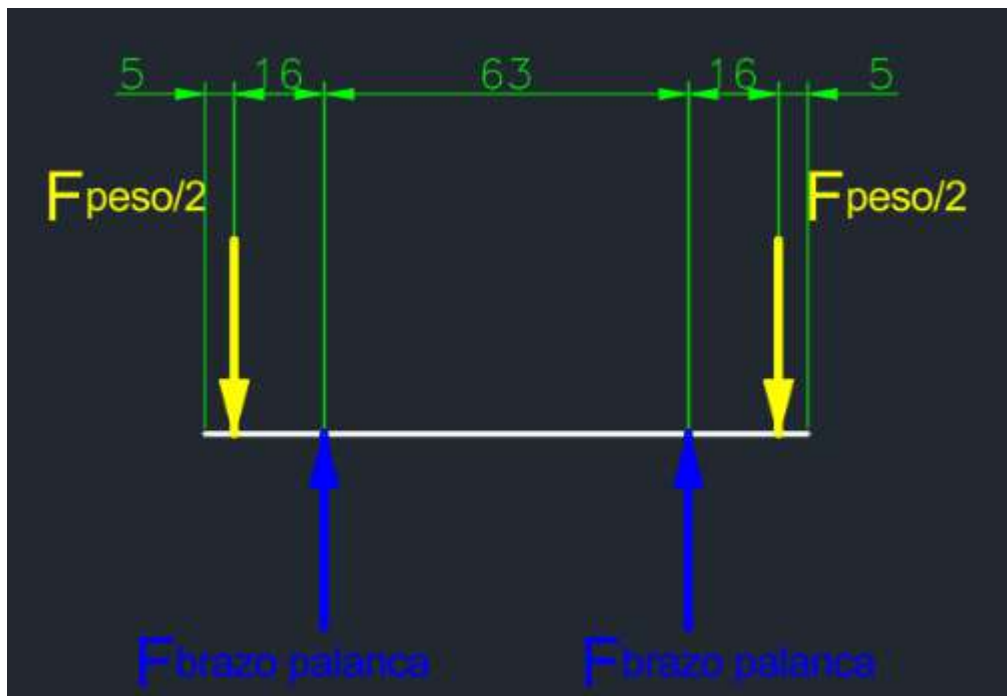


Figura 4-20: Fuerzas en el Eje punto C.

$$F_{brazo\ palanca} = \frac{F_{peso}}{2} = \frac{4743,3[N]}{2} = 2371,7 [N]$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \times \frac{F_{corte}}{Area} \times F_{seg} = \frac{4}{3} \times \frac{2371,7[N]}{\frac{15[mm]^2 \times \Pi}{4}} \times 1,5 = 26,84 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$= 26,84 [MPa]$$

Como el τ_{adm} era de 170 [MPa] nuestro **eje del punto C**, de diámetro 15 [mm] se **verifica** que resiste los esfuerzos intervinientes.

Cálculo eje punto D

Este eje es el encargado de mantener firme el punto D, vinculando el extremo fijo del cilindro y el extremo inferior del brazo con la segunda mesa (**Figura 4-21**).

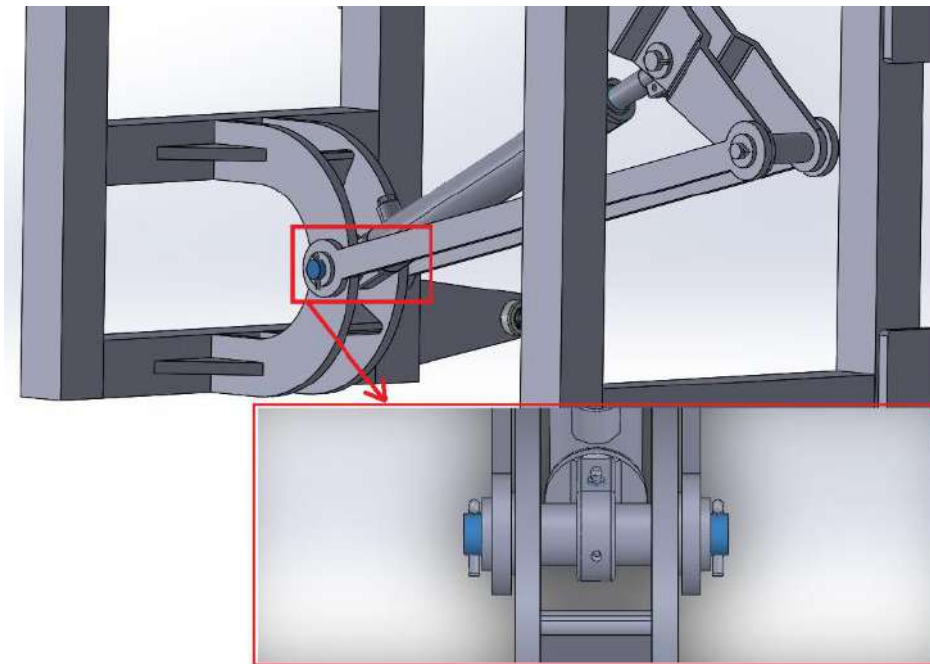


Figura 4-21: Eje punto D.

Debido a la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza del cilindro respecto de los apoyos no podemos tener en cuenta la hipótesis previamente planteada para los otros casos, por lo que se calculará de acuerdo a un eje sometido a flexo-torsión.

Datos:

- F_{cil} : 13277.9 [N]
- F_{brazo} : 5227.6 [N]
- Diámetro tentativo eje: 20 [mm]
- Factor de seguridad: 1.5
- Material eje: SAE 4140 Bonificado

Al no estar alineadas las fuerzas del brazo y del cilindro (**Figura 4-22 y Figura 4-23**), hemos decidido colocar nuestro sistema de coordenadas alineado con el brazo, de modo que se reducen los esfuerzos en Y.

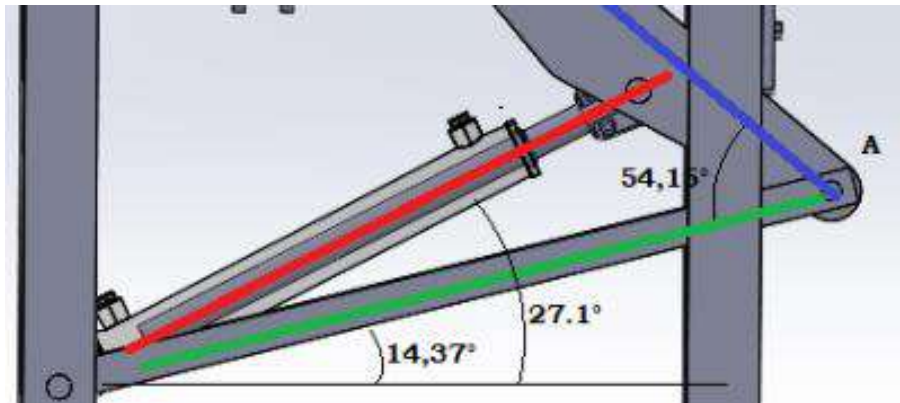


Figura 4-22: Esquema de alineación eje punto D.



Figura 4-23: Esquema de alineación eje punto D.

Una vez divididas las fuerzas nos quedan tal como en la **Figura 4-24**.

$$F_{cilx} = F_{cil} \times \cos(12,7^\circ) = 13277,9[N] \times \cos(12,7^\circ) = 12953,1[N]$$

$$F_{cily} = F_{cil} \times \sin(12,7^\circ) = 13277,9[N] \times \sin(12,7^\circ) = 2919,1[N]$$

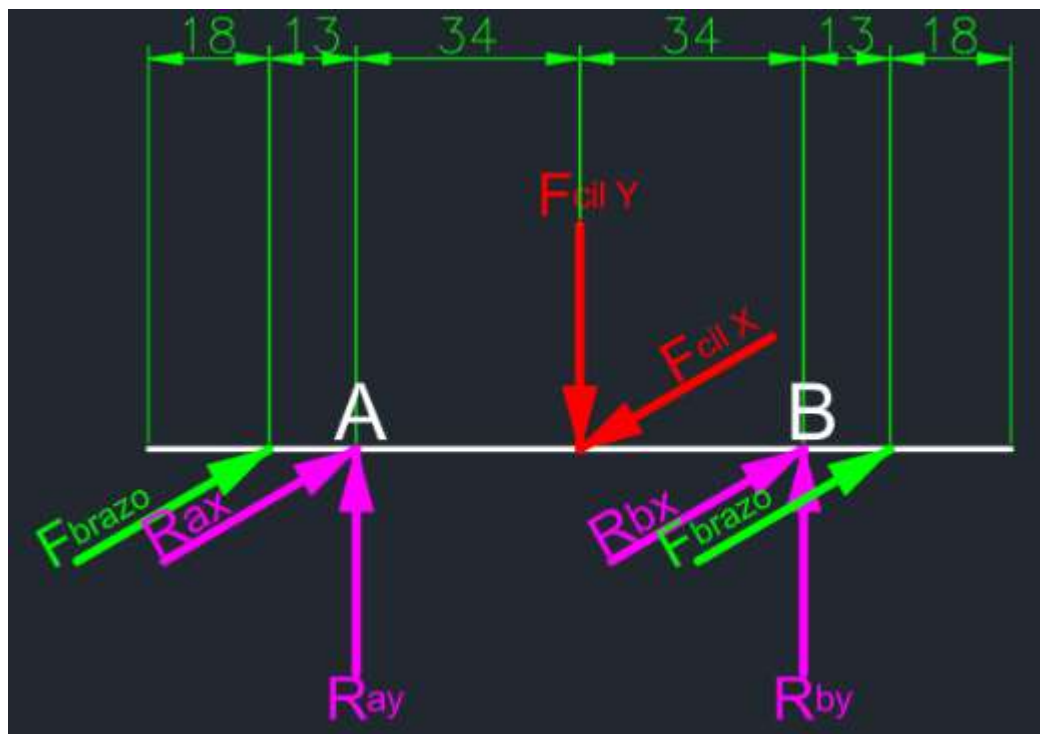


Figura 4-24: Esquema de fuerzas eje punto D.

De este esquema es que planteamos las sumatorias de fuerzas para obtener las reacciones.

$$\Sigma F_x = F_{brazo} + F_{brazo} + R_{ax} + R_{bx} - F_{cil\ x} = 0$$

Como tenemos un sistema simétrico $R_{ax} = R_{bx}$

$$F_{brazo} \times 2 + R_{ax} \times 2 - F_{cil\ x} = 0 \Rightarrow R_{ax} = \frac{-F_{brazo} \times 2 + F_{cil\ x}}{2}$$

$$= 1248,9[N]$$

$$\Sigma F_y = R_{ay} + R_{by} - F_{cil\ y} = 0$$

Como tenemos un sistema simétrico $R_{ay} = R_{by}$

$$R_{ay} \times 2 - F_{cil\ y} = 0 \Rightarrow R_{ay} = \frac{F_{cil\ y}}{2} = 1459,5N$$

Nuestros puntos de interés para los diagramas de esfuerzos serán los de la **Figura 4-25**.

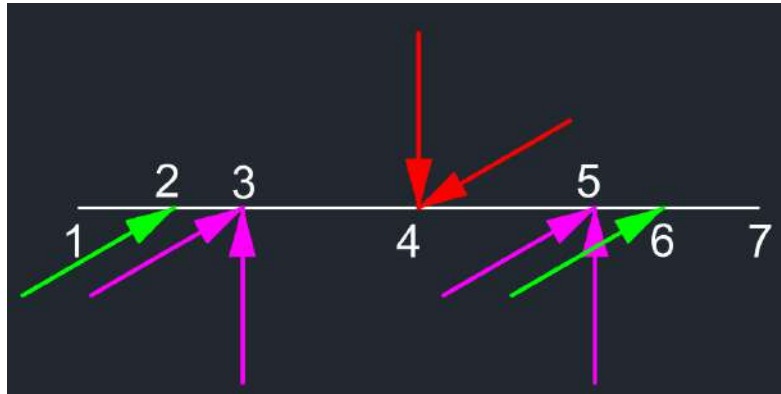


Figura 4-25: Puntos de interés.

En estos puntos obtenemos los siguientes esfuerzos. (**Tabla 4-1**)(**Figura 4-26**).

Tramo	Mfx	Mfy	Cx	Cy
1-2	0	0	0	0
2-3	68.0	0.0	5227.6	1459.5
3-4	288.2	49.6	6476.5	1459.5
4-5	288.2	49.6	-6476.5	-1459.5
5-6	68.0	0.0	-5227.6	-1459.5
6-7	0	0	0	0

Tabla 4-1: Esfuerzos cortantes y momento en puntos de interés.

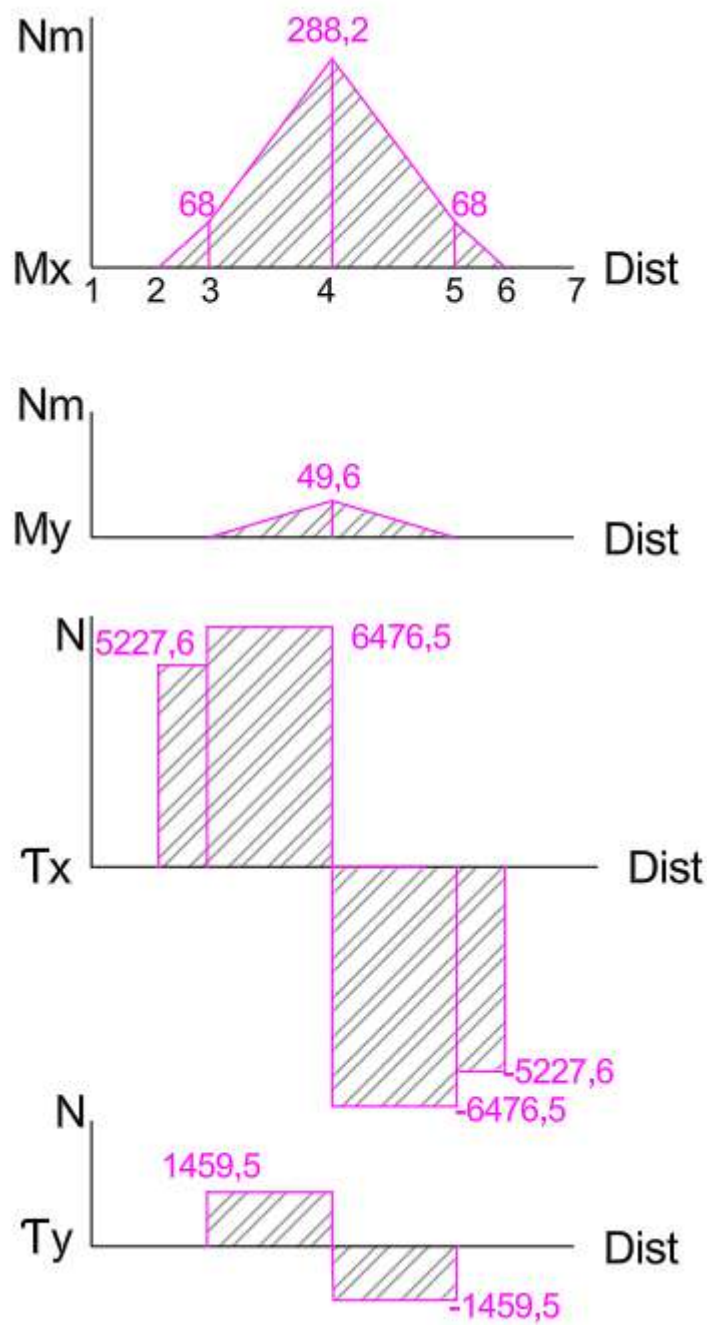


Figura 4-26: Diagrama de esfuerzos Eje punto D.

De aquí que los esfuerzos máximos se dan en el centro del eje, punto 4.

El momento resultante es este punto es.

$$\begin{aligned}
 M_{res} &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(288,2[Nm])^2 + (49,6[Nm])^2} \\
 &= 292,4[Nm]
 \end{aligned}$$

Considerando la teoría de un eje sometido a flexo torsión dada por Mott, en su libro “Diseño de elementos de máquinas”, págs.548/562, y la tensión admisible del material de nuestro eje que es de 630 [MPa] obtenemos que nuestro diámetro mínimo para el eje es de.

$$\begin{aligned}
 \varnothing &= \frac{32 \times fs}{\pi} \times \sqrt{\left(\left(\frac{K \times Mf}{\sigma_{adm}}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{Mt}{\tau_{adm}}\right)^2\right)^{1/3}} \\
 &= \frac{32 \times 1,5}{\pi} \times \sqrt{\left(\left(\frac{1 \times 292,4[Nm]}{630[MPa]}\right)^2 + 0\right)^{1/3}} = 19,2[mm]
 \end{aligned}$$

Como el diámetro era de 20[mm] nuestro **eje del punto C**, se **verifica** que resiste los esfuerzos intervinientes.

Cálculos de aplastamiento

Para el brazo que estará soportando en su mayoría esfuerzos internos de tracción, le realizamos, además, un cálculo extra de aplastamiento en los extremos donde es vinculado a los ejes.

Para el aplastamiento tomamos la peor condición que es el extremo donde tenemos el eje de menor diámetro, representativo de la **Figura 4-27**:

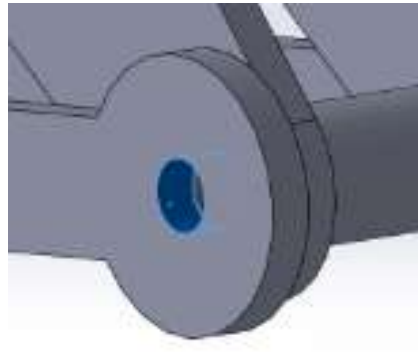


Figura 4-27: Área de aplastamiento en brazo.

Datos:

- Fbrazo: 5227.6 [N] = 532.89 [Kg]
- Øeje: 16 [mm]
- e: 9.5 [mm]
- Material: Calidad SAE1045, $\sigma_{adm} = 340$ [MPa]

$$\text{Área de contacto} \approx \phi_{eje} \times e = 152 [mm^2]$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{A} = \frac{5227.5}{152} = 34.4 [MPa]$$

$$34.4 [MPa] < 340 [MPa]$$

Verifica.

Para el cálculo de corte y tracción tomaremos la de corte como validación ya que es la peor condición, la cual implica un $\tau_{adm} = 170$ [MPa]. Al ser una circunferencia el extremo del brazo posee la misma sección al calcular el área correspondiente a corte tanto como tracción. Por lo tanto, teniendo esto en cuenta, realizaremos los cálculos sobre el extremo con menor sección y a corte para la verificación, observar la **Figura 4-28**.

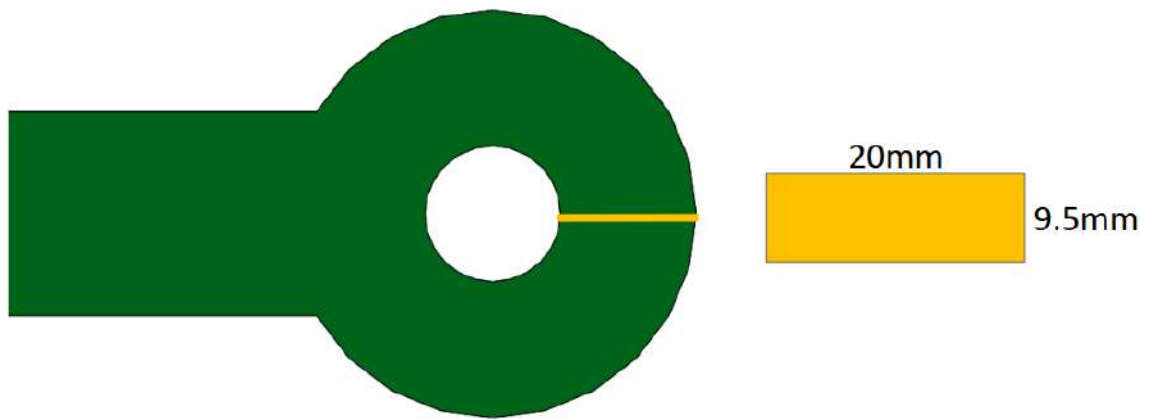


Figura 4-28: Área del extremo brazo sometida al corte.

Datos:

- Largo: 20 [mm]

$$\text{Área al corte} = e \times L = 190[\text{mm}^2]$$

$$\tau_{corte} = \frac{F}{A} = \frac{5227.5}{190} = 27.5[\text{MPa}]$$

$$27.5[\text{MPa}] < 170[\text{MPa}]$$

Verifica.

Movimiento vertical (M3)

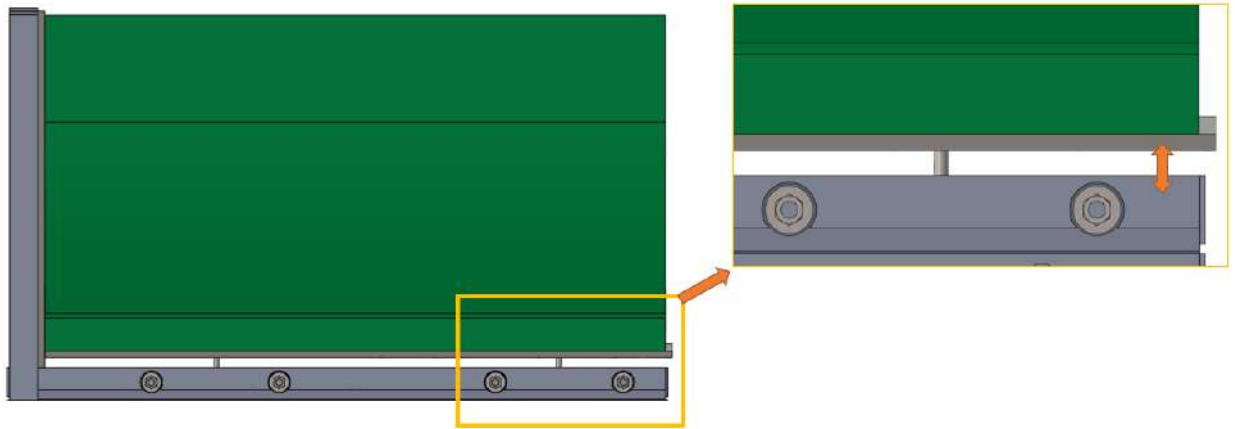


Figura 4-29: Subconjunto de movimientos M5

Este subsistema es el encargado de crear la pequeña diferencia de altura necesaria para poder depositar y retirar el block en y desde su ubicación en el edificio, **Figura 4-29**.

Se decidió realizar esta elevación mediante 4 cilindros compactos. Uno ubicado en cada esquina de la plataforma. Al ser compacto reducen el espacio necesario. Se decidieron 4 para tener una buena distribución de pesos y nivelación del block.

Los mismos tendrán que poder levantar el peso del block y de la primera mesa parte superior.

$$\begin{aligned} \text{Peso a levantar} &= P \text{ block} + P \text{ primer mesa parte superior} \\ &= 250[\text{kg}] + 25[\text{kg}] = 275[\text{kg}] \end{aligned}$$

Como son 4 cilindros.

$$\text{Peso individual} = \frac{\text{Peso a levantar}}{4} = 68,75[\text{kg}] = 674,4[\text{N}]$$

Optamos por un cilindro de la marca FESTO, de doble efecto, del tipo compacto, modelo ADN-S. Particularmente el **ADN-S-50-20-A P A** (Figura 4-30).

Sus características principales son:

- Carrera máxima: 20 [mm]
- Diámetro pistón: 50 [mm]
- Fuerza en expansión (A 6 [bar]): 1178 [N] = 120 [kg]
- Fuerza en retracción (A 6 [bar]): 1057 [N] = 107.7 [kg]
- Presión máxima: 10 [bar] = 10 [kg/cm²]



Figura 4-30: Cilindro compacto FESTO.

Subsistema de elevación (M1)

Introducción

El subsistema de elevación es responsable del movimiento vertical (M1) de la mesa de transición, permitiendo su alineación precisa con los distintos niveles del sistema de almacenamiento. Este subsistema utiliza un motor con piñón y cadena para accionar el desplazamiento vertical, garantizando un control confiable y eficiente.

El diseño está optimizado para manejar cargas elevadas, como el peso combinado de los blocks y la estructura de la mesa. Además, su configuración asegura un movimiento suave y estable, minimizando vibraciones y esfuerzos adicionales en los componentes.

En las imágenes de la **Figura 4-31** y **Figura 4-32** se observan los componentes del subsistema y los movimientos de los cuales estamos haciendo el análisis.

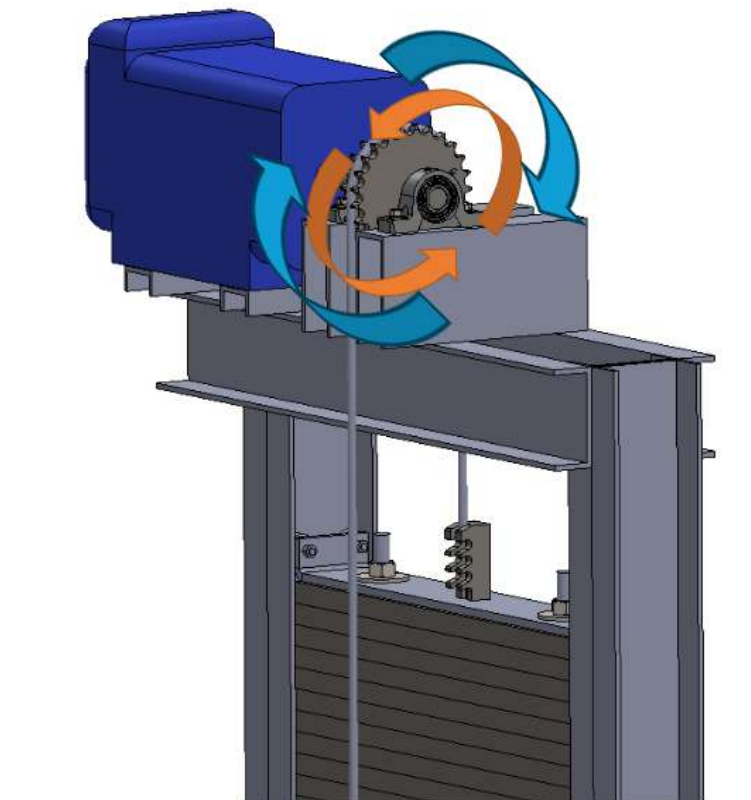


Figura 4-31: Subconjunto de elevación M1

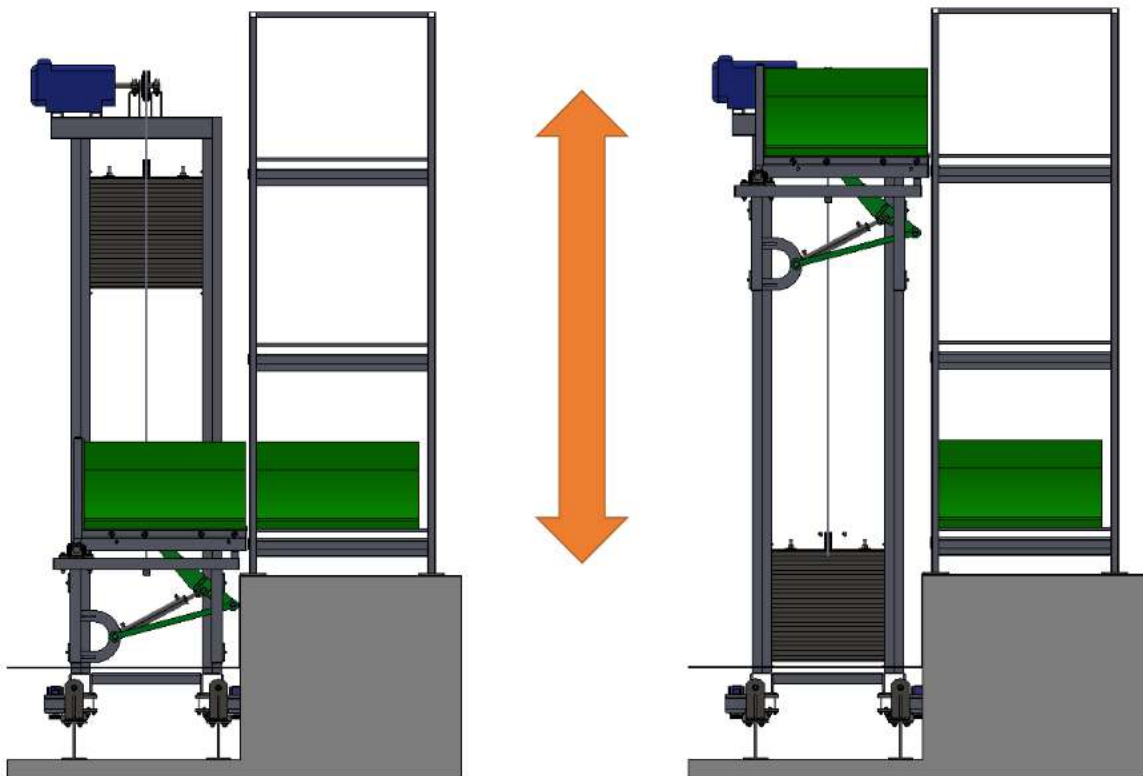


Figura 4-32: Muestra de movimiento subconjunto de elevación M1

En esta sección de validación se realizarán los cálculos necesarios para determinar las dimensiones óptimas y asegurar el correcto funcionamiento de los componentes clave del sistema de elevación vertical mediante un piñón.

En primer lugar, se calculará el diámetro requerido para el eje encargado de accionar el movimiento vertical, considerando las fuerzas y momentos a los que estará sometido. Para garantizar su correcto funcionamiento y sujeción, se procederá a la selección de los rodamientos más adecuados, asegurando su resistencia y durabilidad bajo las condiciones de operación previstas.

Además, se dimensionará la cadena que conectará, en uno de sus extremos, al carro estructurado encargado de sostener el block, y en el otro extremo, a un contrapeso. Este contrapeso será fundamental para estabilizar el sistema y reducir las variaciones de potencia necesarias durante la operación, independientemente de si el carro se encuentra cargado con el block o vacío.

Finalmente, se determinarán las dimensiones óptimas de la chaveta plana utilizada para acoplar el eje con el piñón. Este cálculo asegurará que el acople sea capaz de

transmitir de manera eficiente los esfuerzos generados durante el funcionamiento del sistema.

Cálculo cadena

Datos:

- Fuerza peso (F peso): 394.3 [kg] (Peso block + Peso primer mesa + Peso segunda mesa)
- Factor de seguridad del peso: 1.5
- Peso corregido (F peso corregida): 591.4 [kg]
- Fuerza equivalente (F): 5801.7 [N]

Cálculo de potencia requerida para elevación sin contrapeso:

- Peso a levantar: 591.4 [kg] (5801.7 [N])
- Altura máxima: 3 [m]
- Tiempo de carrera: 6 [s]
- Factor de seguridad: 3
- Gravedad (g): 9.81 [m/s²]

$$P = \frac{F \times FS \times g \times h}{t}$$

Donde:

- P: Potencia requerida [W]
- F: Peso [kg]
- FS: Factor de seguridad
- g: Aceleración gravitacional [m/s²]
- h: Altura máxima [m]
- t: Tiempo de carrera [s]

Sustituyendo los valores:

$$P = \frac{591.3 \times 3 \times 9.81 \times 3}{6}$$

Resolviendo:

$$P = \frac{52132.47}{6} = 8688.745[W]$$

Conversión de Potencia

1. De Watts a kilowatts (kW):

$$P[KW] = \frac{P[W]}{1000}$$

$$P[KW] = \frac{8688.745 [W]}{1000} = 8.69[KW]$$

2. De Watts a caballos de fuerza (HP):

$$P[HP] = \frac{P [W]}{745.7}$$

$$P[HP] = \frac{8688.745[W]}{745.7} = 11.65[HP]$$

Potencia corregida de elevación:

En este trabajo se presenta el cálculo de una transmisión por cadena, basado en el tutorial número 127 (2015)⁶ del sitio web IngeMecánica. Este recurso sirvió como guía para desarrollar el procedimiento paso a paso, adaptando sus indicaciones a las necesidades específicas del diseño planteado. A partir de esta metodología, se garantiza un enfoque preciso y fundamentado para la selección de los componentes y el análisis de las condiciones de operación.

A continuación, se detalla el procedimiento seguido, fundamentado en las indicaciones de dicho tutorial, adaptándolo a los parámetros específicos del caso en análisis.

$$P_c = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot P$$

Figura 4-33: Fórmula de potencia corregida.

Se elige un piñón sugerido de 25 dientes (Z=25).

Tabla A. Número de dientes, z	
Piñón o rueda menor	17 - 19 - 21 - 23 - 25
Rueda mayor	38 - 57 - 76 - 95 - 114

Tabla 4-2: Número de dientes, z.

⁶ <https://ingemecanica.com/tutoriales/calculo-de-transmision-por-cadenas.html>

- Donde K_1 depende del número de dientes:

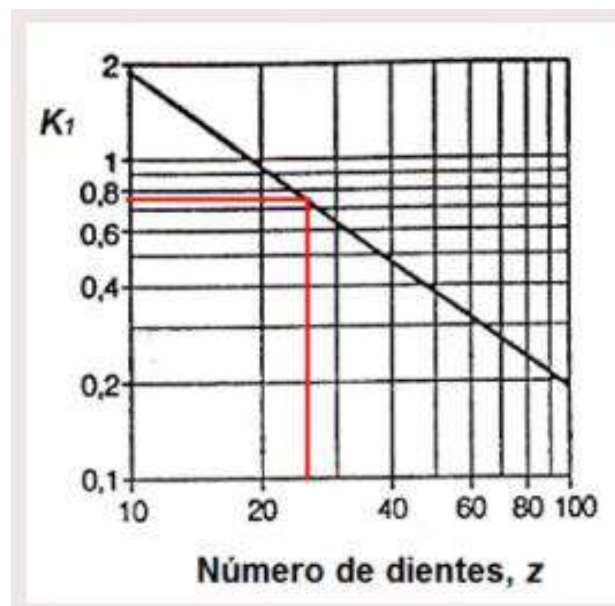


Figura 4-34: Gráfico K1.

K_1 : 0.75

- Donde K_2 depende del número de cadenas:



Figura 4-35: Gráfico K2.

K_2 : 0.55

- Donde K_3 depende del paso, cantidad de eslabones y cantidad de ruedas de transmisión:

Paso: 19.05 [mm] (Supongo este paso. A verificar al final).

Cantidad de eslabones: $\text{Largo}/\text{Paso} = 157.5$ (Supongo esta cant. A verificar al final).

Ruedas de transmisión: 1

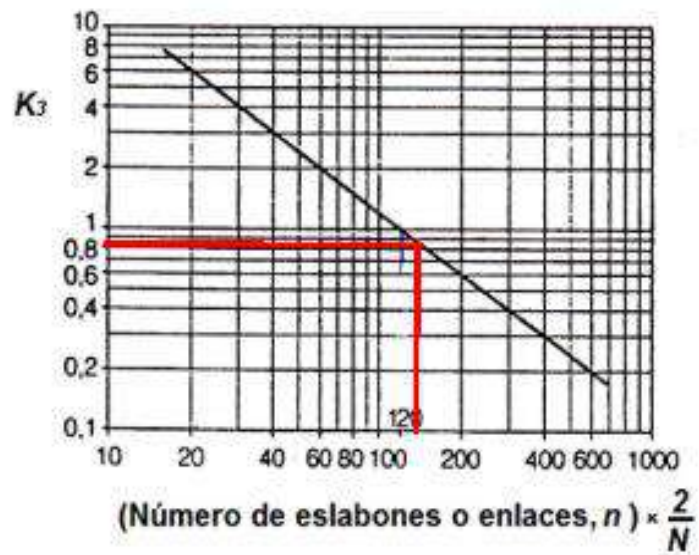


Figura 4-36: Gráfico K3.

K3: 0.8

- Donde K_4 es el factor de servicio:

Coeficiente K_4 , Factor de servicio				
Charges	Machines motrices	Moteur à combustion interne à transmission		
		hydraulique Moteur électrique et Turbine	4 cylindres et plus	mécanique moins de 4 cylindres
Régulières	Machines d'imprimerie Pompes et compresseurs centrifuges Calandreuses pour papier Escaliers roulants Agitateurs de liquides	1,00	1,10	1,30
Irégulières	Malaxeurs à béton Broyeurs à boulets Pompes et compresseurs à 3 pistons ou plus Presses, ciseilles Agitateurs de solides Tamis vibrants	1,40	1,50	1,70
À coups	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Pompes et compresseurs à 1 piston Forage pétrolier	1,80	1,90	2,10

Tabla 4-3: Tabla K_4 , factor de servicio.

K_4 : 1

- Donde K_5 es la vida útil de la cadena:

Horas de servicio: 24000 [hs]

Supongo de factor de servicio un 15%.

Esto da como resultado 3.6 [hs/día]

Días: 6666.7

Años: 18.3

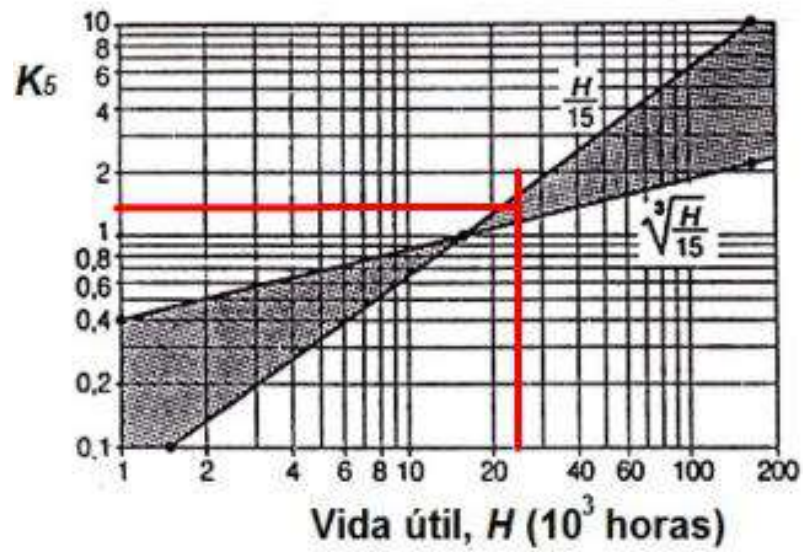


Figura 4-37: Gráfico K1.

K5: 1.5

Reemplazando:

$$P_c = 0.75 \times 0.55 \times 0.8 \times 1 \times 1.5 \times 8.7$$

$$P_c = 2.15 \text{ [KW]}$$

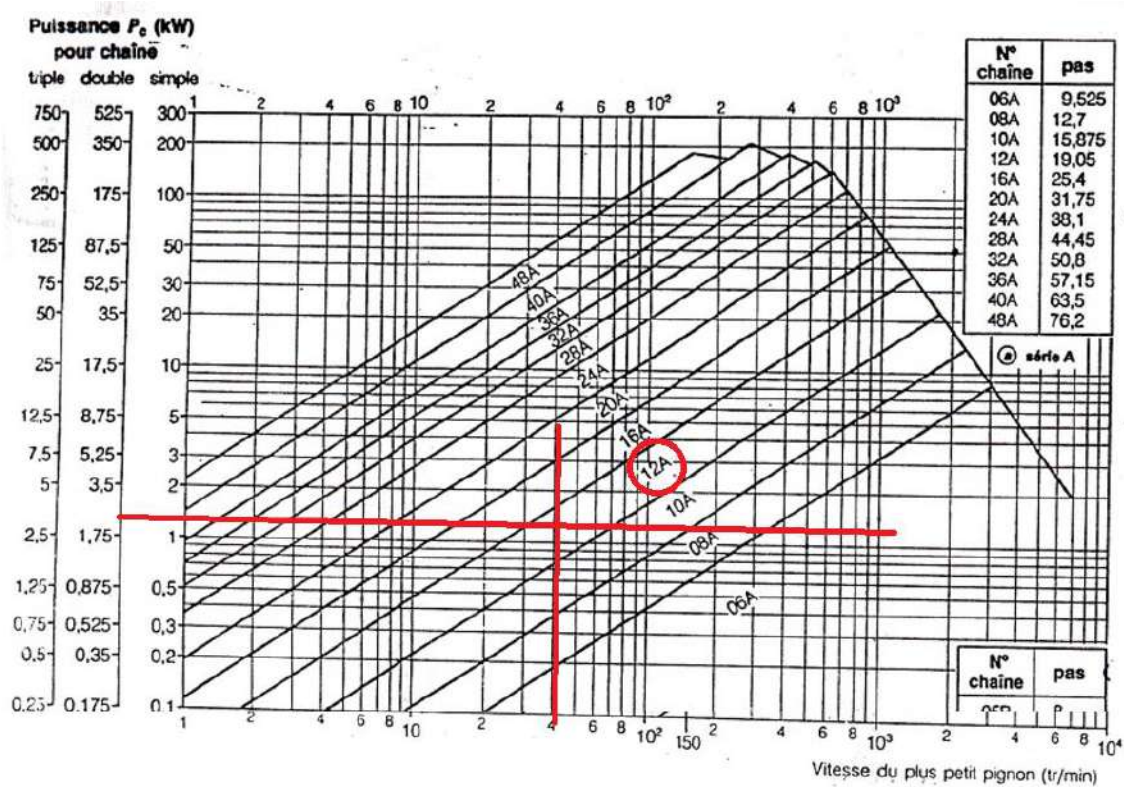


Figura 4-38: Selección cadena.

Selección: Cadena 12A-2 paso $\frac{3}{4}$ ⁷



438,32 € IVA Incluido
362,25 € IVA no Incluido

Cadena de rodillos doble según norma Americana ASA DIN 8188, hasta el 98 % de rendimiento (*), muy ligeros y compactos lo cual permite ser instalados en espacios muy limitados.

Referencia: CADE-RS ASA-60-2-TSU

Paso: 19,05= 60-1 ANSI

Diámetro rodillo: 8,91 mm

Precio por metro. Venta exclusivamente por embalaje de 3 metros.



Imagen representativa para fines ilustrativos, el artículo suministrado corresponde a las especificaciones indicadas.

Cantidad 

6 metros 

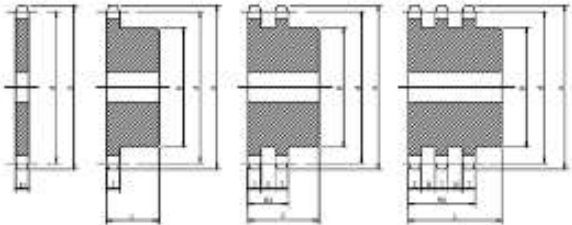
Figura 4-39: Cadena comercial.

⁷ [Pág. De selección de cadena comercial.](#)

Selección de piñón:

ROSARIO TRANSMISIONES
Discos, Piñones y Ruedas de Acero para Transmisiones de Cadenas
Sprockets and Plate Wheels for Roller Chain

Dr. Oscar 2767-Rosario-Tel: 0341-434-0271 / 431-0283 / 056-132109
e-mail: rosario@transmisiones.com.ar rosario@transmisiones.com.ar



Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12 **ØRodillo - Roller 11,913 mm**
ØRodillo - Roller 12,07 mm

Z	Diámetro		Diámetro Cubo(B)			Largo Total(C)		
	Primario(d) Pitch Circle Diameter(d)	Exterior(A) Top Diameter(A)	S	D	T	S	D	T
9	55.70	63.77	37	37	37	35	56	70
10	61.65	70.06	42	42	42	35	56	70
11	67.62	76.31	46	47	47	35	56	70
12	73.60	82.53	52	53	53	35	56	70
13	79.60	88.72	58	59	59	35	56	70
14	85.61	94.89	64	65	65	35	56	70
15	91.63	101.05	70	71	71	35	56	70
16	97.65	107.20	75	77	77	35	56	70
17	103.67	113.34	80	83	83	35	56	70
18	109.70	119.47	80	89	89	35	56	70
19	115.74	125.59	80	95	95	35	56	70
20	121.78	131.71	80	100	100	35	56	70
21	127.82	137.82	90	100	100	40	56	70
22	133.86	143.93	90	100	100	40	56	70
23	139.90	150.03	90	110	110	40	56	70
24	145.95	156.13	90	110	110	40	56	70
25	151.99	162.23	95	120	120	40	56	70

Macizo
Solid
 Cubo soldado
Welded Hub
 Pieza soldada
Welded Piece

Tabla 4-4: Selección piñón.

Selección: Piñon Doble – Paso $\frac{3}{4}$ - Dientes 25 – SAE 1045⁸



Figura 4-40: Selección piñón.

Datos adicionales:

- $\varnothing$ primitivo corona: 0.115199 [m]
- RPM motor: 1500 [rpm]

$$\text{Desplazamiento por vuelta} = \varnothing_{\text{primitivo}} \times \pi = 0.36[m]$$

$$\text{Vueltas necesarias} = \text{Altura} \times \text{Desplazamiento por vuelta} = 8.29[\text{vueltas}]$$

Velocidad eje:

$$\text{RPM eje final} = \text{Vueltas necesarias} \div \text{Tiempo de carrera} = 0.69[rps] = 41.4[rpm]$$

⁸ https://rtransmisiones.com.ar/PDF/Discos_pinones_cadena.pdf

Cálculo eje superior

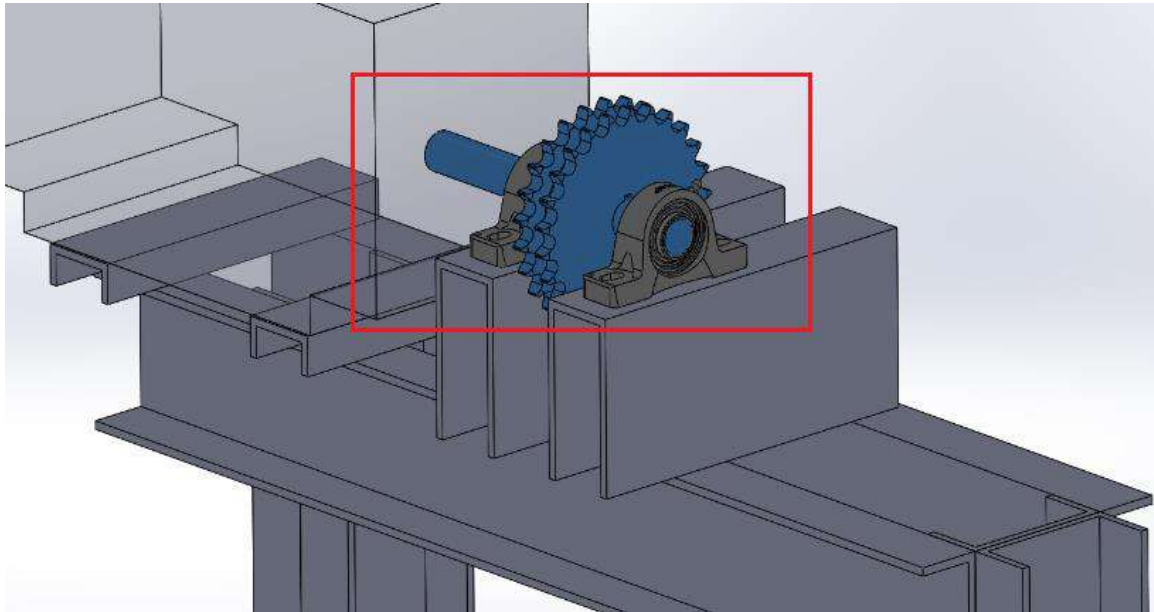


Figura 4-41: Eje superior de elevación.

Datos:

- Fuerza peso (F_{peso}): 394.3 [kg] (Peso block+Peso primer mesa+Peso segunda mesa)
- Factor de seguridad: 1.5
- Peso corregido ($F_{\text{peso corregida}}$): 591.4 [kg]
- Fuerza equivalente (F): 5801.7 [N]

Cálculo de potencia requerida para elevación sin contrapeso:

- Peso a levantar: 591.4 [kg] (5801.7 [N])
- Altura máxima: 3 [m]
- Tiempo de carrera: 12 [s]
- Factor de seguridad: 3
- Gravedad (g): 9.81 [m/s²]

Cálculo de contrapeso:

CALCULO DEL PESO DEL CONTRAPESO				
Peso a levantar			Peso contrapeso	269.3
Con block	394.3	Kg	Fuerza con block	125.0
Sin block	144.3	Kg	Fuerza sin block	125.0

Tabla 4-5: Cálculo contrapeso.

- Peso a levantar: 125 [Kg] = 1226.25 [N]

La fórmula general es:

$$P = \frac{F \times FS \times g \times h}{t}$$

Donde:

- P: Potencia requerida [W]
- F: Peso [kg]
- FS: Factor de seguridad
- g: Aceleración gravitacional [m/s²]
- h: Altura máxima [m]
- t: Tiempo de carrera [s]

Sustituyendo los valores:

$$P = \frac{125 \times 3 \times 9.81 \times 3}{12}$$

Resolviendo:

$$P = \frac{11036.25}{12} = 919.6875 [W]$$

Conversión de Potencia

1. De Watts a kilowatts (kW):

$$P[KW] = \frac{P[W]}{1000}$$

$$P[KW] = \frac{919.6875 [W]}{1000} = 0.92[KW]$$

2. De Watts a caballos de fuerza (HP):

$$P[HP] = \frac{P[W]}{745.7}$$

$$P[HP] = \frac{919.6875 [W]}{745.7} = 1.23[HP]$$

Resultado Final

Potencia requerida: 0.92 [KW] o 1.23 [HP].

Selección: Se recomienda un motor de 1.5 a 2 HP, considerando un margen de seguridad.

Supongo motor de 2hp a 1500rpm y diametro de corona 15,199cm.

Datos adicionales:

- Ø primitivo corona: 0.115199 [m]
- RPM motor: 1500 [rpm]

$$\text{Desplazamiento por vuelta} = \phi_{\text{primitivo}} \times \pi = 0.36[m]$$

$$\text{Vueltas necesarias} = \text{Altura} \times \text{Desplazamiento por vuelta} = 8.29[\text{vueltas}]$$

$$\text{RPM eje final} = \text{Vueltas necesarias} \div \text{Tiempo de carrera} = 0.69[rps] = 41.4[rpm]$$

Reducción necesaria:

$$\text{Reducción} = \text{RPM motor} \div \text{RPM eje final} = 3.62$$

Momento torsor peso:

$$M_t = F \times FS \times \frac{\phi_p}{2}$$

Donde:

- M_t : Momento torsor [Nm]
- F : Peso o fuerza aplicada [N]
- FS : Factor de seguridad
- ϕ_p : Diámetro primitivo [m]

$$\frac{\phi_p}{2} = \frac{0.115199}{2} = 0.0576 \text{ [m]}$$

$$M_t = 1226.25 \times 3 \times 0.0576 = 211.9 \text{ [Nm]}$$

Planteo esquemático de fuerzas:

A continuación, se realiza de forma esquemática (**Figura 4-42**), el planteo de fuerzas que actúan sobre el eje que será el encargado de transmitir un momento para poder realizar la operación de movimiento vertical.

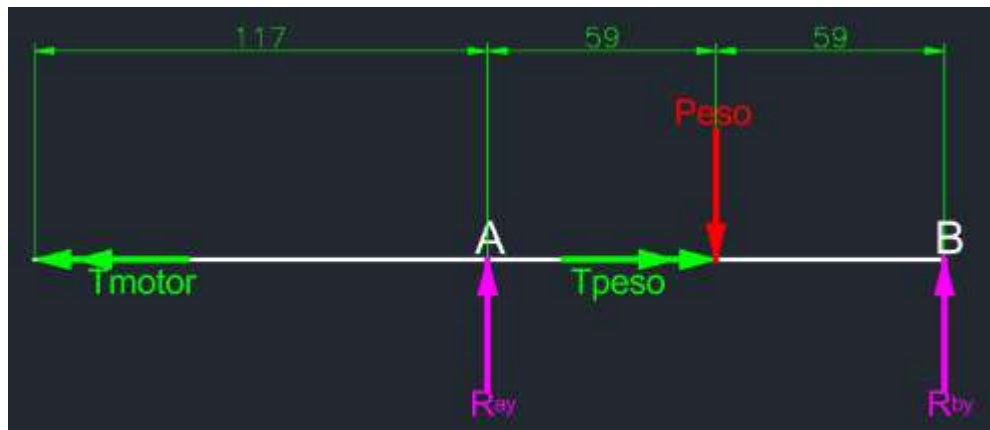


Figura 4-42: Esquema de fuerzas eje superior.

Cálculo de esfuerzos en los puntos A y B y Momento flector máximo. (**Tabla 4-6**)

Peso	5801.7	[N]
Ray	2900.9	[N]

Rby	2900.9	[N]
Tpeso	211.9	[Nm]
Tmotor	211.9	[Nm]
Momento flector máximo (Rby [N] x dist. [m] = 2900 x 59)	171.2	[Nm]

Tabla 4-6: Cálculo de esfuerzos eje superior.

Para la validación del diámetro del eje tomaremos como referencia la formula anteriormente mencionada, obtenida del Mott, ver **Figura 4-43**.

548

Capítulo 12 ■ Diseño de ejes

Entonces ya se puede despejar el diámetro D :

Ecuación de diseño para ejes

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (12-24)$$

La ecuación (12-24) se usa para el diseño de ejes en este libro. Esto es compatible con la norma ANSI B106.1M-1985. (Vea la Referencia 1.) Observe que la ecuación (12-24) también se puede usar para flexión pura o torsión pura.

Figura 4-43: Ecuación de diseño para ejes, Mott.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{K_f \times M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

- D : Diámetro requerido [mm o m] (dependiendo de las unidades)
- N : Factor de seguridad
- K_f : Factor de concentración de esfuerzos
- M : Momento flector [Nm]
- S'_n : Resistencia a la fatiga corregida [MPa o Pa]
- T : Momento torsor [Nm]
- S_y : Límite elástico del material [MPa o Pa]

Datos:

- Material: 1045 AISI

- Sigma Adm.: 340 [MPa]
- K: 2 (Por concentración de tensiones en chavetero y ranuras para aro segger)

Reemplazando:

$$D = \left[\frac{32 \times 1.5}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{2 \times 171.2}{340} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{211.9}{170} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 2.84[cm] = 28.4[mm]$$

Por lo tanto, **se adopta**:

$$D = 30 \text{ mm}$$

Cálculo chaveta



Figura 4-44: Imagen de chaveta plana

Datos:

- Largo disponible: 56 [mm]
- Diámetro: 30 [mm]
- Torque: 211.9 [Nm]
- $\varnothing_p$: 0.115199 [m]

$$Fuerza\ tangencial = Torque \div (\varnothing_p/2) = 3678.75[N]$$

- Material de la chaveta: F24
- Sigma admisible (σ_{adm}): 235 [MPa]
- Tao admisible (τ_{adm}): 117.5 [MPa]

Se selecciona una chaveta paralela con extremos redondeados.

Selección de medidas para la chaveta, **Tabla4-7:**

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
I	06	06	08	12	10	14	18	22	24	28	36	45	56
	08	08	10	14	12	16	20	24	28	32	40	50	63
	10	10	12	16	14	18	22	25	28	36	45	56	70
	12	12	14	18	15	20	25	28	32	40	50	63	80
	14	14	15	20	16	22	28	32	36	45	56	70	80
	15	15	16	22	18	25	32	36	40	50	63	80	100
	16	16	18	25	20	28	36	40	45	56	70	80	100
	18	18	20	28	22	32	40	45	50	63	80	100	125
	20	20	22	32	25	36	45	50	56	70	80	100	125
	22	22	25	36	28	40	50	56	63	80	100	125	160
	25	25	28	40	30	45	56	63	70	80	100	125	160
	28	28	30	45	32	50	63	70	80	100	125	160	200
	30	30	32	50	35	56	70	80	90	100	125	160	200
	32	32	35	56	36	63	80	90	100	125	160	200	250
	35	35	36	63	40	70	90	100	110	125	160	200	250
	36	36	40	63	45	80	100	110	125	160	200	250	300
	45	45	50	80	55	100	125	160	200	250	300	360	450
	50	50	55	90	60	110	140	175	225	280	360	450	560
	56	56	60	100	63	125	160	200	250	300	360	450	560
	60	60	63	110	65	140	175	225	280	360	450	560	700
	63	63	65	125	70	160	200	250	300	360	450	560	700

Tabla 4-7: Selección de chaveta.

En la **Figura 4-45**, se observa croquis con las medidas seleccionadas.

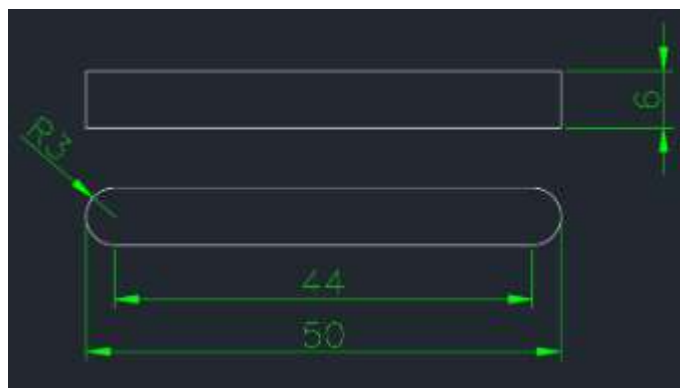


Figura 4-45: Croquis chaveta.

Resultados de la Selección:

- **Altura de la chaveta:** 6 mm
- **Ancho de la chaveta:** 6 mm
- **Largo útil de la chaveta:** 44 mm

La fórmula para calcular el esfuerzo cortante (τ) es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$A = 6[mm] \times 44[mm] = 264[mm^2]$$

$$\tau = \frac{3678.75}{264} = 13.93[N/mm^2]$$

Verifica.

La fórmula para calcular la sigma de aplastamiento (σ aplastamiento) es:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{L \times \left(\frac{b}{2}\right)}$$

Cálculo del área efectiva

$$A_{ef} = L \times \left(\frac{b}{2}\right)$$

$$A_{ef} = 44 \times \left(\frac{6}{2}\right) = 44 \times x = 132[mm^2]$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{3678.75}{132} = 27.85[MPa]$$

Verifica.

Subsistema de traslación (M2)

Introducción

Este subsistema es el encargado de desplazar todo el conjunto entre las distintas torres del edificio. Para ello utilizaremos un sistema de piñón y cremallera accionado por un servomotor.

El tipo de cremallera será del tipo de dientes rectos. Los mismos se comercializan en segmentos de 1000 mm y son perfectamente compatibles con nuestro sistema.

Para asegurar el paralelismo y disminuir el rozamiento usaremos guías de rodillos lineales con monorraíles, ver **Figura 4-46** y **Figura 4-47**. Se usarán 3 por cada lado, siendo 2 que irán en el carro motor junto con el servo y una restante para mantener la estabilidad en el otro extremo del bastidor.



Figura 4-46: Monorraíel comercial.

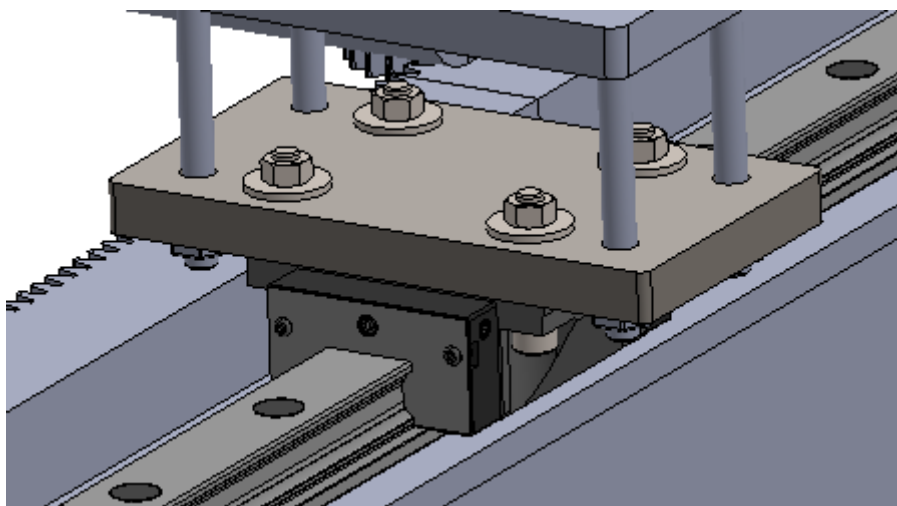


Figura 4-47: Monorraiel ensamble.

Tanto las guías lineales como las cremalleras irán sobre un perfil W8x21 que será el que soporte toda la carga de nuestro equipo. En el irán topes con tacos de goma para evitar riesgos de choques bruscos que dañan nuestro sistema, ver **Figura 4-48**.

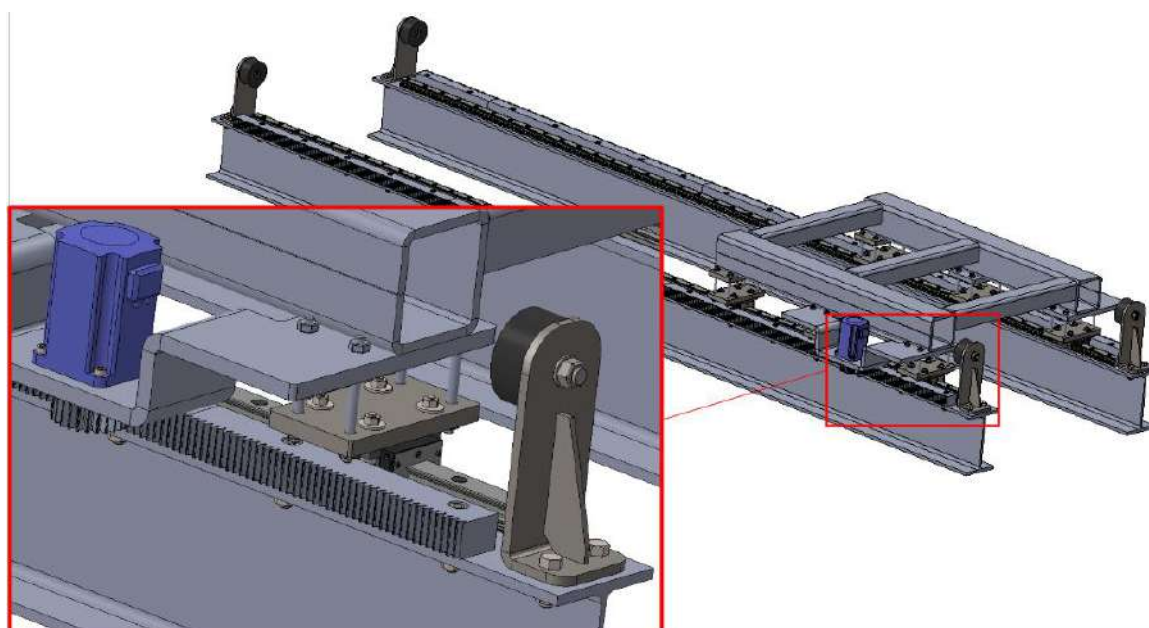


Figura 4-48: Soporte de monorraiel y topes de final de carrera.

Conclusión

El presente proyecto ha permitido desarrollar una solución técnica integral para la manipulación y almacenamiento eficiente de blocks de motores en un entorno de mecanizado. A través de un análisis exhaustivo de alternativas, cálculos detallados y criterios de diseño bien fundamentados, se han seleccionado y dimensionado los componentes clave del sistema, asegurando su funcionalidad, seguridad y adaptabilidad a los requerimientos del proceso productivo.

El diseño propuesto incorpora mecanismos confiables y probados, como el sistema de elevación mediante piñón y cadena, la mesa porta block con movimientos unificados, y la optimización del espacio mediante un diseño compacto y eficiente. Estas decisiones no solo garantizan un desempeño robusto, sino que también permiten reducir tiempos muertos, mejorar la ergonomía para los operarios y optimizar la capacidad de almacenamiento, aspectos críticos para la productividad de la línea.

Además, el sistema diseñado integra las ventajas de la automatización, permitiendo no solo un manejo más eficiente de los componentes, sino también la generación de datos clave para optimizar la producción. Esto abre oportunidades para un mejor control de los procesos y una toma de decisiones informada basada en métricas reales. Por otro lado, la estructura modular y el uso de guías permiten que el sistema sea adaptable y escalable, haciendo posible la expansión de la producción mediante la adición o extensión de módulos según las necesidades futuras.

Recomendaciones

Si bien el diseño mecánico ha sido validado, se identifican algunas áreas que requieren desarrollo adicional para continuar el proyecto:

1. **Diseño de la parte eléctrica y selección de componentes específicos:**

Es necesario especificar los componentes eléctricos que serán parte del sistema, incluyendo controladores, sensores, actuadores y cableado.

2. **Selección del sistema hidráulico y alimentación neumática:**

Es importante definir la ubicación, características y capacidades de la central hidráulica, así como también las conexiones del sistema de alimentación

3. Protecciones contra contaminantes:

Estas recomendaciones complementan el trabajo realizado, y su implementación permitirá mejorar aún más el desempeño y la vida útil del sistema, asegurando una operación eficiente y confiable en el tiempo.

Biografía

Mott, R. L. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*.

Parker. (2011). Heavy Duty Hydraulic Cylinders.

Libardo Vicente Vanegas Useche. (2018). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*.

Festo Didactic. (2018). *Sistemas neumáticos: Diseño y selección*. Festo AG.

ANSI B17.1 - *Norma para chavetas y ranuras*.

Hibbeler, R. C. (2014). *Resistencia de materiales*.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*.

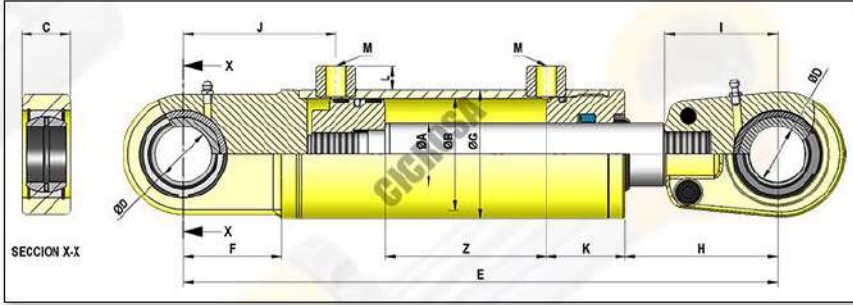
Bosch Rexroth AG. (2019). *Catálogo técnico de componentes hidráulicos y neumáticos*.

CIRSOC. (2005). *Perfiles laminados y tubos estructurales*.

Anexo A - Selección de componentes estandarizados

Selección de cilindro hidráulico principal

CICROSA HIDRAULICA EMPRESA PRODUCTOS EXTRAS NOTICIAS CONTACTO



SECCION X-X

DISPONIBLE FICHERO 3D PARA DESCARGA (.STEP)
 PUEDE DESCARGAR UN VISOR GRATUITO DE .STEP DESDE [HTTP://STPVIEWER.COM/DOWNLOAD.ASPX](http://STPVIEWER.COM/DOWNLOAD.ASPX)

REF	ØA	ØB	Z-Carrera	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol(L)	Juego Juntas	Peso(kg)
1000/05	20	32	50	260	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,04	J70N	2,08
1000/10	20	32	100	310	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,08	J70N	2,38
1000/15	20	32	150	360	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,12	J70N	2,68
1000/20	20	32	200	410	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,16	J70N	2,98
1000/30	20	32	300	510	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,24	J70N	3,28
1008/1	20	40	100	305	19	20	38	50	70	50	67	40	15,0	3/8	0,13	J2040N	3,06
1008/150	20	40	150	355	19	20	38	50	70	50	67	40	15,0	3/8	0,19	J2040N	3,46
1008/2	20	40	200	405	19	20	38	50	70	50	67	40	15,0	3/8	0,25	J2040N	3,86
1001/1	25	40	100	305	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,13	J71N	3,34
1001/2	25	40	200	405	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,25	J71N	4,28
1001/3	25	40	300	505	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,38	J71N	5,23
1001/4	25	40	400	605	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,50	J71N	6,18
1001/5	25	40	500	705	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,63	J71N	7,13

Figura A-1: Cilindro cilindro hidráulico principal marca CICROSA (CICROSA, 2024).

Selección de cilindro compacto para el movimiento M3



Figura A-2: Cilindro compacto, FESTO página oficial.

Cilindro compacto, de doble efecto ADN-S

Códigos del producto

001	Serie		004	Carrera [mm]	
ADN-S	Cilindro compacto, de doble efecto		5	5	
			10	10	
			15	15	
002	Tipo de construcción		20	20	
S	Corto	⇒	25	25	
			30	30	
003	Diámetro del émbolo [mm]		35	35	
6	6		40	40	
10	10		45	45	
12	12		50	50	
16	16		50	50	
20	20				
25	25				
32	32				
40	40	⇒			
50	50				
63	63				
			005	Tipo de rosca del vástago	
			A	Rosca exterior	
			I	Rosca interior	
			006	Amortiguación	
				Sin amortiguación	
			P	Anillos amortiguadores/placas amortiguadoras elásticos en ambos lados	
			007	Detección de posiciones	
				Sin	
			A	Para sensor de proximidad	
			008	Propiedades especiales de los materiales	
				Ninguno	
			F1A	Recomendado para equipos de producción para fabricar baterías de iones de litio	

Tabla A-1: Tabla de datos (1), cilindro compacto.

5) Clase de resistencia a la corrosión para cada tipo individual → Referencia de pedido. Más información en www.festo.com/x/10pic/kbl



Fuerzas										
Diámetro del émbolo	6 mm	10 mm	12 mm	16 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	63 mm
Fuerza teórica con 6 bar, avance	17 N	47 N	68 N	121 N	188 N	295 N	483 N	754 N	1.178 N	1.870 N
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	9,4 N	30,2 N	51 N	90 N	141 N	247 N	415 N	686 N	1.057 N	1.750 N

Tabla A-2: Tabla de datos (2), cilindro compacto.

Selección de cilindro neumático para traba de mesas



Figura A-3: Cilindro neumático para traba de mesas.

Fuerzas del Resorte, Aproximadas

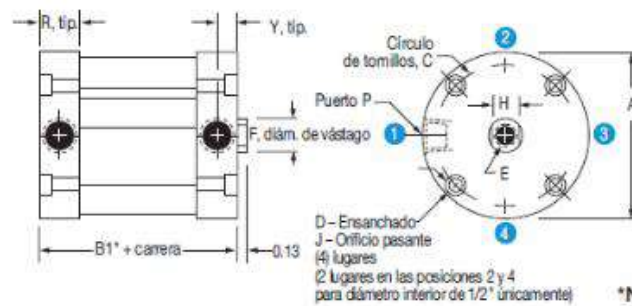
Diámetro interior	Fuerza máxima	Constante elástica del resorte (lb/pulg) por rango de carrera			
		Carrera 0.12" a 1"	Carrera 1.001" a 2"	Carrera 2.001" a 3"	Carrera 3.001" a 4"
1/2	5.25	4.25	2.13	1.42	1.06
3/4	10.00	6.00	3.00	2.00	1.50
1-1/16	13.00	6.50	3.25	2.17	1.63
1-1/2	13.00	6.50	3.25	2.17	1.63
2	13.00	6.50	3.25	2.17	1.63
2-1/2	25.00	12.50	6.25	4.17	3.13
3	25.00	12.50	6.25	4.17	3.13
4	25.00	12.50	6.25	4.17	3.13

Guía de Dimensionado del Cilindro

Diámetro interior	Diámetro de vástago	Área de vástago	Área extendida (vástago simple)	Área extendida (doble vástago)	Área retraída
1/2	0.25	0.05	0.20	0.15	0.15
3/4	0.31	0.08	0.44	0.36	0.36
1-1/16	0.50	0.19	0.88	0.69	0.69
1-1/2	0.63	0.31	1.76	1.45	1.45
2	0.75	0.44	3.14	2.66	2.66
2-1/2	0.75	0.44	4.91	4.47	4.47
3	0.88	0.60	7.07	6.47	6.47
4	1.00	0.79	12.57	11.78	11.78

Tabla A-3: Dimensiones principales cilindro neumático.

Doble Efecto, Vástago Simple



*Nota: Algunas opciones afectan la longitud total del cilindro.

Longitudes de carrera estándar - Todos los modelos: 1/8", 1/4", 3/8", 1/2", 5/8", 3/4", 7/8" **1"**, 1-1/4", 1-1/2", 1-3/4", 2", 2-1/2", 3", 3-1/2", 4"

Longitudes de carrera especiales disponibles a solicitud del cliente.

Figura A-4: Longitud cilindro neumático.

Diámetro interior	A	B1*	B2*	B3*, todo el rango de carrera				B4*, todo el rango de carrera				C	D, contrataladro
				0-1	1.001-2	2.001-3	3.001-4	0-1	1.001-2	2.001-3	3.001-4		
1/2 (1)	1.12	0.56	0.69	0.81	1.38	1.96	2.52	1.06	1.62	2.14	3.21	0.88	0.20 x 0.13 profund.
3/4 (2)	1.49	0.56	0.69	0.81	1.38	1.94	2.50	1.06	1.62	2.19	2.75	1.22	0.24 x 0.15 profund.
1-1/16 (3)	1.99	0.88	0.94	0.88	1.50	2.13	2.75	1.33	2.00	2.63	3.25	1.69	0.24 x 0.15 profund.
1-1/2 (4)	2.62	0.88	1.00	0.88	1.50	2.13	2.75	1.33	2.00	2.63	3.25	2.19	0.34 x 0.22 profund.
2 (5)	3.12	0.94	1.06	0.94	1.56	2.19	2.81	1.44	2.06	2.69	NA	2.69	0.34 x 0.22 profund.
2-1/2 (6)	3.75	1.19	1.31	1.19	2.06	2.94	3.81	1.94	2.81	2.81	NA	3.25	0.40 x 0.27 profund.
3 (7)	4.25	1.25	1.38	1.25	2.12	3.00	3.88	2.00	2.88	2.88	NA	3.78	0.40 x 0.27 profund.
4 (8)	5.50	1.56	1.69	1.56	2.44	3.31	4.19	2.31	3.19	3.19	NA	4.94	0.49 x 0.33 profund.

Tabla A-4: Longitud carrera cilindro neumático.

Selección de rodamiento de giro de la mesa

Partimos de los datos:

- Peso estático a soportar por ambos rodamientos: $250 \text{ [kg]} + 72,3 \text{ [kg]} = 322,3 \text{ [kg]} = 3161,7 \text{ [N]}$.
- Peso estático a soportar por un rodamiento: $3161,7 \text{ [N]} / 2 = 1580,9 \text{ [N]}$.
- Factor de seguridad: 2.
- Øeje: 25,4 [mm]

Como el eje de giro rota a la misma velocidad que lo hace la mesa, consideramos que el mismo se encuentra en el régimen de resistencia estático. Para ello debe de tener que soportar mínimo.

Carga estática = Peso $F_{\text{seg}} = 1580,9 \text{ [N]} \cdot 2 = 3161,7 \text{ [N]}$

Elegimos uno de la marca SKF, del tipo SY 1.TR. (**Figura B-3, Figura B-4, Figura B-5**).



Image may differ from product. See technical specification for details.

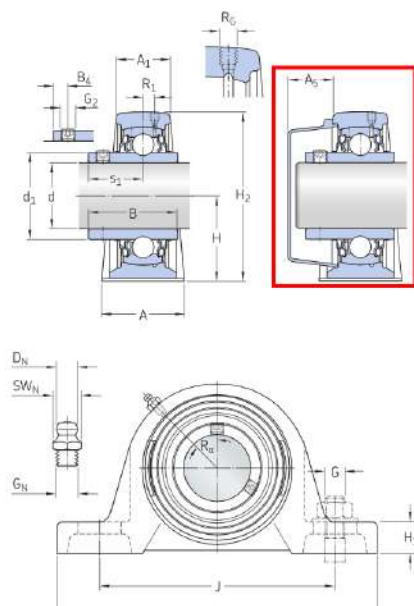
SY 1. TR

Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas ISO

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Tiene un aro interior prolongado en ambos lados, y se fija en el eje ajustando un tornillo de fijación en el aro interior, lo que la hace fácil de montar.

- Fuertes
- Listos para montar
- Rodamiento lubricado y sellado
- Fijación rápida en el eje
- Rentables

Figura A-5: Giro mesa. Tipo de rodamiento SKF. Pagina Oficial SKF.



Dimensiones

d	25.4 mm	Diámetro del agujero
d ₁	≈ 33.74 mm	Diámetro del resalte del aro interior
A	36 mm	Ancho de la base
A ₁	22 mm	Ancho superior
A ₅	20.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	34.1 mm	Ancho del aro interior
B ₂	5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	36.5 mm	Altura del centro del asiento estéril
H ₁	16 mm	Altura del pie
H ₂	70 mm	Altura total
J	102 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 110 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	min. 94 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	130 mm	Longitud total
N	11.5 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación

Figura A-6: Giro mesa. Datos técnicos de rodamiento SKF.

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	14 kN
Capacidad de carga estática básica	7.8 kN
Velocidad límite	4 300 r/min

Figura A-7: Giro mesa. Resistencia en régimen estático de rodamiento SKF.

Selección de rodamiento de giro de eje superior

Partimos de los datos:

- Peso estático a soportar por ambos rodamientos: $250 \text{ [kg]} + 72,3 \text{ [kg]} + 71,9 \text{ [kg]} + 269,3 \text{ [kg]} = +663,5 \text{ [kg]} = 6509 \text{ [N]}$.
- Peso estático a soportar por un rodamiento: $6509 \text{ [N]} / 2 = 3254,5 \text{ [N]}$.
- Factor de seguridad: 2.
- Øeje: 30 [mm]

Como el eje de giro rota a la velocidad de elevación y descenso del block y la mesa, consideramos que el rodamiento se encuentra en el régimen de resistencia estático. Para ello debe de tener que soportar mínimo.

Carga estática = Peso Fseg = $3254,5 \text{ [N]} \cdot 2 = 6509 \text{ [N]}$

Elegimos uno de la marca SKF, del tipo SY 1.TR. (**Figura B-6, Figura B-7, Figura B-8**).

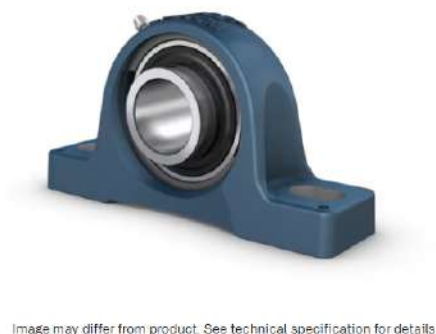


Image may differ from product. See technical specification for details.

SY 30 TR

Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas ISO

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Tiene un aro interior prolongado en ambos lados, y se fija en el eje ajustando un tornillo de fijación en el aro interior, lo que la hace fácil de montar.

- Fuertes
- Listos para montar
- Rodamiento lubricado y sellado
- Fijación rápida en el eje
- Rentables

Figura A-8: Giro mesa. Tipo de rodamiento SKF. Pagina Oficial SKF.

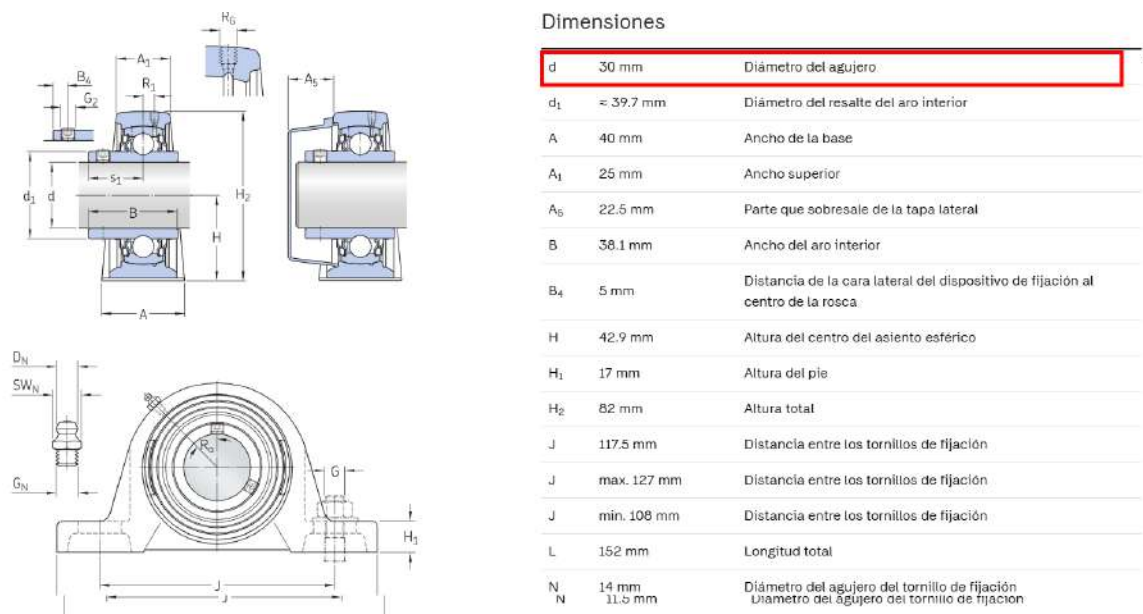


Figura A-9: Giro mesa. Datos técnicos de rodamiento SKF.

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	11.2 kN
Velocidad límite	3 800 r/min

Figura A-10: Giro mesa. Resistencia en régimen estático de rodamiento SKF.

Anexo B – Planimetría

Índice de piezas

Indice de piezas

Nivel	CODIGO PLANO (archivo)	Codificacion PL	Nombre proyecto	Cant.
0	PL.0 - Ensamblaje general	PL.0	Ensamblaje general	1
1	0-N1 - Guia de traslacion	0-N1	Guia de traslacion	2
2	0-N1-S1 - W200x31.3-3550	0-N1-S1	W200x31.3-3550	1
2	0-N1-S2 - Guia lineal	0-N1-S2	Guia lineal	1
3	0-N1-S2-P1 - Monorail-3340	0-N1-S2-P1	Monorail-3340	1
3	0-N1-S2-P2 - Tapon Ø14	0-N1-S2-P2	Tapon Ø14	42
2	0-N1-S3 - Cremallera-1000	0-N1-S3	Cremallera-1000	3
2	0-N1-S4 - Cremallera-335	0-N1-S4	Cremallera-335	1
2	0-N1-S5 - Final de carrera	0-N1-S5	Final de carrera	2
3	0-N1-S5-P1 - Tope de goma 90x40	0-N1-S5-P1	Tope de goma 90x40	1
3	0-N1-S5-P2 - L final de carrera	0-N1-S5-P2	L final de carrera	1
3	0-N1-S5-P3 - Bulon cabeza allen M16x45	0-N1-S5-P3	Bulon cabeza allen M16x45	1
3	0-N1-S5-P4 - Arandela plana M16	0-N1-S5-P4	Arandela plana M16	1
3	0-N1-S5-P5 - Tuerca hexagonal M16	0-N1-S5-P5	Tuerca hexagonal M16	1
2	0-N1-S6 - Bulon hexagonal 1/2x1 1/2	0-N1-S6	Bulon hexagonal 1/2x1 1/2	4
2	0-N1-S7 - Arandela plana 1/2	0-N1-S7	Arandela plana 1/2	4
2	0-N1-S8 - Tuerca hexagonal 1/2	0-N1-S8	Tuerca hexagonal 1/2	4
2	0-N1-S9 - Bulon cabeza allen M8x35	0-N1-S9	Bulon cabeza allen M8x35	42
2	0-N1-S10 - Arandela plana M8	0-N1-S10	Arandela plana M8	42
2	0-N1-S11 - Tuerca hexagonal M8	0-N1-S11	Tuerca hexagonal M8	42
2	0-N1-S12 - Bulon cabeza allen M12x50	0-N1-S12	Bulon cabeza allen M12x50	17
2	0-N1-S13 - Arandela plana M12	0-N1-S13	Arandela plana M12	17
2	0-N1-S14 - Tuerca hexagonal M12	0-N1-S14	Tuerca hexagonal M12	17
1	0-N2 - Torre de elevacion	0-N2	Torre de elevacion	1
2	0-N2-S1 - Puente de elevacion	0-N2-S1	Puente de elevacion	1
3	0-N2-S1-P1 - Perfil U120x50-870x1/4	0-N2-S1-P1	Perfil U120x50-870x1/4	2
3	0-N2-S1-P2 - Perfil U120x50-3000x1/4	0-N2-S1-P2	Perfil U120x50-3000x1/4	4
2	0-N2-S2 - Perfil U60x30-260x1/4	0-N2-S2	Perfil U60x30-260x1/4	2

2	0-N2-S3 - Perfil U60x133.5-280x1/4	0-N2-S3	Perfil U60x133.5-280x1/4	2
2	0-N2-S4 - Servo moto reductor	0-N2-S4	Servo moto reductor	1
2	0-N2-S5 - Eje-Ø30-250-SAE1045	0-N2-S5	Eje-Ø30-250-SAE1045	1
2	0-N2-S6 - Rodamiento de bolas con soporte de pie	0-N2-S6	Rodamiento de bolas con soporte de pie	2
2	0-N2-S7 - Chaveta plana 6x6x50	0-N2-S7	Chaveta plana 6x6x50	1
2	0-N2-S8 - Corona-Paso 3/4 ASA60	0-N2-S8	Corona-Paso 3/4 ASA60	1
2	0-N2-S9 - Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35	0-N2-S9	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35	4
2	0-N2-S10 - Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	0-N2-S10	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	4
2	0-N2-S11 - Base de traslación horizontal	0-N2-S11	Base de traslación horizontal	1
3	0-N2-S11-P1 - Conjunto Servo Motor	0-N2-S11-P1	Conjunto Servo Motor	2
4	0-N2-S11-P1-01 - Servo motor traslacion	0-N2-S11-P1-01	Servo motor traslacion	1
4	0-N2-S11-P1-02 - Soporte servo	0-N2-S11-P1-02	Soporte servo	1
4	0-N2-S11-P1-03 - Carro de mando guia traslacion	0-N2-S11-P1-03	Carro de mando guia traslacion	2
5	0-N2-S11-P1-03-A - Patin de guia	0-N2-S11-P1-03-A	Patin de guia	1
5	0-N2-S11-P1-03-B - Placa de apoyo	0-N2-S11-P1-03-B	Placa de apoyo	1
5	0-N2-S11-P1-03-C - Varilla roscada M10x1.5x115	0-N2-S11-P1-03-C	Varilla roscada M10x1.5x115	4
5	0-N2-S11-P1-03-D - Tuerca hexagonal M10x1.5	0-N2-S11-P1-03-D	Tuerca hexagonal M10x1.5	8
5	0-N2-S11-P1-03-E - Bulon cabeza allen M8x1.25x40	0-N2-S11-P1-03-E	Bulon cabeza allen M8x1.25x40	4
5	0-N2-S11-P1-03-F - Arandela plana Ø8	0-N2-S11-P1-03-F	Arandela plana Ø8	4
5	0-N2-S11-P1-03-G - Tuerca hexagonal M8x1.25	0-N2-S11-P1-03-G	Tuerca hexagonal M8x1.25	4
4	0-N2-S11-P1-04 - Chaveta 5x5x25	0-N2-S11-P1-04	Chaveta 5x5x25	2
4	0-N2-S11-P1-05 - Piñon para cremallera	0-N2-S11-P1-05	Piñon para cremallera	2
4	0-N2-S11-P1-06 - Tapa con chaveta	0-N2-S11-P1-06	Tapa con chaveta	2
4	0-N2-S11-P1-07 - Bulon cabeza allen M6x1.0x35	0-N2-S11-P1-07	Bulon cabeza allen M6x1.0x35	8
4	0-N2-S11-P1-08 - Arandela plana Ø6	0-N2-S11-P1-08	Arandela plana Ø6	8
4	0-N2-S11-P1-09 - Tuerca hexagonal M6x1.0	0-N2-S11-P1-09	Tuerca hexagonal M6x1.0	8
3	0-N2-S11-P2 - Carro guia traslacion	0-N2-S11-P2	Carro guia traslacion	2
4	0-N2-S11-P2-01 - Patin de guia	0-N2-S11-P2-01	Patin de guia	1
4	0-N2-S11-P2-02 - Placa de apoyo inferior	0-N2-S11-P2-02	Placa de apoyo inferior	1
4	0-N2-S11-P2-03 - Placa de apoyo superior	0-N2-S11-P2-03	Placa de apoyo superior	1

4	0-N2-S11-P2-04 - Varilla roscada M10x1.5x120	0-N2-S11-P2-04	Varilla roscada M10x1.5x120	4
4	0-N2-S11-P2-05 - Tuerca hexagonal M10x1.5	0-N2-S11-P2-05	Tuerca hexagonal M10x1.5	8
4	0-N2-S11-P2-06 - Bulon cabeza allen M8x1.25x40	0-N2-S11-P2-06	Bulon cabeza allen M8x1.25x40	4
4	0-N2-S11-P2-07 - Arandela plana Ø8	0-N2-S11-P2-07	Arandela plana Ø8	4
4	0-N2-S11-P2-08 - Tuerca hexagonal M8x1.25	0-N2-S11-P2-08	Tuerca hexagonal M8x1.25	4
3	0-N2-S11-P3 - Tubo 120x120x1000x3/8	0-N2-S11-P3	Tubo 120x120x1000x3/8	2
3	0-N2-S11-P4 - Perfil L 1 1/2x1 1/2x590x1/4	0-N2-S11-P4	Perfil L 1 1/2x1 1/2x590x1/4	3
2	0-N2-S12 - Capota derecha	0-N2-S12	Capota derecha	1
2	0-N2-S13 - Capota izquierda	0-N2-S13	Capota izquierda	1
2	0-N2-S14 - Capota central	0-N2-S14	Capota central	1
1	0-N3 - Contrapeso	0-N3	Contrapeso	1
2	0-N3-S1 - Tope contrapeso	0-N3-S1	Tope contrapeso	2
2	0-N3-S2 - Varilla roscada 3/4x10x650	0-N3-S2	Varilla roscada 3/4x10x650	2
2	0-N3-S3 - Arandela plana Ø3/4	0-N3-S3	Arandela plana Ø3/4	2
2	0-N3-S4 - Tuerca hexagonal 3/4x10	0-N3-S4	Tuerca hexagonal 3/4x10	2
2	0-N3-S5 - Placa 630x95x25,4	0-N3-S5	Placa 630x95x25,4	23
2	0-N3-S6 - Rueda guía	0-N3-S6	Rueda guía	8
3	0-N3-S6-P1 - Eje rueda guiador contrapeso-35,9	0-N3-S6-P1	Eje rueda guiador contrapeso-35,9	1
3	0-N3-S6-P3 - Aro segger Ø22	0-N3-S6-P3	Aro segger Ø22	1
3	0-N3-S6-P4 - Aro segger Ø8	0-N3-S6-P4	Aro segger Ø8	1
3	0-N3-S6-P5 - Rodamiento SKF 608-2Z	0-N3-S6-P5	Rodamiento SKF 608-2Z	1
2	0-N3-S7 - Tuerca hexagonal M8x1,25 autofrenante	0-N3-S7	Tuerca hexagonal M8x1,25 autofrenante	8
2	0-N3-S8 - Enganche cadena-contrapeso	0-N3-S8	Enganche cadena-contrapeso	1
1	0-N4 - Carro Block	0-N4	Carro Block	1
2	0-N4-S1 - Mesa soporte principal	0-N4-S1	Mesa soporte principal	1
3	0-N4-S1-P1 - Tubo 40x60x380x3,2	0-N4-S1-P1	Tubo 40x60x380x3,2	4
3	0-N4-S1-P2 - Tubo 60x60x1000x3,2	0-N4-S1-P2	Tubo 60x60x1000x3,2	2
3	0-N4-S1-P3 - Tubo 60x60x500x3,2	0-N4-S1-P3	Tubo 60x60x500x3,2	4
3	0-N4-S1-P4 - Tubo 40x60x100x3,2	0-N4-S1-P4	Tubo 40x60x100x3,2	2

3	0-N4-S1-P5 - Placa 60x60x1/8-1010	0-N4-S1-P5	Placa 60x60x1/8-1010	8
3	0-N4-S1-P6 - Placa 60x40x1/8-1010	0-N4-S1-P6	Placa 60x40x1/8-1010	2
3	0-N4-S1-P7 - Placa 36x36x36	0-N4-S1-P7	Placa 36x36x36	2
3	0-N4-S1-P8 - Escuadra 135x135x3-8	0-N4-S1-P8	Escuadra 135x135x3-8	2
3	0-N4-S1-P9 - Escuadra 74x74x1-2	0-N4-S1-P9	Escuadra 74x74x1-2	4
3	0-N4-S1-P10 - Soporte cilindro principal	0-N4-S1-P10	Soporte cilindro principal	2
3	0-N4-S1-P11 - Buje eje principal	0-N4-S1-P11	Buje eje principal	2
3	0-N4-S1-P12 - Placa 50x54,7x1-2	0-N4-S1-P12	Placa 50x54,7x1-2	2
3	0-N4-S1-P13 - Enganche cadena-mesa soporte	0-N4-S1-P13	Enganche cadena-mesa soporte	1
3	0-N4-S1-P14 - Tornillo de brida hexagonal M12x1.75x100	0-N4-S1-P14	Tornillo de brida hexagonal M12x1.75x100	4
3	0-N4-S1-P15 - Tuerca hexagonal con brida M12x1.75	0-N4-S1-P15	Tuerca hexagonal con brida M12x1.75	4
3	0-N4-S1-P16 - Soporte lateral con ruedas	0-N4-S1-P16	Soporte lateral con ruedas	4
4	0-N4-S1-P17-01 - Placa soporte ruedas	0-N4-S1-P17-01	Placa soporte ruedas	1
4	0-N4-S1-P17-02 - Rueda guia ext	0-N4-S1-P17-02	Rueda guia ext	2
5	0-N4-S1-P17-02-A - Eje rueda guiador ext-45,9	0-N4-S1-P17-02-A	Eje rueda guiador ext-45,9	1
5	0-N4-S1-P17-02-B - Rueda Ø36x14,1	0-N4-S1-P17-02-B	Rueda Ø36x14,1	1
5	0-N4-S1-P17-02-C - Aro segger Ø22	0-N4-S1-P17-02-C	Aro segger Ø22	1
5	0-N4-S1-P17-02-D - Aro segger Ø8	0-N4-S1-P17-02-D	Aro segger Ø8	1
5	0-N4-S1-P17-02-E - Rodamiento SKF 608-2Z	0-N4-S1-P17-02-E	Rodamiento SKF 608-2Z	1
4	0-N4-S1-P17-03 - Tuerca hexagonal M8x1,25 autofrenante	0-N4-S1-P17-03	Tuerca hexagonal M8x1,25 autofrenante	2
2	0-N4-S2 - Mesa de giro	0-N4-S2	Mesa de giro	1
3	0-N4-S2-P1 - Tubo 40x40x540x3,2	0-N4-S2-P1	Tubo 40x40x540x3,2	2
3	0-N4-S2-P2 - Tubo 40x60x925x3,2	0-N4-S2-P2	Tubo 40x60x925x3,2	2
3	0-N4-S2-P3 - Tubo 40x40x269x3,2	0-N4-S2-P3	Tubo 40x40x269x3,2	1
3	0-N4-S2-P4 - Perfil L3/4x3/4x885x1/8	0-N4-S2-P4	Perfil L3/4x3/4x885x1/8	2
3	0-N4-S2-P5 - Escuadra 108x108x3/8	0-N4-S2-P5	Escuadra 108x108x3/8	2
3	0-N4-S2-P6 - Buje traba	0-N4-S2-P6	Buje traba	4
3	0-N4-S2-P7 - Placa 40x40x1/8	0-N4-S2-P7	Placa 40x40x1/8	2
3	0-N4-S2-P8 - Placa 60x40x1/8	0-N4-S2-P8	Placa 60x40x1/8	2
3	0-N4-S2-P9 - Placa sop eje de rotacion	0-N4-S2-P9	Placa sop eje de rotacion	2

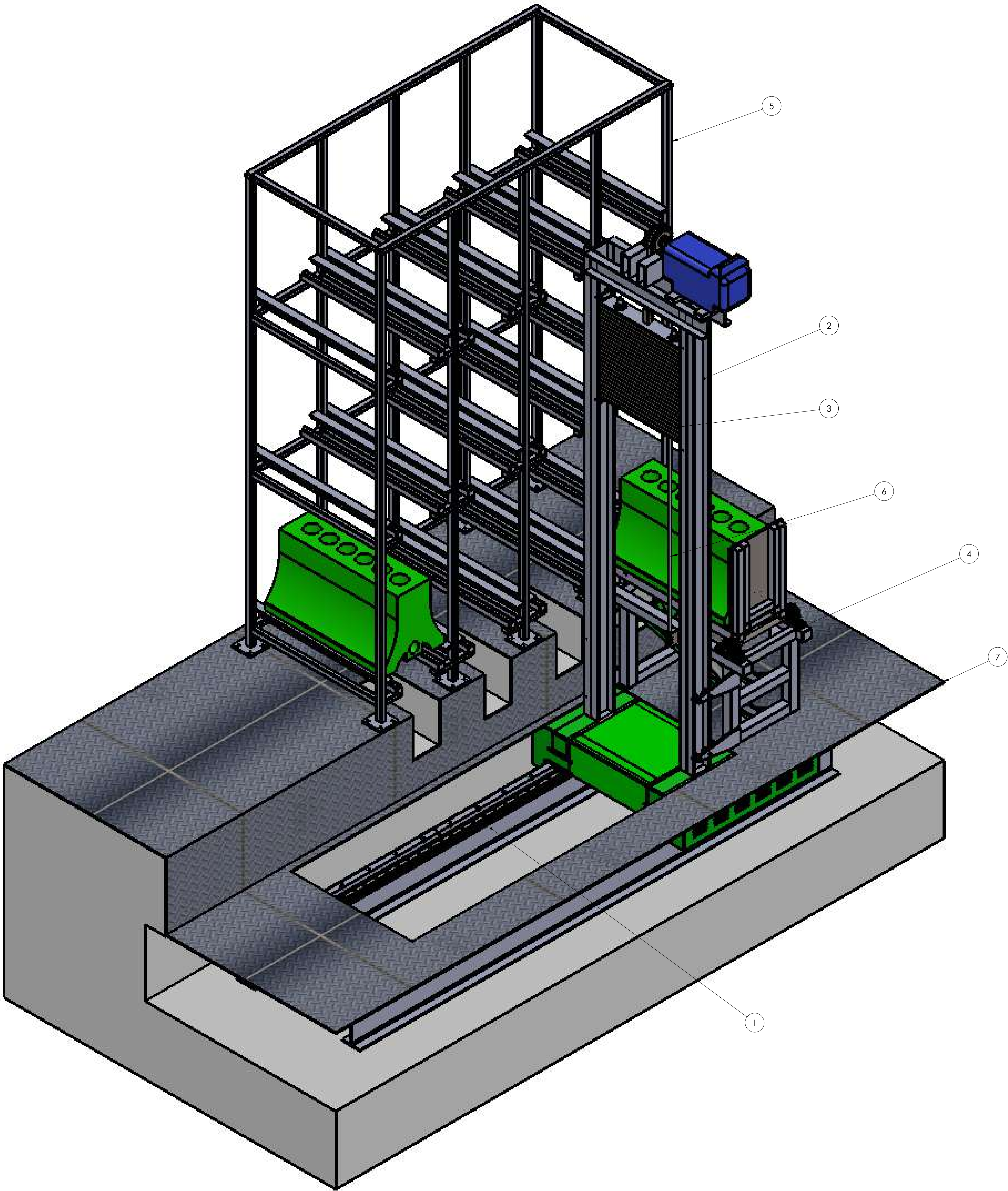
3	0-N4-S2-P10 - Eje de rotacion Ø25,4x489-SAE1045	0-N4-S2-P10	Eje de rotacion Ø25,4x489-SAE1045	1
3	0-N4-S2-P11 - Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x25 Pesado	0-N4-S2-P11	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x25 Pesado	4
3	0-N4-S2-P12 - Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	0-N4-S2-P12	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	4
2	0-N4-S3 - Mesa porta blocks	0-N4-S3	Mesa porta blocks	1
3	0-N4-S3-P1 - Conjunto soldado mesa porta blocks	0-N4-S3-P1	Conjunto soldado mesa porta blocks	1
4	0-N4-S3-P1-01 - Cuadro mesa porta blocks	0-N4-S3-P1-01	Cuadro mesa porta blocks	1
4	0-N4-S3-P1-02 - Tubo 40x40x925x3,2	0-N4-S3-P1-02	Tubo 40x40x925x3,2	2
4	0-N4-S3-P1-03 - Tubo 40x40x184x3,2	0-N4-S3-P1-03	Tubo 40x40x184x3,2	2
4	0-N4-S3-P1-04 - Tubo 40x40x500x3,2	0-N4-S3-P1-04	Tubo 40x40x500x3,2	2
4	0-N4-S3-P1-05 - Placa 40x40x1/8	0-N4-S3-P1-05	Placa 40x40x1/8	6
4	0-N4-S3-P1-06 - Placa 500x384x3/8	0-N4-S3-P1-06	Placa 500x384x3/8	1
4	0-N4-S3-P1-07 - Placa lateral 1	0-N4-S3-P1-07	Placa lateral 1	1
4	0-N4-S3-P1-08 - Placa lateral 2	0-N4-S3-P1-08	Placa lateral 2	1
4	0-N4-S3-P1-09 - Buje rueda mesa porta block	0-N4-S3-P1-09	Buje rueda mesa porta block	8
4	0-N4-S3-P1-10 - Soporte cilindro mesa 1	0-N4-S3-P1-10	Soporte cilindro mesa 1	2
4	0-N4-S3-P1-11 - Soporte cilindro mesa 2	0-N4-S3-P1-11	Soporte cilindro mesa 2	2
3	0-N4-S3-P3 - Placa 885x384x3/8	0-N4-S3-P3	Placa 885x384x3/8	1
3	0-N4-S3-P6 - Tope para block de grillon	0-N4-S3-P6	Tope para block de grillon	1
3	0-N4-S3-P7 - Bulon cabeza allen M4x0,7x10	0-N4-S3-P7	Bulon cabeza allen M4x0,7x10	12
3	0-N4-S3-P23 - Buje bronce rueda	0-N4-S3-P23	Buje bronce rueda	
3	0-N4-S3-P9 - Eje rueda mesa porta block	0-N4-S3-P9	Eje rueda mesa porta block	8
3	0-N4-S3-P10 - Rueda mesa porta block	0-N4-S3-P10	Rueda mesa porta block	8
3	0-N4-S3-P11 - Arandela plana M10	0-N4-S3-P11	Arandela plana M10	8
3	0-N4-S3-P12 - Tuerca hexagonal M10x1,5 autofrenante	0-N4-S3-P12	Tuerca hexagonal M10x1,5 autofrenante	8
3	0-N4-S3-P15 - Cilindro elevacion planchon	0-N4-S3-P15	Cilindro elevacion planchon	4
3	0-N4-S3-P16 - Solenoide traba	0-N4-S3-P16	Solenoide traba	4
3	0-N4-S3-P17 - Solenoide	0-N4-S3-P17	Solenoide	
3	0-N4-S3-P18 - Pasador	0-N4-S3-P18	Pasador	4
3	0-N4-S3-P19 - Buje pasador	0-N4-S3-P19	Buje pasador	4
3	0-N4-S3-P20 - Tornillo hexagonal M8x1.25x16	0-N4-S3-P20	Tornillo hexagonal M8x1.25x16	32

3	0-N4-S3-P21 - Tornillo hexagonal M4x0,7x8	0-N4-S3-P21	Tornillo hexagonal M4x0,7x8	32
3	0-N4-S3-P22 - Bulon cabeza allem M8x1,25x20	0-N4-S3-P22	Bulon cabeza allem M8x1,25x20	4
2	0-N4-S4 - Ensamblaje tijera	0-N4-S4	Ensamblaje tijera	1
3	0-N4-S4-P1 - Brazo palanca	0-N4-S4-P1	Brazo palanca	1
3	0-N4-S4-P2 - Cilindro principal	0-N4-S4-P2	Cilindro principal	1
3	0-N4-S4-P3 - Subconjunto brazo	0-N4-S4-P3	Subconjunto brazo	1
4	0-N4-S4-P3-01 - Brazo	0-N4-S4-P3-01	Brazo	2
4	0-N4-S4-P3-02 - Eje Unión Cilindro-Brazo-Estructura	0-N4-S4-P3-02	Eje Unión Cilindro-Brazo-Estructura	1
4	0-N4-S4-P3-03 - Espaciador cilindro Ø35-Ø20-5	0-N4-S4-P3-03	Espaciador cilindro Ø35-Ø20-5	2
4	0-N4-S4-P3-04 - Espaciador cilindro Ø30-Ø20-23,35	0-N4-S4-P3-04	Espaciador cilindro Ø30-Ø20-23,35	2
3	0-N4-S4-P4 - Eje Unión Cilindro-Brazo palanca	0-N4-S4-P4	Eje Unión Cilindro-Brazo palanca	1
3	0-N4-S4-P5 - Espaciador cilindro Ø35-Ø20-5	0-N4-S4-P5	Espaciador cilindro Ø35-Ø20-5	2
3	0-N4-S4-P6 - Espaciador cilindro Ø30-Ø20-9	0-N4-S4-P6	Espaciador cilindro Ø30-Ø20-9	2
3	0-N4-S4-P7 - Eje Unión Brazo-Brazo palanca	0-N4-S4-P7	Eje Unión Brazo-Brazo palanca	1
3	0-N4-S4-P8 - Espaciador cilindro Ø34-Ø16-5	0-N4-S4-P8	Espaciador cilindro Ø34-Ø16-5	2
3	0-N4-S4-P9 - Espaciador cilindro Ø34-Ø16-1,5	0-N4-S4-P9	Espaciador cilindro Ø34-Ø16-1,5	2
3	0-N4-S4-P10 - Vinculo Brazo palanca-Mesa	0-N4-S4-P10	Vinculo Brazo palanca-Mesa	1
4	0-N4-S4-P10-01 - Eje Unión Brazo palanca-Mesa	0-N4-S4-P10-01	Eje Unión Brazo palanca-Mesa	1
4	0-N4-S4-P10-02 - Placa lateral Unión Brazo palanca-Mesa	0-N4-S4-P10-02	Placa lateral Unión Brazo palanca-Mesa	2
3	0-N4-S4-P11 - Chaveta partida diam 5x20	0-N4-S4-P11	Chaveta partida diam 5x20	2
3	0-N4-S4-P12 - Chaveta partida diam 5x30	0-N4-S4-P12	Chaveta partida diam 5x30	4
2	0-N4-S5 - Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35 Pesado	0-N4-S5	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35 Pesado	4
2	0-N4-S6 - Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	0-N4-S6	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	4
2	0-N4-S7 - Rodamiento de bolas con soporte de pie	0-N4-S7	Rodamiento de bolas con soporte de pie	2
1	0-N5 - Edificio	0-N5	Edificio	1
2	0-N5-S1 - Tubo 40x30x3000x3,2	0-N5-S1	Tubo 40x30x3000x3,2	10
2	0-N5-S2 - Tubo 40x30x925x3,2	0-N5-S2	Tubo 40x30x925x3,2	17
2	0-N5-S3 - Tubo 40x40x1010x3,2	0-N5-S3	Tubo 40x40x1010x3,2	24
2	0-N5-S4 - Placa 57x1005x1/2	0-N5-S4	Placa 57x1005x1/2	24
2	0-N5-S5 - Tubo 40x30x500x3,2	0-N5-S5	Tubo 40x30x500x3,2	12

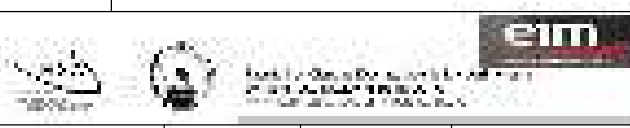
2	0-N5-S6 - Tubo 40x30x120x3,2	0-N5-S6	Tubo 40x30x120x3,2	24
2	0-N5-S7 - Perfil L3/4x3/4x1010x1/8	0-N5-S7	Perfil L3/4x3/4x1010x1/8	24
2	0-N5-S8 - Tubo 40x30x2150x3,2	0-N5-S8	Tubo 40x30x2150x3,2	2
2	0-N5-S9 - Placa base 140x140x1/2	0-N5-S9	Placa base 140x140x1/2	10
2	0-N5-S10 - Placa 40x40x1/8	0-N5-S10	Placa 40x40x1/8	48
2	0-N5-S11 - Placa 40x30x1/8	0-N5-S11	Placa 40x30x1/8	24
1	0-N6 - Cadena 12A-2 paso 3/4-3220	0-N6	Cadena 12A-2 paso 3/4-3220	1
1	0-N7 - Entorno	0-N7	Entorno	1
2	0-N7-S1 - Piso	0-N7-S1	Piso	1
2	0-N7-S2 - Concreto	0-N7-S2	Concreto	1

Planos

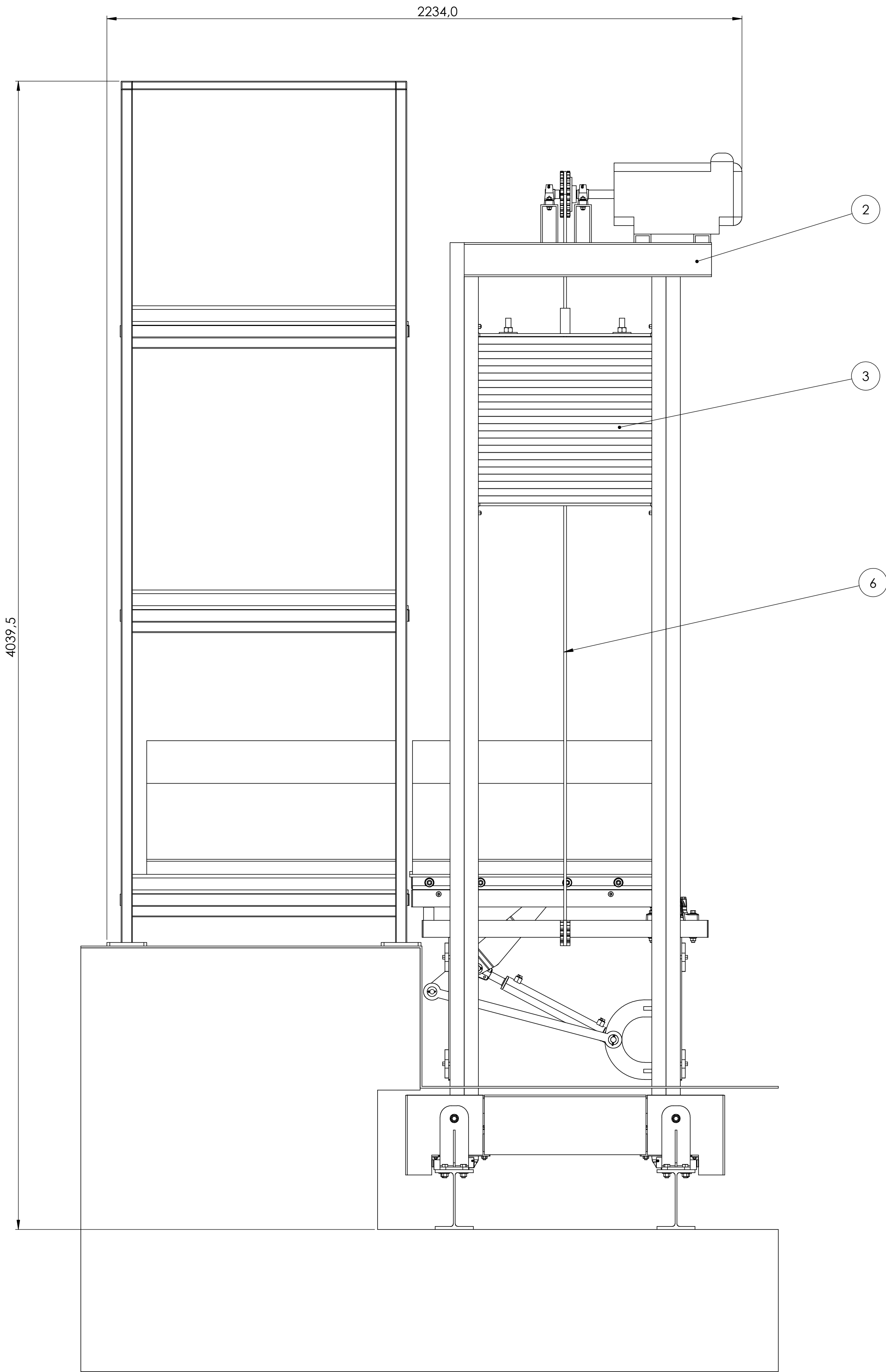
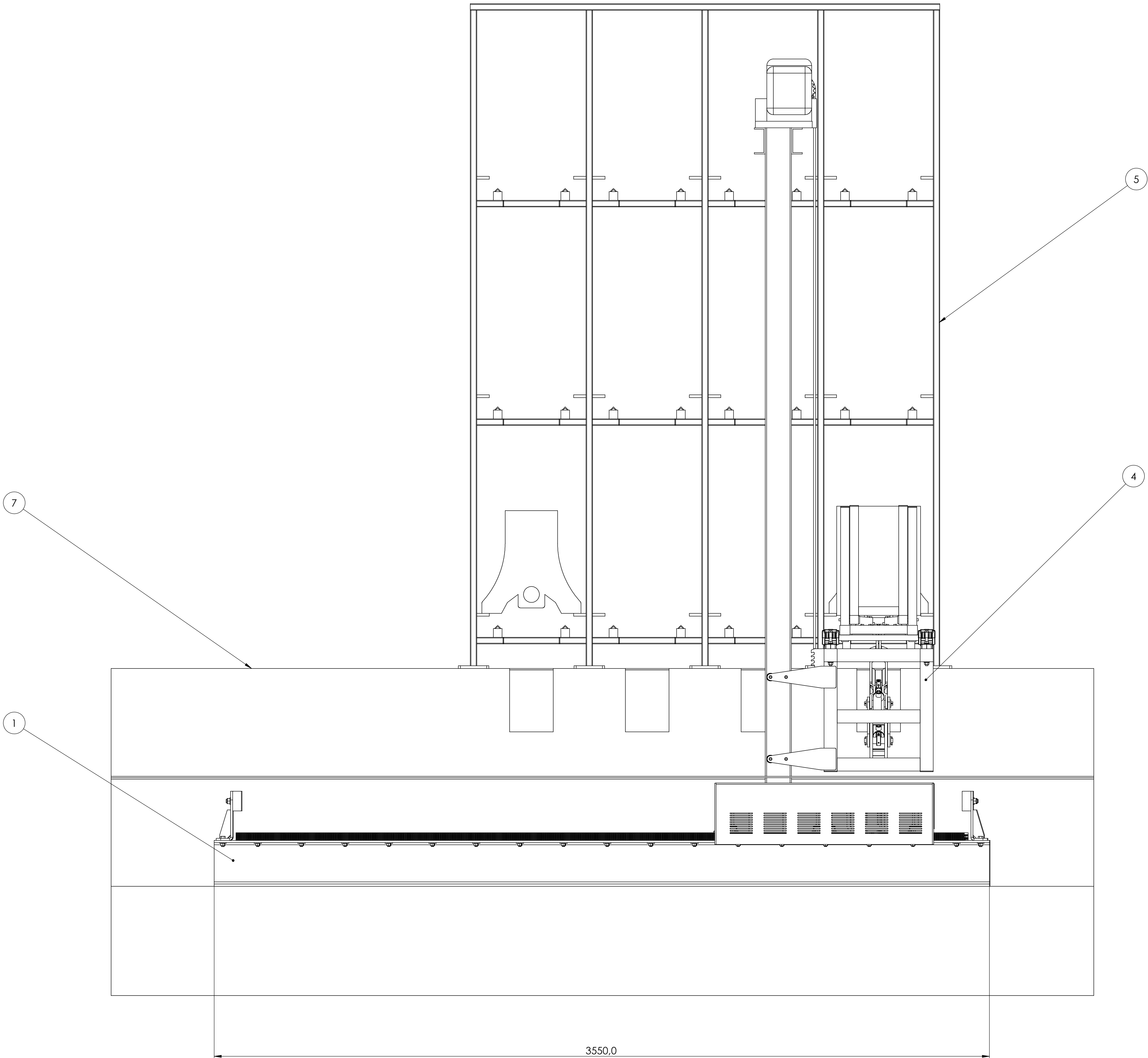
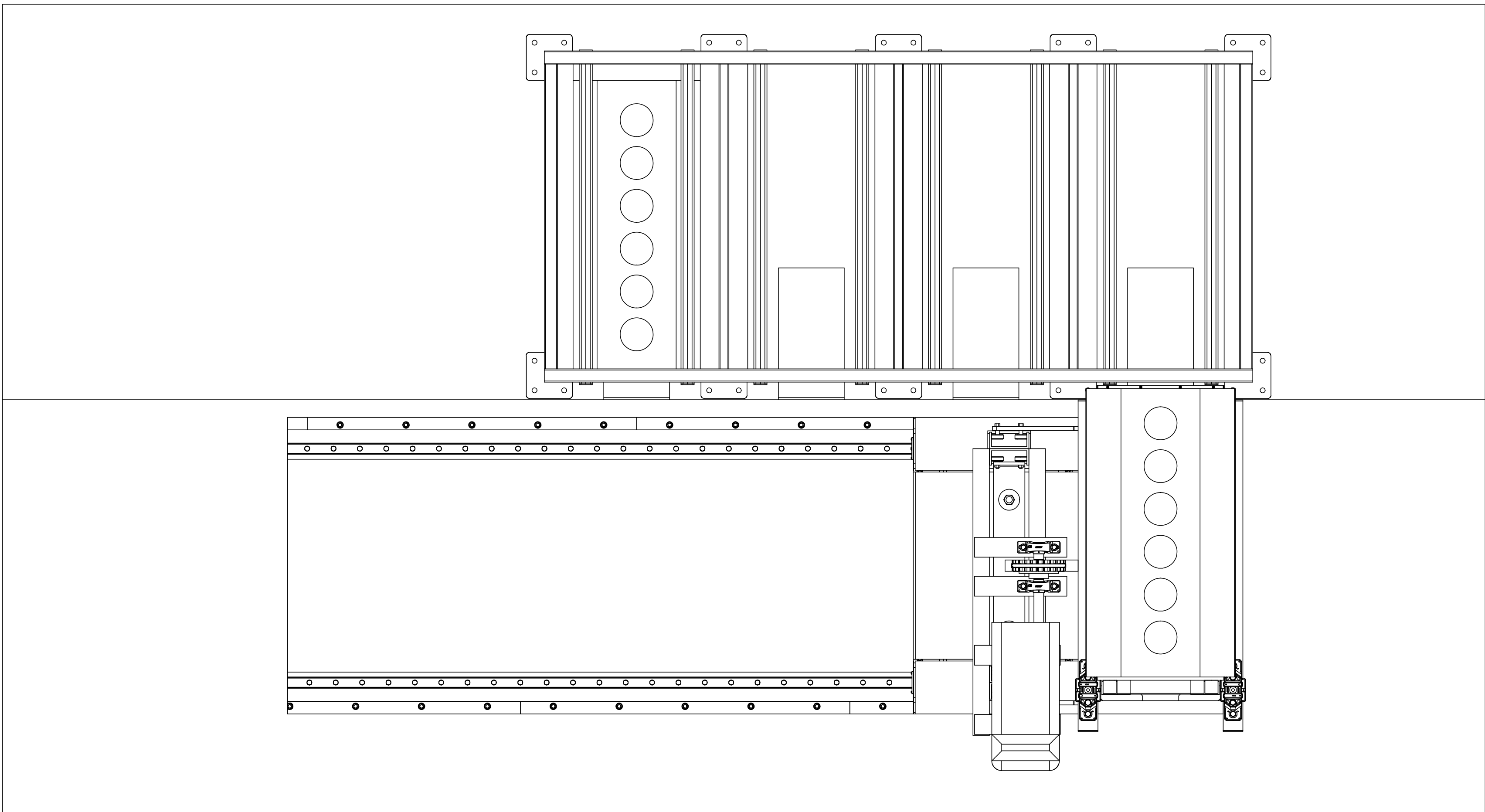
POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Guía de traslación	0-N1	2
2	Torre de elevación	0-N2	1
3	Contrapeso	0-N3	1
4	Carro block	0-N4	1
5	Edificio	0-N5	1
6	Cadena	0-N6	1
7	Entorno	0-N7	1



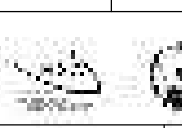
Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Ensamble general	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO: Ensamblaje general		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:
06/12/24	MARTIN	REGIARDO	1:10	PL.0
APROBO	SISMONDI	REV 00		

POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Guía de traslación	0-N1	2
2	Torre de elevación	0-N2	1
3	Contrapeso	0-N3	1
4	Carro block	0-N4	1
5	Edificio	0-N5	1
6	Cadena	0-N6	1
7	Entorno	0-N7	1

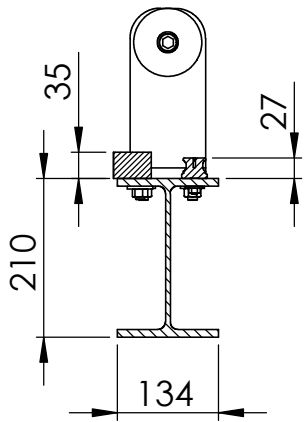


- Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

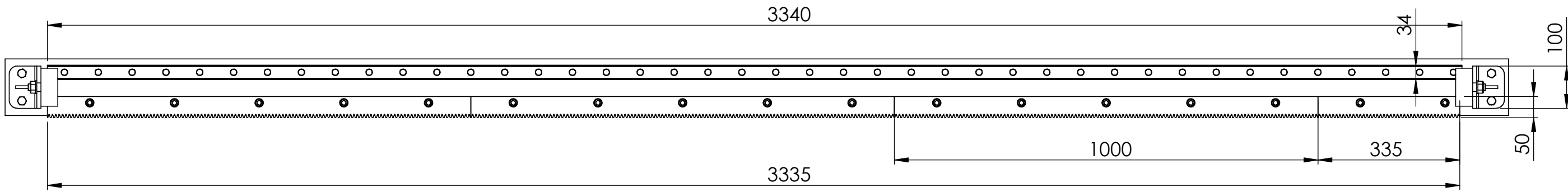
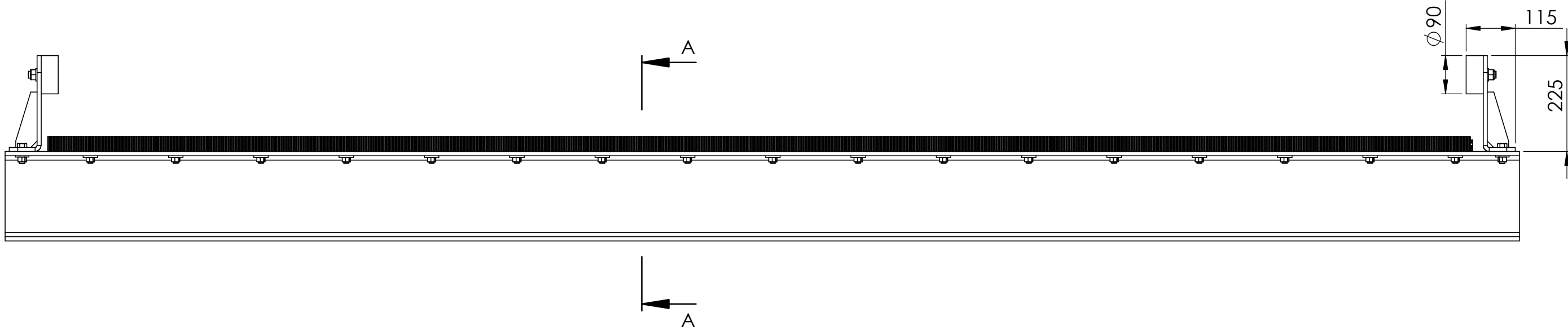
1	Ensamble general	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO: Ensamblaje general		
FECHA	NOMBRE	ESC		
06/12/24	MARTIN REGIARDO	1:10		
DIBUJO		PLANO: PL.0		
APROBO		REV 00		



VISTA ISOMÉTRICA ESC.: 1:10



SECCIÓN A-A

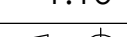


POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	W200x31.3-3550	0-N1-S1	1
2	Guía lineal	0-N1-S2	1
3	Cremallera - 1000	0-N1-S3	3
4	Cremallera - 335	0-N1-S4	1
5	Final de carrera	0-N1-S5	2
6	Bulon hexagonal 1/2x1 1/2	0-N1-S6	4
7	Arandela plana 1/2	0-N1-S7	4
8	Tuerca hexagonal 1/2	0-N1-S8	4
9	Bulon cabeza allen M8x35	0-N1-S9	42
10	Arandela plana M8	0-N1-S10	42
11	Tuerca hexagonal M8	0-N1-S11	42
12	Bulon cabeza allen M12x50	0-N1-S12	17
13	Arandela plana M12	0-N1-S13	17
14	Tuerca hexagonal M12	0-N1-S14	17

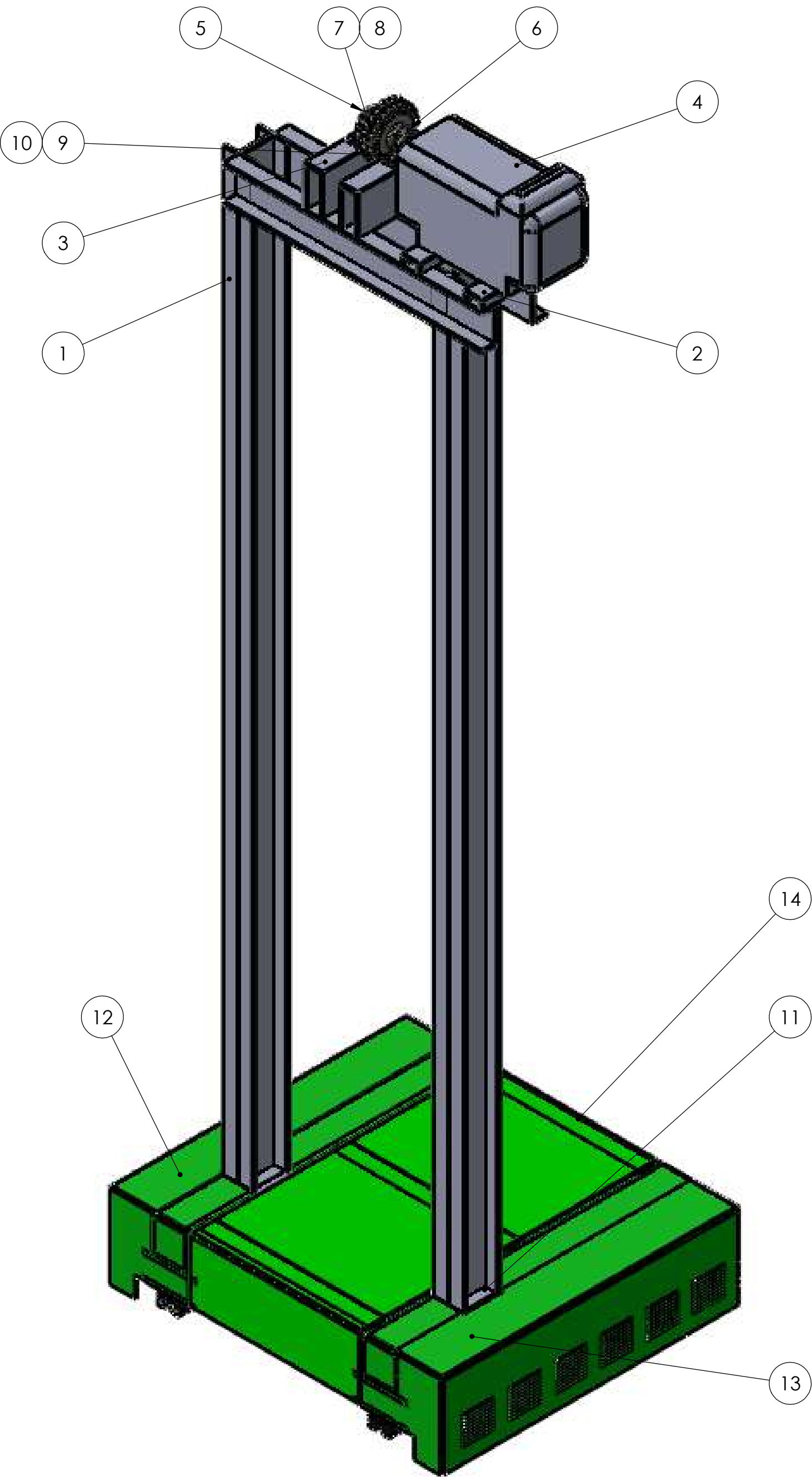
Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media

2. Matar cantos vivos

1	Guía de traslación		-	2	-
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
 Escuela Interamericana de Metrología - EIM Escuela Interamericana de Metrología - EIM			TITULO:		
			Guía de traslación		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:	
	06/12/24	MARTIN	1:10	0-N1	
APROBO		REGIARDO		REV	00
		SISMONDI			

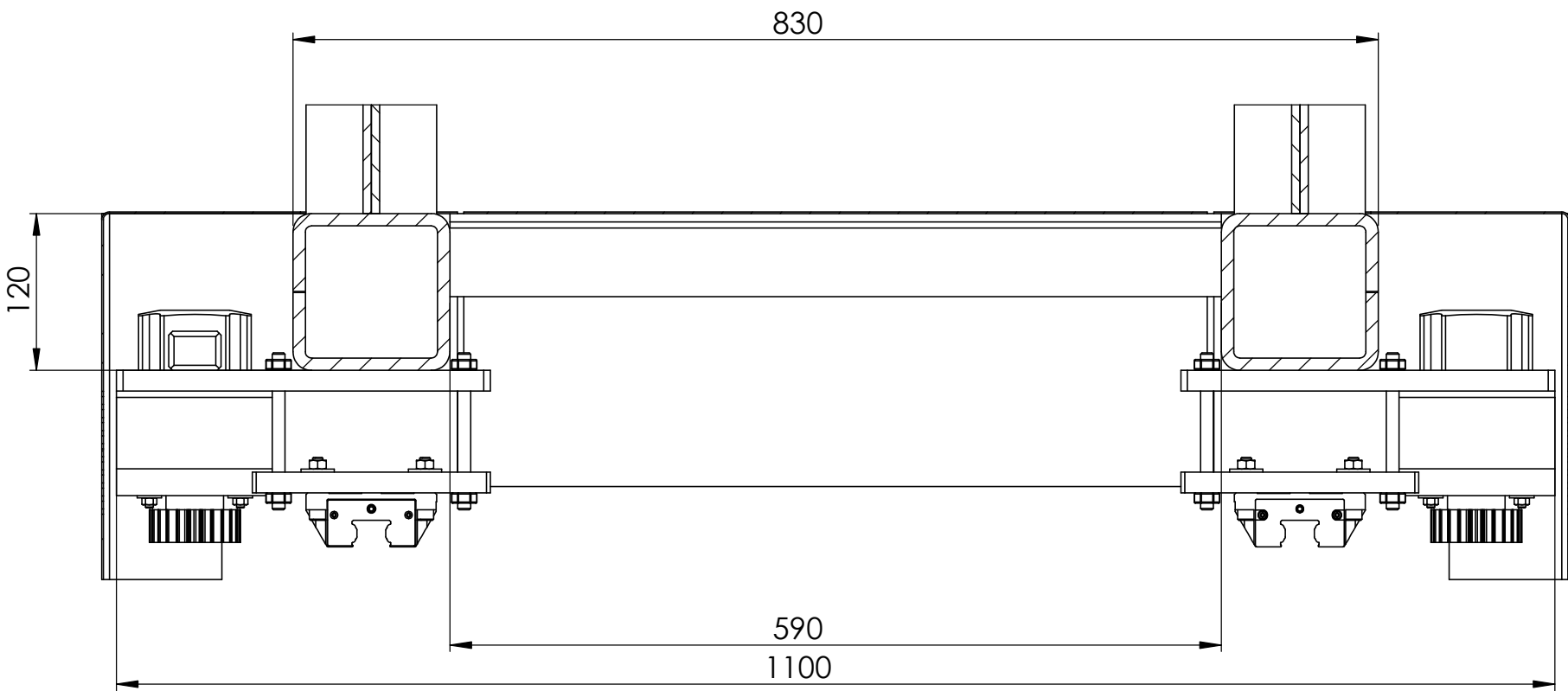
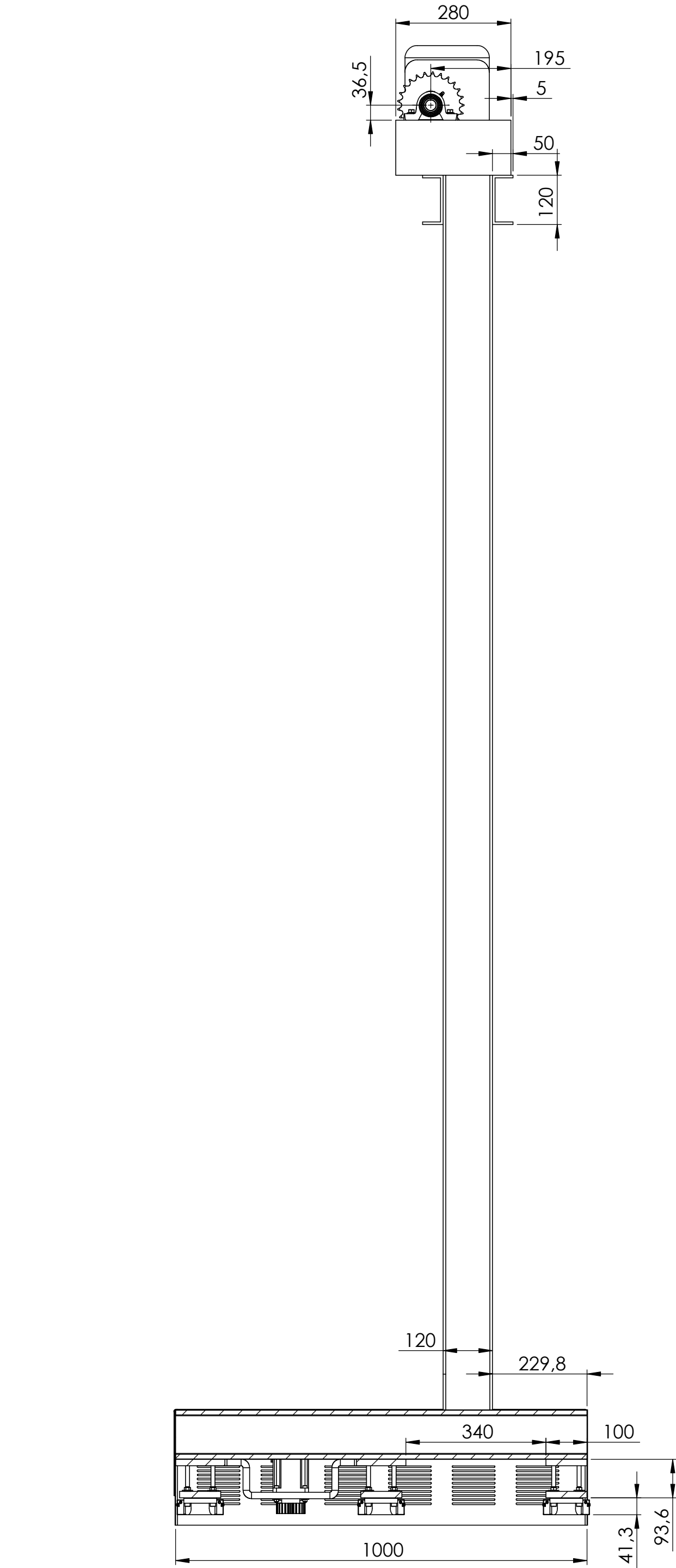
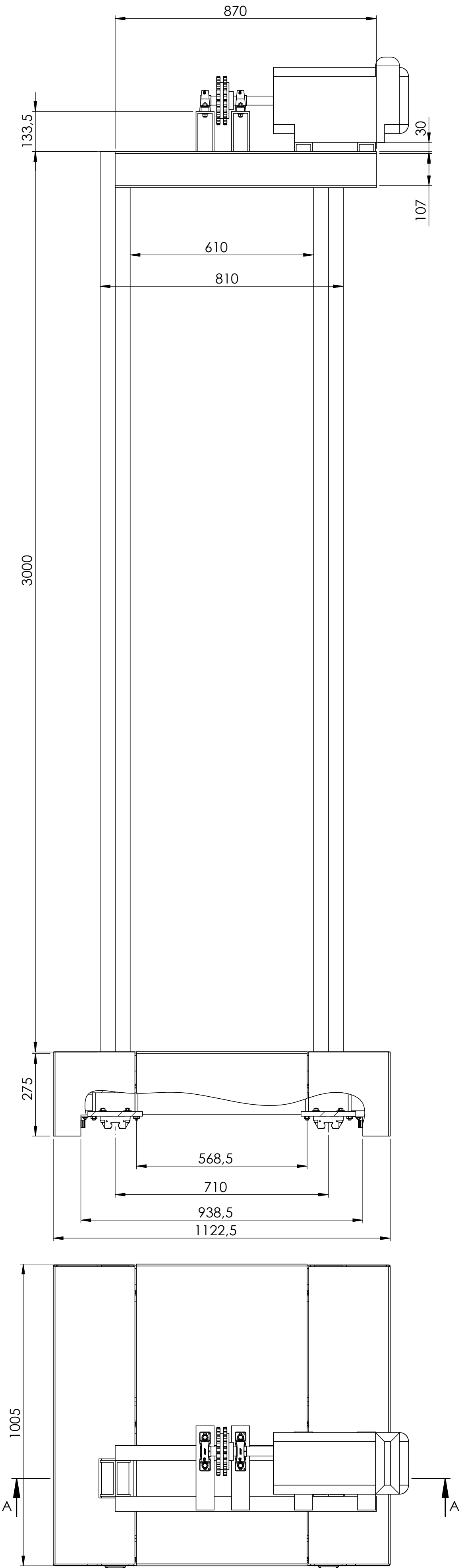
POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Puente de elevacion	0-N2-S1	1
2	Perfil U60x30-260x1/4	0-N2-S2	2
3	Perfil U60x133.5-280x1/4	0-N2-S3	2
4	Servo moto reductor	0-N2-S4	1
5	Eje-Ø30-250-SAE1045	0-N2-S5	1
6	Rodamiento de bolas con soporte de pie	0-N2-S6	2
7	Chaveta plana 6x6x50	0-N2-S7	1
8	Corona-Paso 3/4 ASA60	0-N2-S8	1
9	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35	0-N2-S9	4
10	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	0-N2-S10	4
11	Base de traslación horizontal	0-N2-S11	1
12	Capota derecha	0-N2-S12	1
13	Capota izquierda	0-N2-S13	1
14	Capota central	0-N2-S14	1



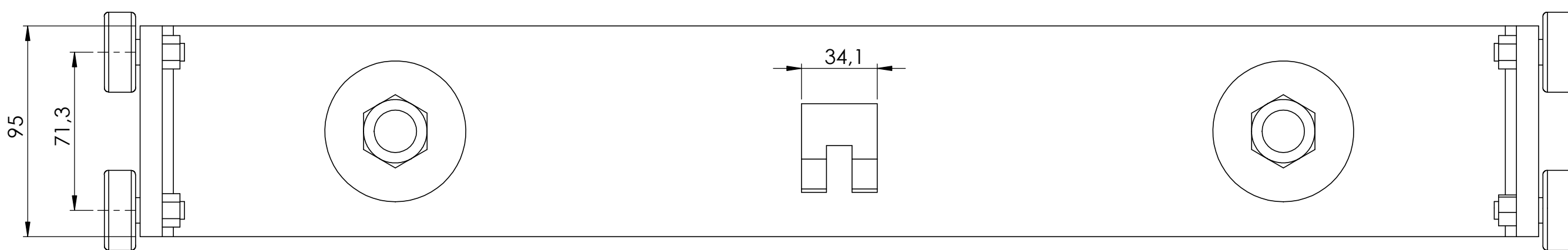
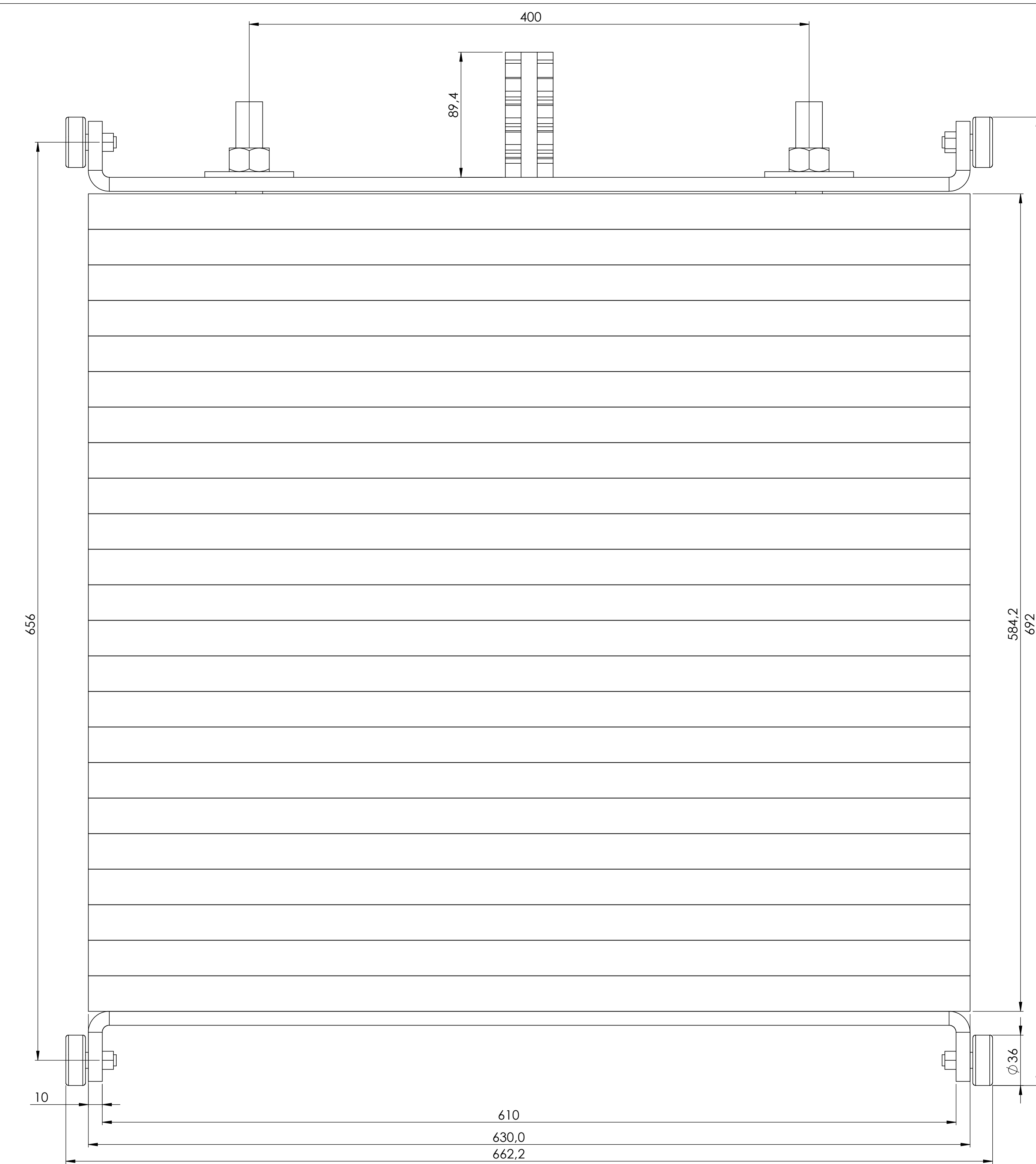
VISTA ISOMÉTRICA ESCALA: 1:10

Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

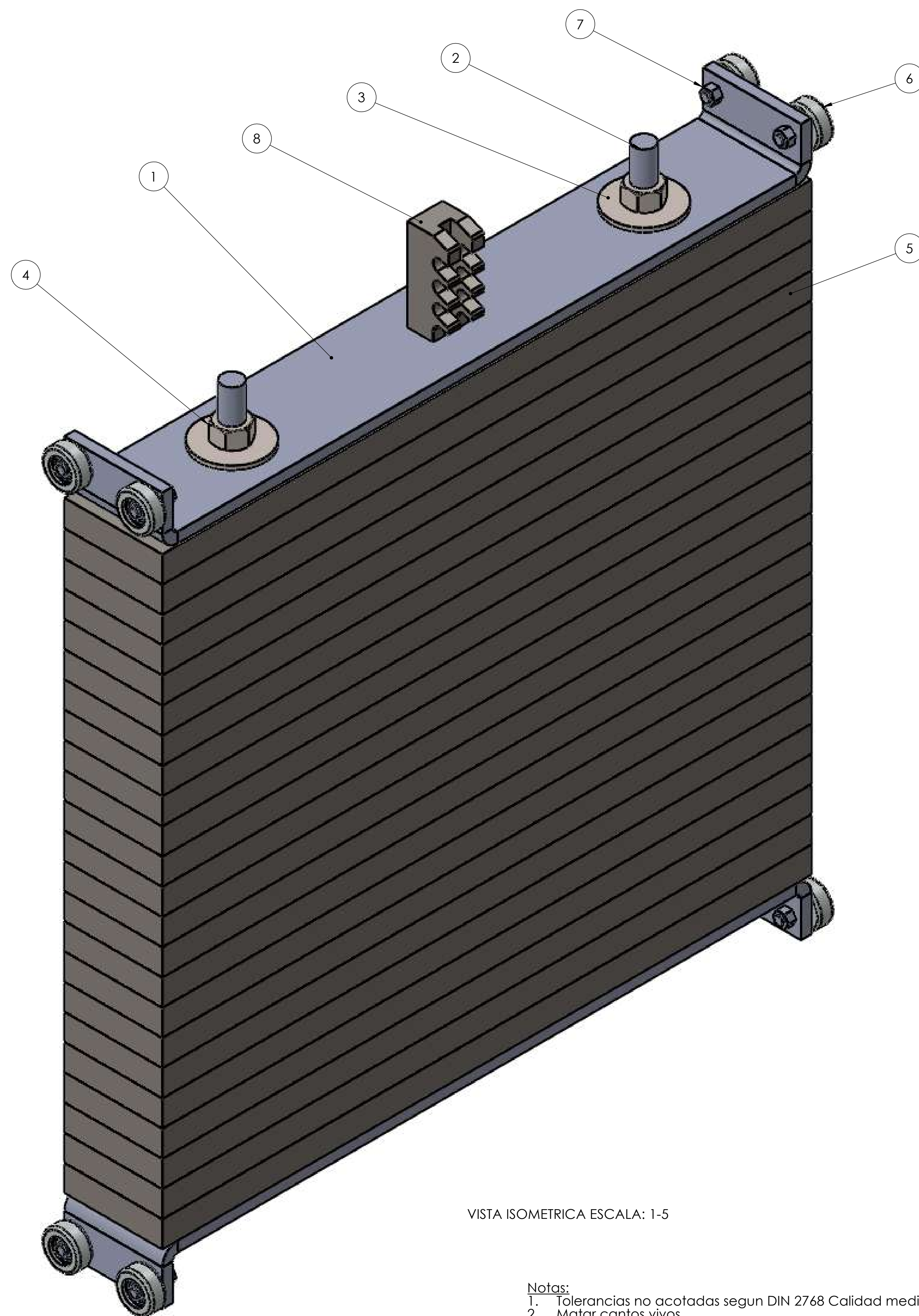
1	Torre de elevación	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO: Torre de elevación		
FECHA 06/12/24		NOMBRE MARTIN	ESC 1:10	REV
DIBUJO		REGIARDO SISMONDI	PLANO: 0-N2	
APROBO				00



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

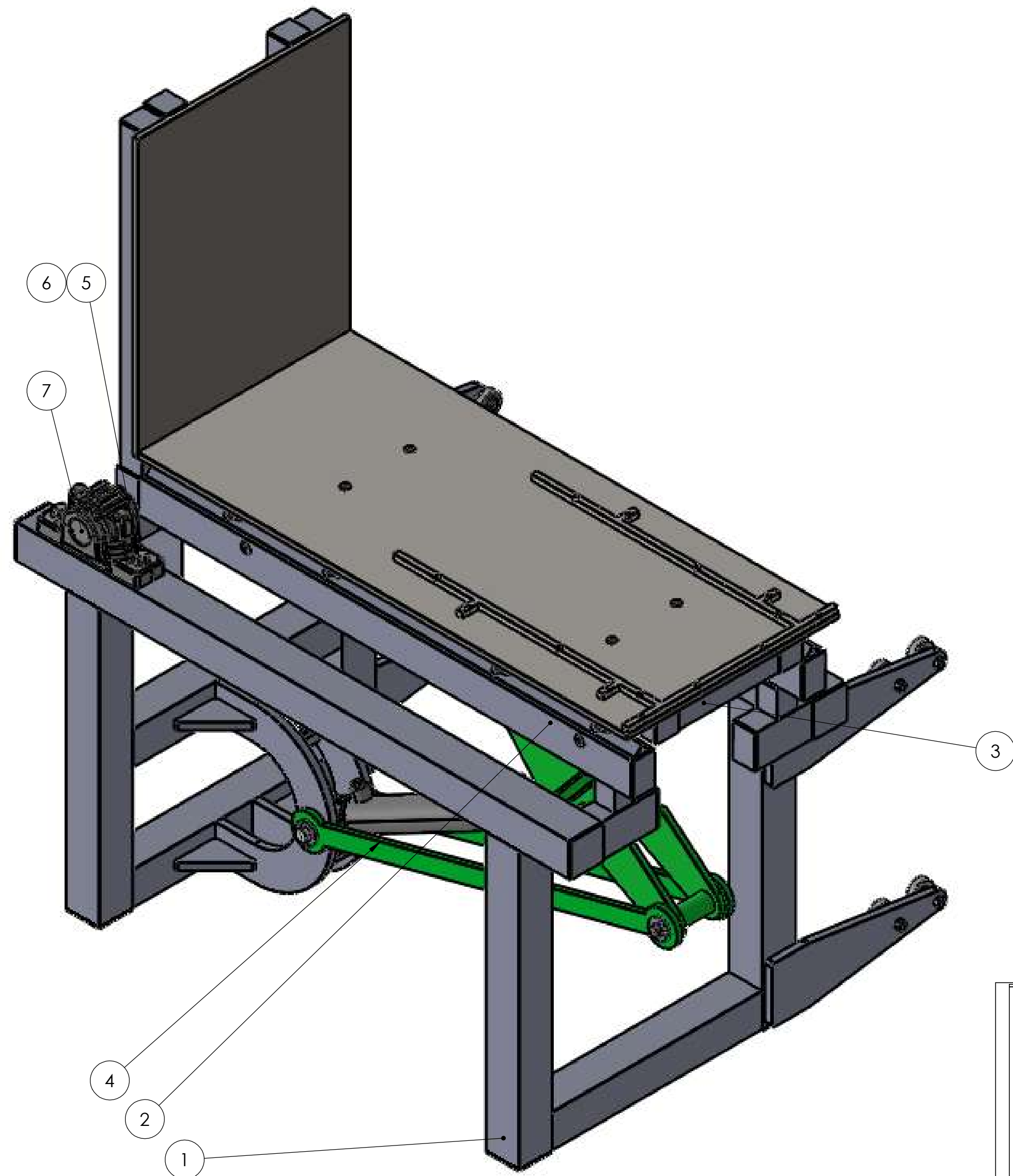


POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Tope contrapeso	0-N3-S1	2
2	Varilla roscada 3/4x10x650	0-N3-S2	2
3	Arandela plana Ø3/4	0-N3-S3	2
4	Tuerca hexagonal 3/4x10	0-N3-S4	2
5	Placa 630x95x25,4	0-N3-S5	23
6	Rueda guía	0-N3-S6	8
7	Tuerca hexagonal M8x1,25 autofrenante	0-N3-S7	8
8	Enganche cadena-contrapeso	0-N3-S8	1

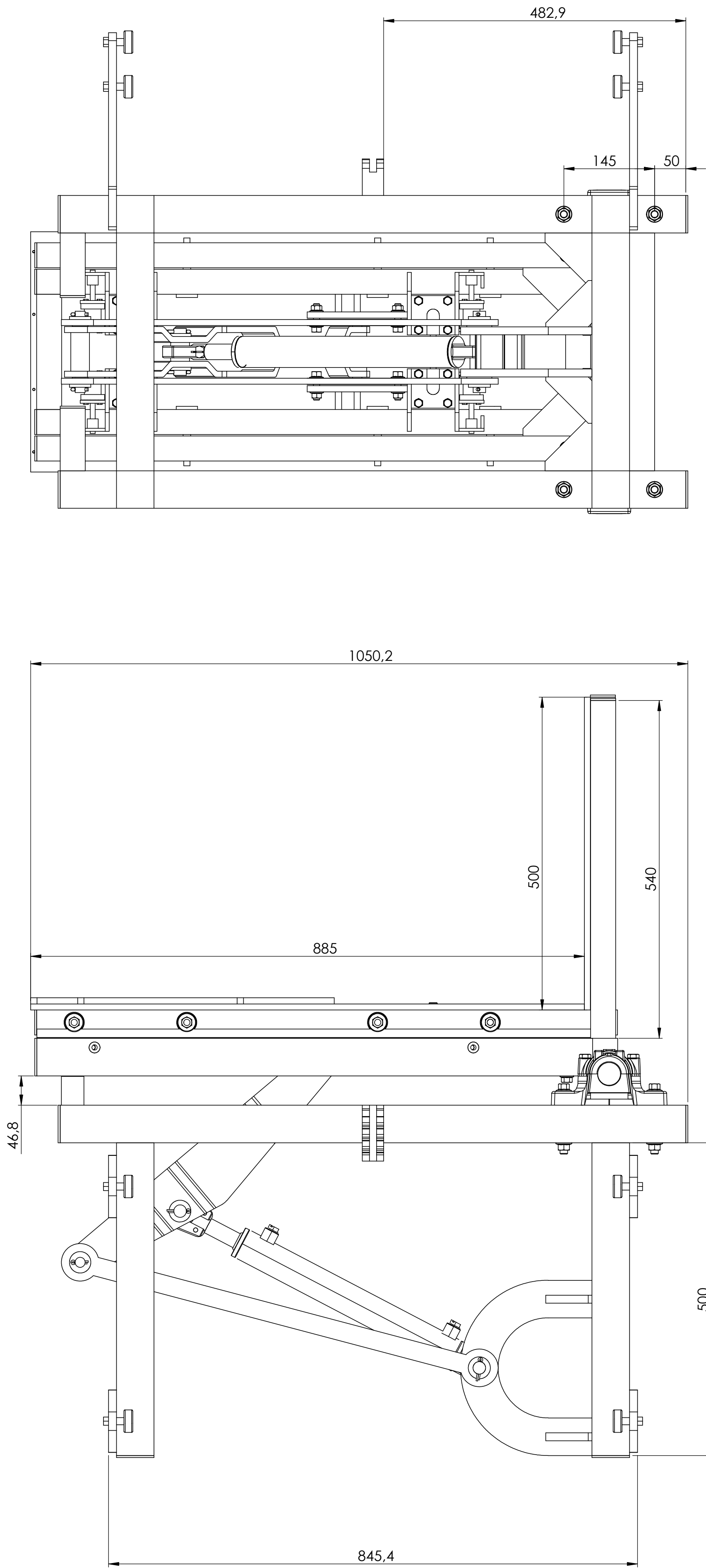
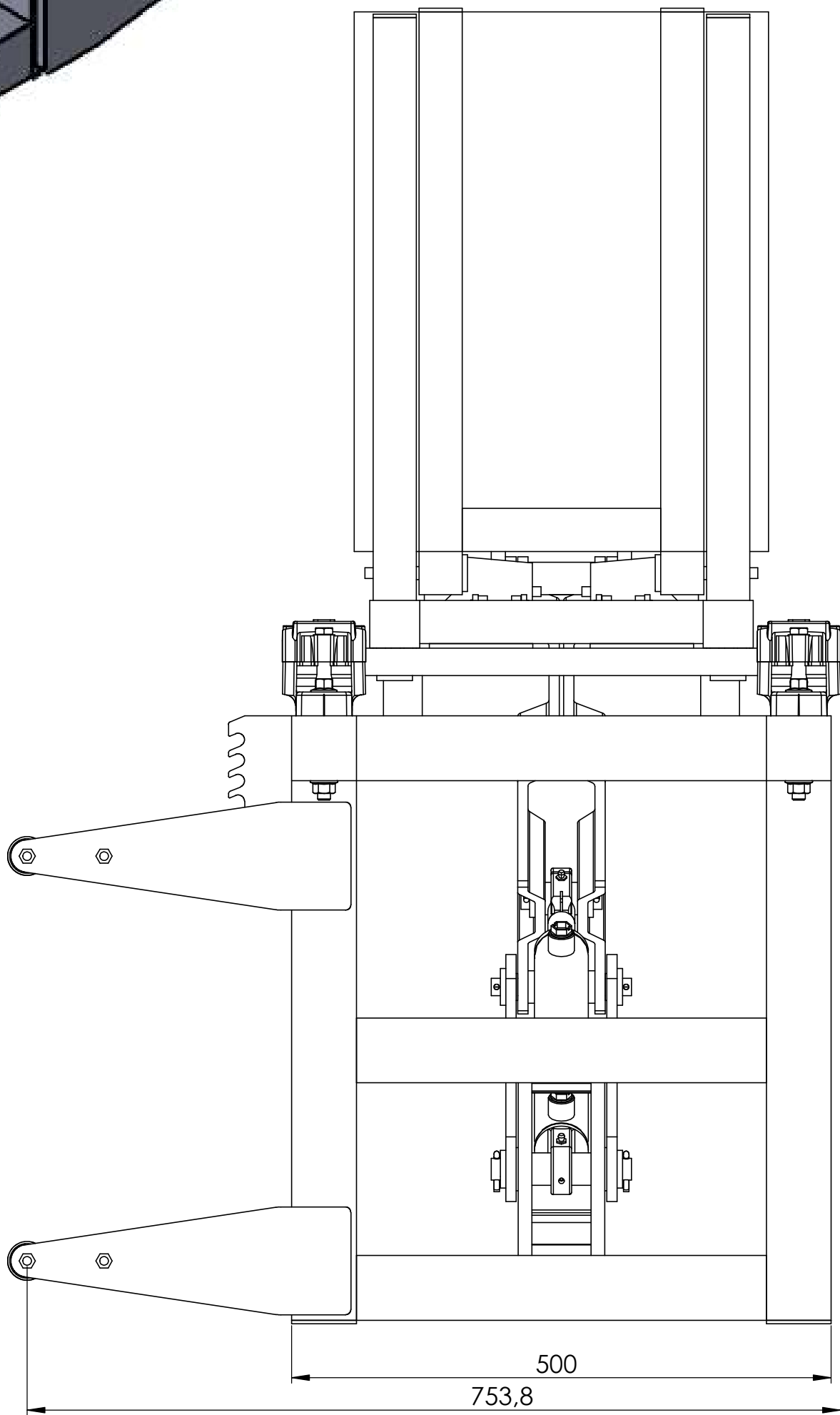


VISTA ISOMETRICA ESCALA: 1-5

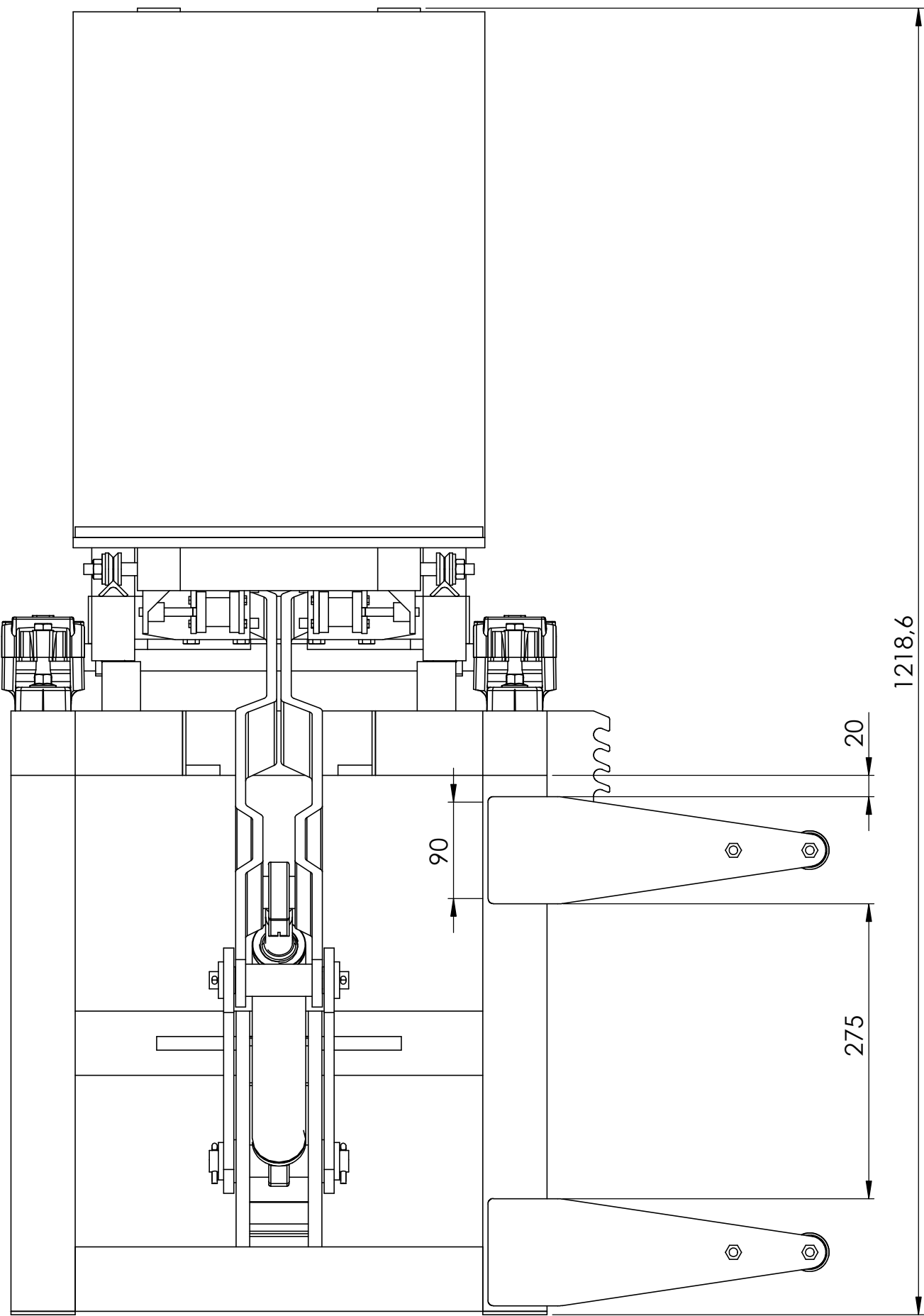
Notas:			
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media			
2. Matar cantos vivos			
1	Contrapeso	-	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.
eim		TITULO:	
		Contrapeso	
FECHA		NOMBRE	ESC
06/12/24		MARTIN	1:5
DIBUJO		REGIARDO	REV
APROBO		SISMONDI	00
		PLANO: 0-N3	



VISTA ISOMÉTRICA ESCALA: 1:5



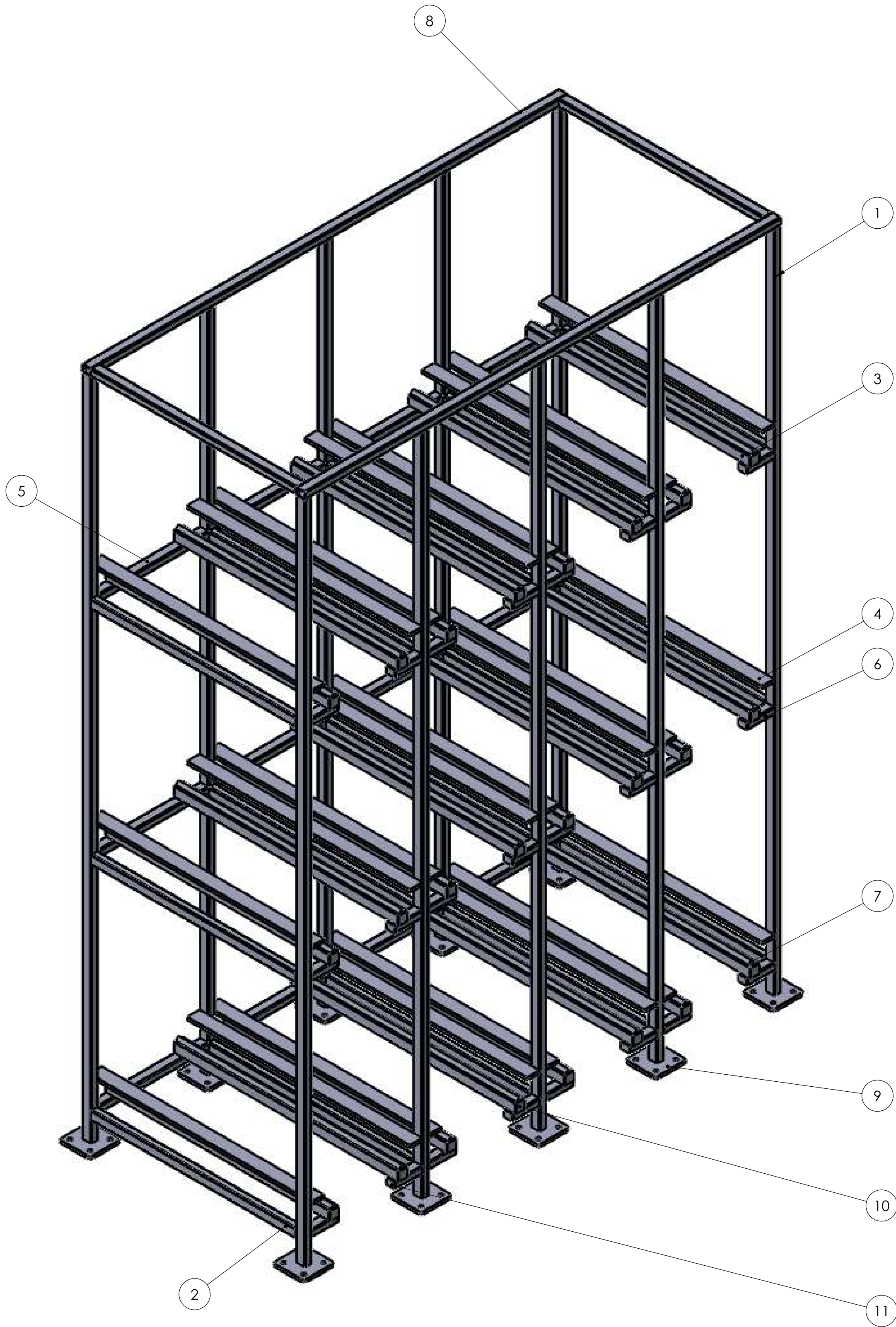
POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Mesa soporte principal	0-N4-S1	1
2	Mesa de giro	0-N4-S2	1
3	Mesa porta blocks	0-N4-S3	1
4	Ensamblaje tijera	0-N4-S4	1
5	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x35 Pesado	0-N4-S5	4
6	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5	0-N4-S6	4
7	Rodamiento de bolas con soporte de pie	0-N4-S7	2



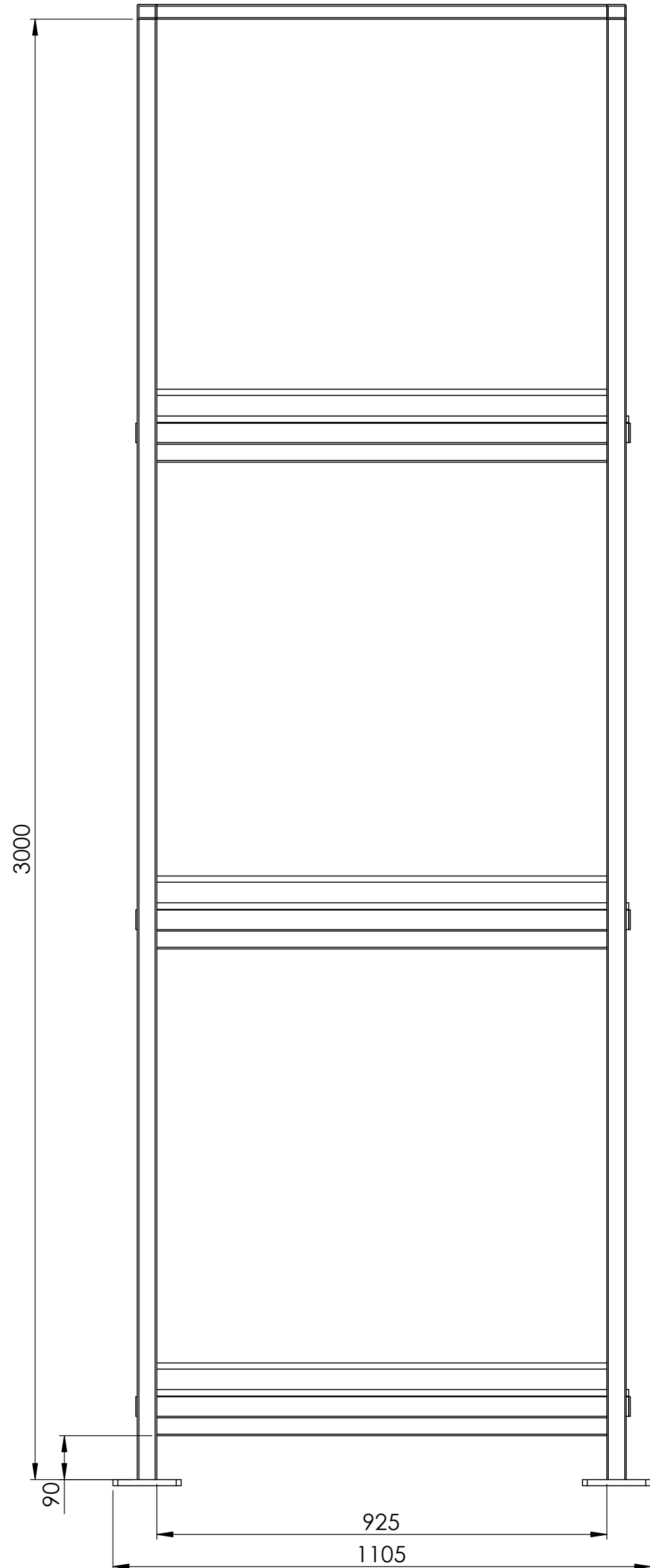
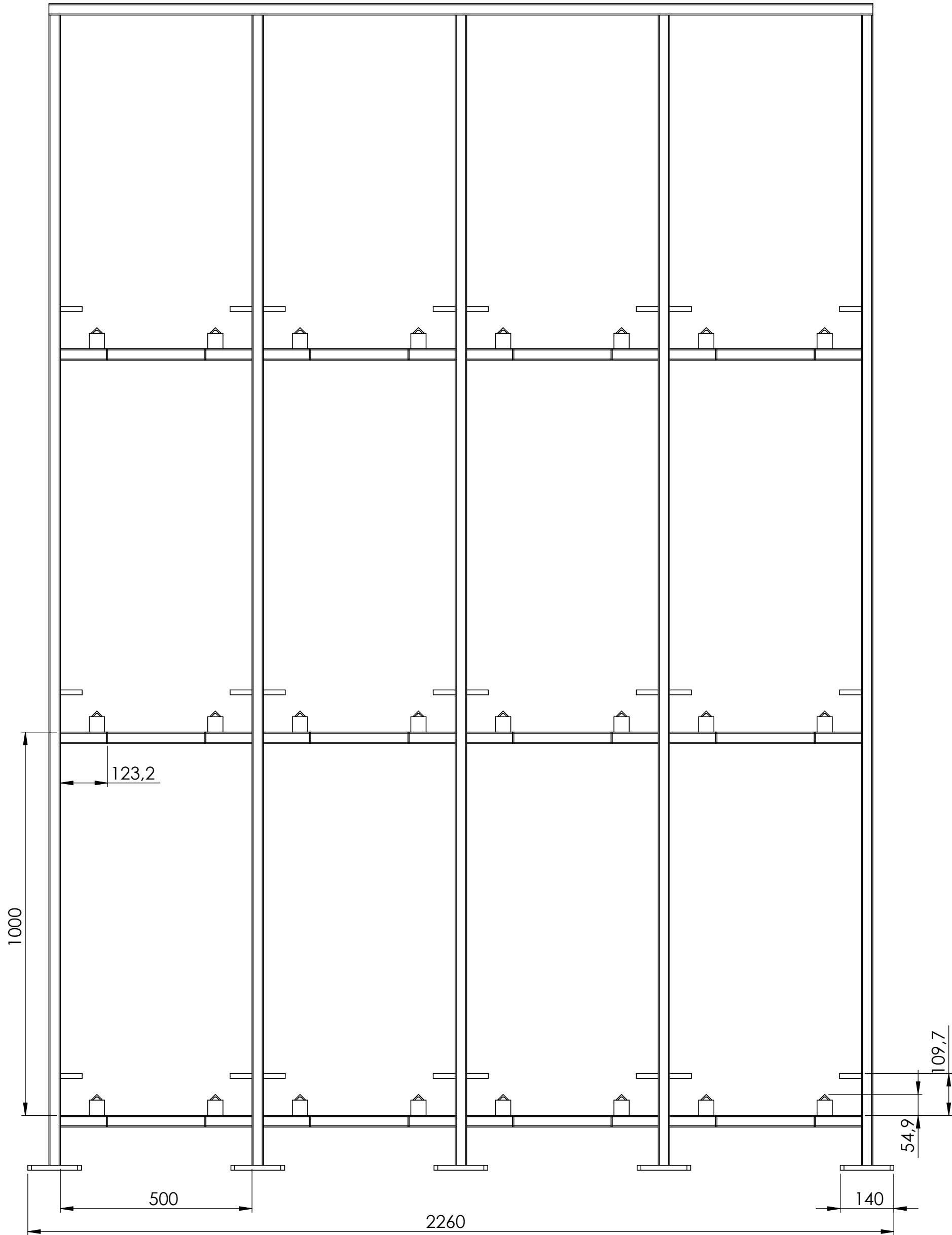
- Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Carro Block	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO: Carro Block		
FECHA 06/12/24		NOMBRE MARTIN	ESC 1:5	REV
DIBUJO		REGIARDO SISMONDI	PLANO: 0-N4	
APROBO				00

POS.	DENOMINACIÓN	OBS.	CANT.
1	Tubo 40x30x3000x3,2	0-N5-S1	10
2	Tubo 40x30x925x3,2	0-N5-S2	17
3	Tubo 40x40x1010x3,2	0-N5-S3	24
4	Placa 57x1005x1/2	0-N5-S4	24
5	Tubo 40x30x500x3,2	0-N5-S5	12
6	Tubo 40x30x120x3,2	0-N5-S6	24
7	Perfil L3/4x3/4x1010x1/8	0-N5-S7	24
8	Tubo 40x30x2150x3,2	0-N5-S8	2
9	Placa base 140x140x1/2	0-N5-S9	10
10	Placa 40x40x1/8	0-N5-S10	48
11	Placa 40x30x1/8	0-N5-S11	24

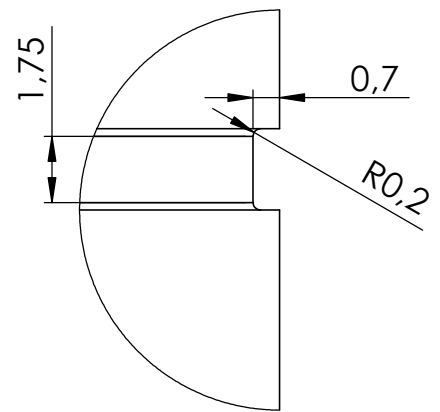
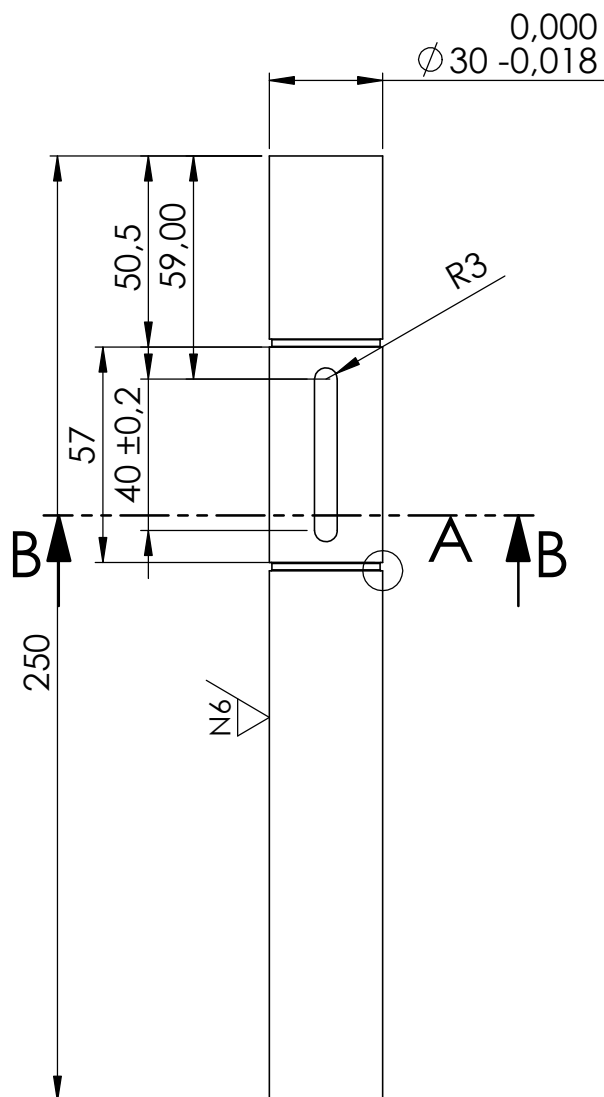


VISTA ISOMÉTRICA ESCALA: 1:10



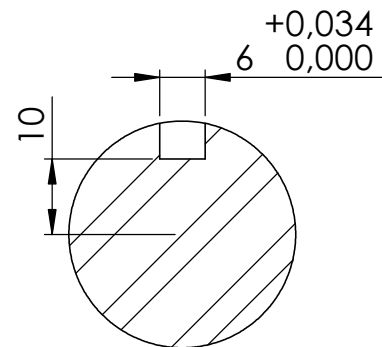
Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Edificio	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO: Edificio		
DIBUJO	FECHA 06/12/24	NOMBRE MARTIN REGIARDO	ESC 1:10	REV
APROBO		SISMONDI		00
		PLANO: 0-N5		



DETALLE A

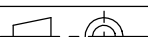
ESCALA 5 : 1



SECCIÓN B-B

ESCALA 1 : 1

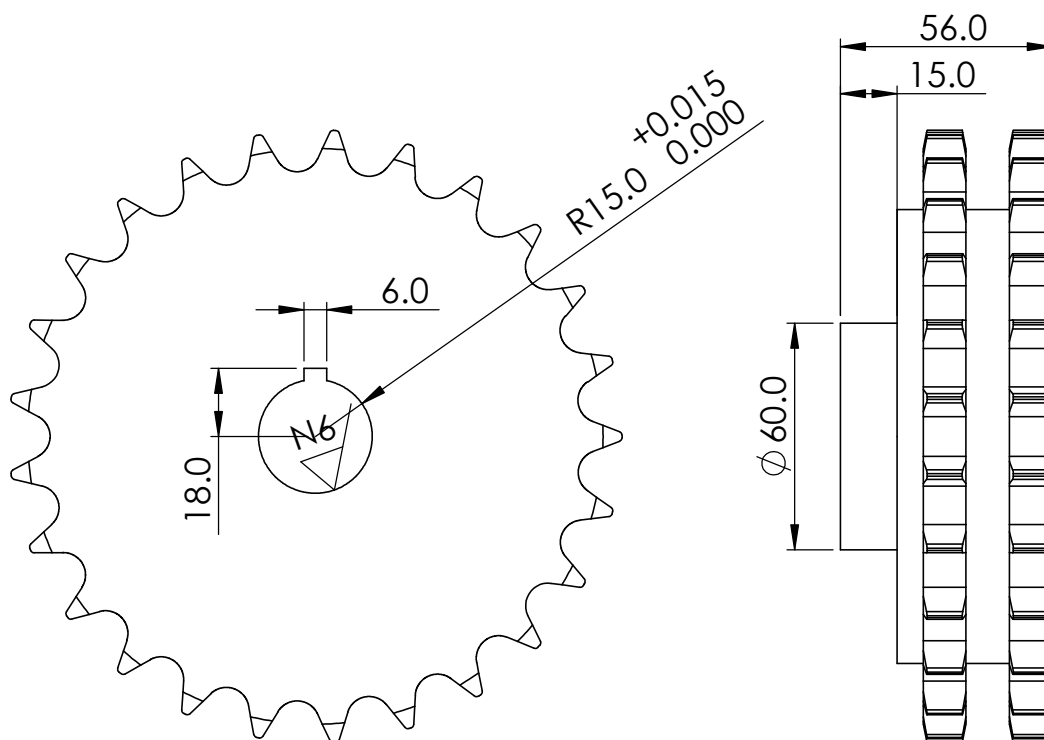
Tolerancias no acotadas según DIN 2768 calidad media.
Matar cantos vivos.

1	Eje torre de elevación	SAE 1045	1	1.37 KG
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe		TITULO: Eje-Ø30-250-SAE1045		
	FECHA	NOMBRE	ESC	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN		
		REGIARDO		
APROBO		SISMONDI	PLANO:	
			0-N2-S5	REV
				00

N8/(N6)

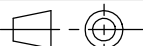


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:5

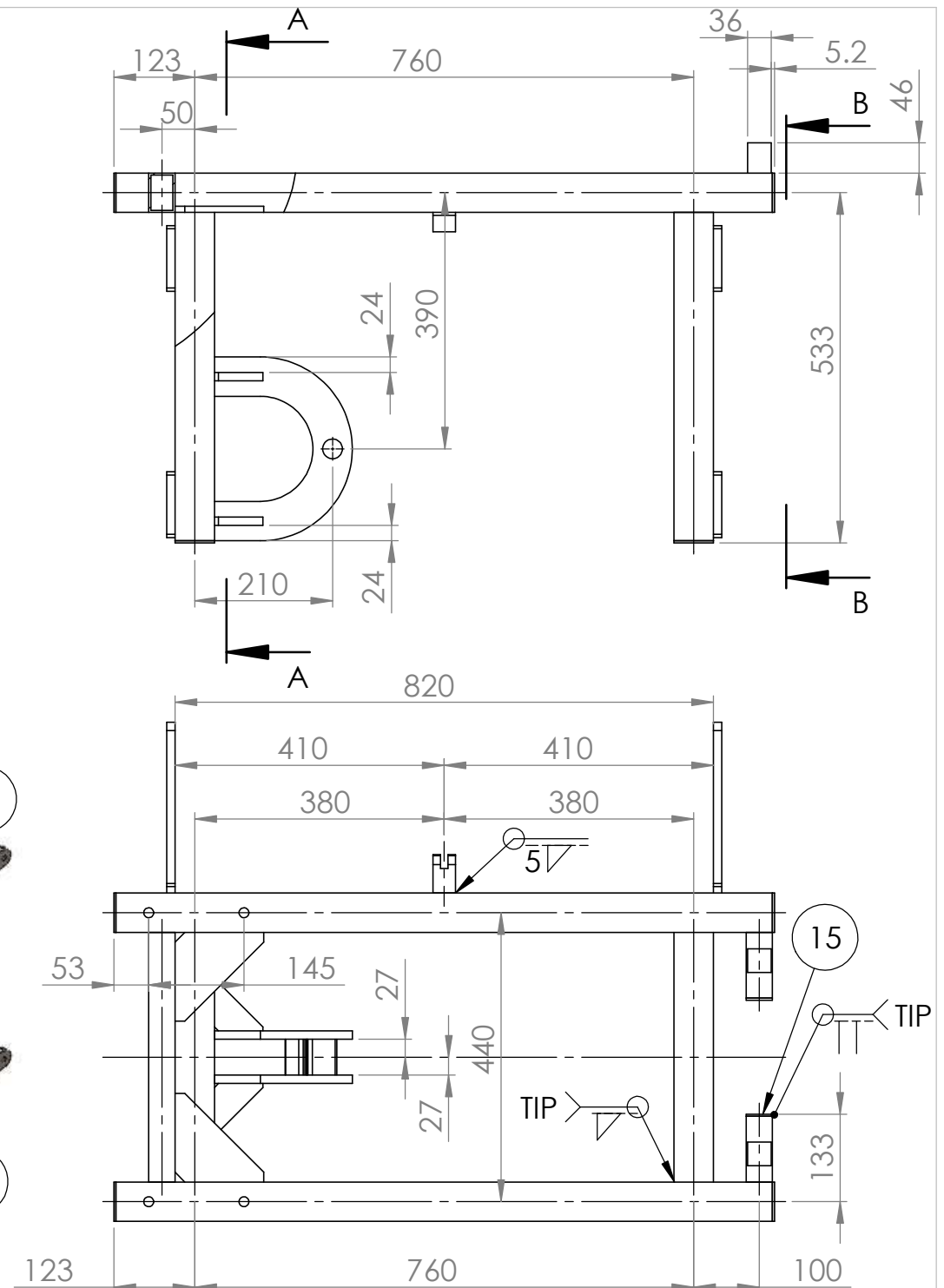
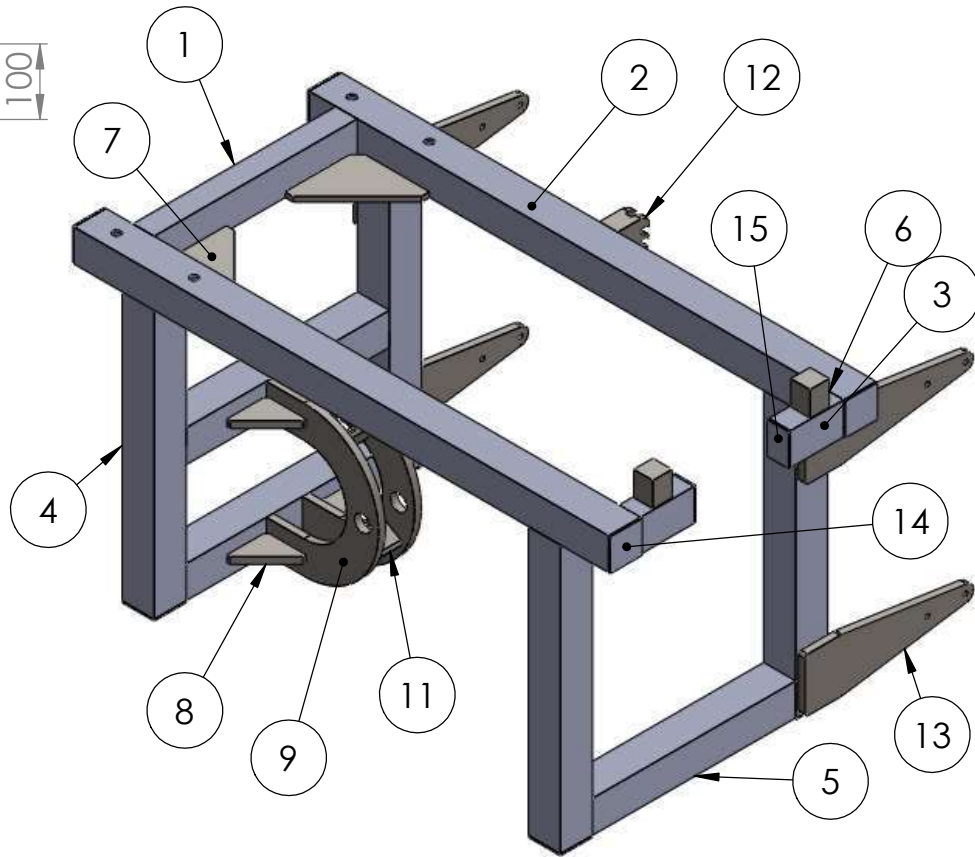
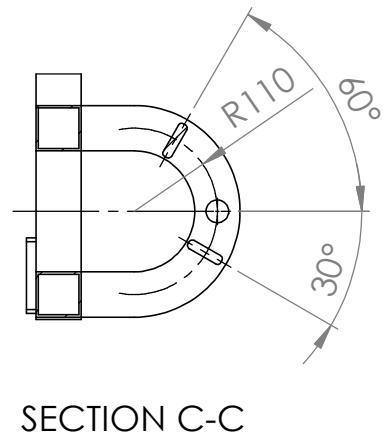
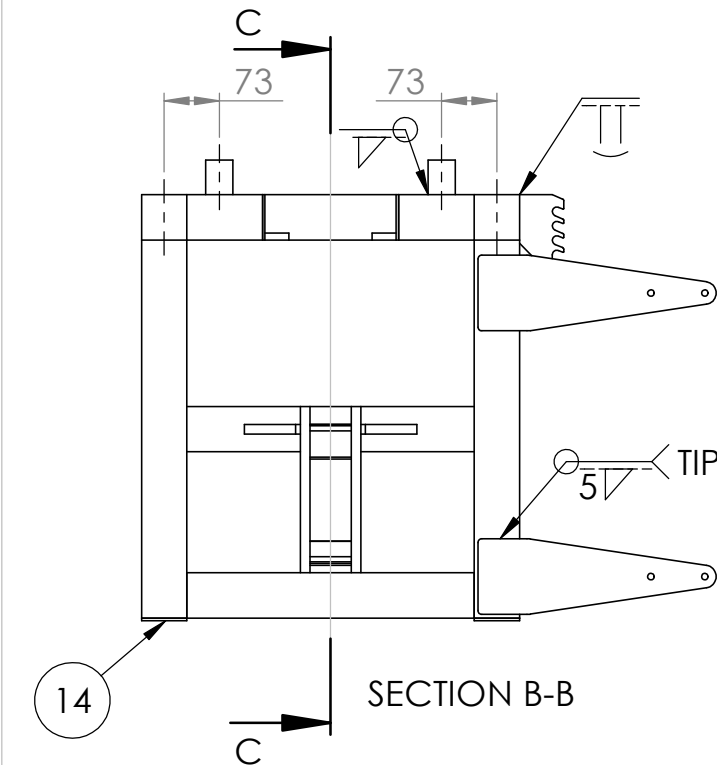
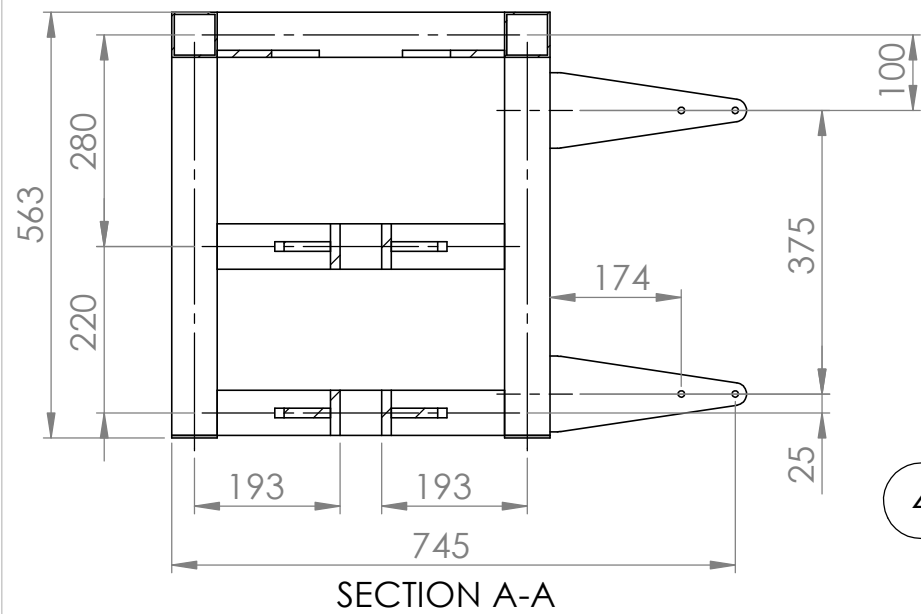


Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Corona-Paso 3/4 ASA60-Z25	Comercial-SAE1045	1	3
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe		TITULO: Corona-Paso 3/4 ASA60-Z25		
	FECHA	NOMBRE	ESC	
		MARTIN	1:2	
DIBUJO	06/12/24	REGIARDO		REV
APROBO		SISMONDI		00
			PLANO: 0-N2-S8	

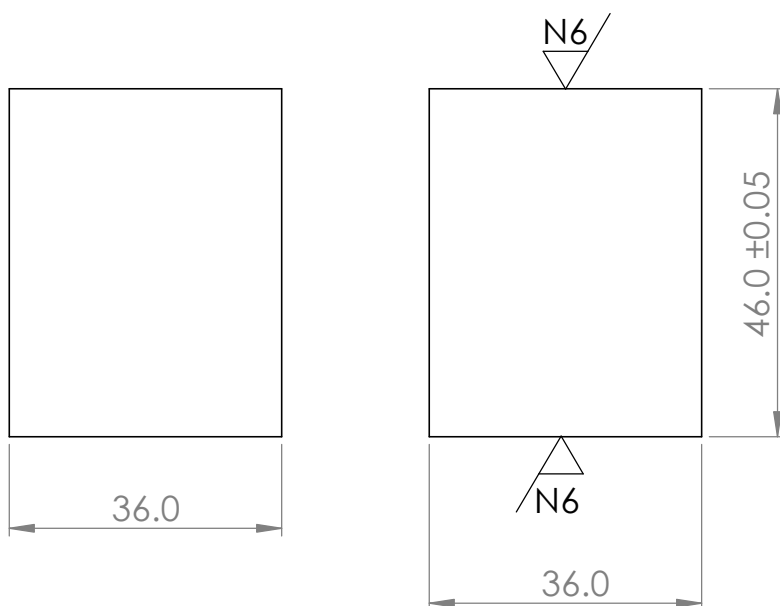
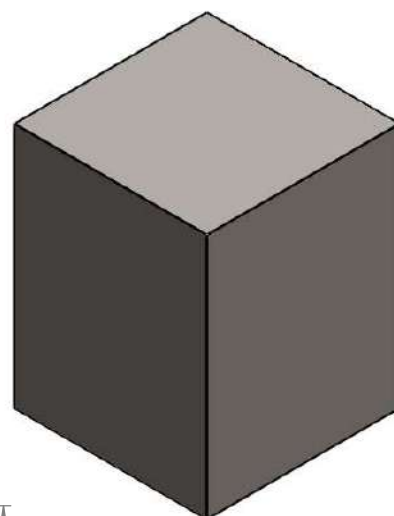
POS.	DENOMINACION	OBS.	CANT.
1	Tubo 40x60x380x3,2	Comercial	1
2	Tubo 60x60x1000x3,2	Comercial	2
3	Tubo 40x60x100x3,2	Comercial	2
4	Tubo 60x60x500x3,2	Comercial	4
5	Tubo 60x60x500x3,2	Comercial	3
6	Placa 36x36x36	PL: 0-N4-S1-P7	2
7	Escuadra 135x135x3/8	PL: 0-N4-S1-P8	2
8	Escuadra 74x74x1/2	PL: 0-N4-S1-P9	4
9	Soporte eje principal	PL: 0-N4-S1-P10	2
10	Buje eje principal	PL: 0-N4-S1-P11	2
11	Placa 50x54,7x1/2	PL: 0-N4-S1-P12	2
12	Enganche cadena-mesa soporte	PL: 0-N4-S1-P13	1
13	Soporte lateral con ruedas	PL: 0-N4-S1-P17	4
14	Placa 60x60x1/8-1010		8
15	Placa 60x40x1/8-1010		2



- Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
 2. Matar cantos vivos
 3. Soldaduras no acotadas seran de cateto minimo igual al 70% del espesor minimo a unir
 4. Colocar POS.14 y POS.15 en todos los extremos de tubos estructurales

1	Mesa soporte principal	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO:		
		Mesa soporte principal		
		PLANO:		REV
		0-N4-S1		00
FECHA	NOMBRE	ESC		
06/12/24	MARTIN	1:10		
APROBO	REGIARDO			
	SISMONDI			

N9/ (N6/)



Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Placa 50x39x1 1/2"			SAE 1045	2	0,5	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO	
 FCEIA FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERIA Y AGRICULTURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO  eim Escuela de Ingeniería y Mecánica Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 32000DTP Rosario, Sta. Fe				TITULO:			
				Placa 36x36x36			
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1			0-N4-S1-P7	00
APROBO		REGIARDO					
		SISMONDI					

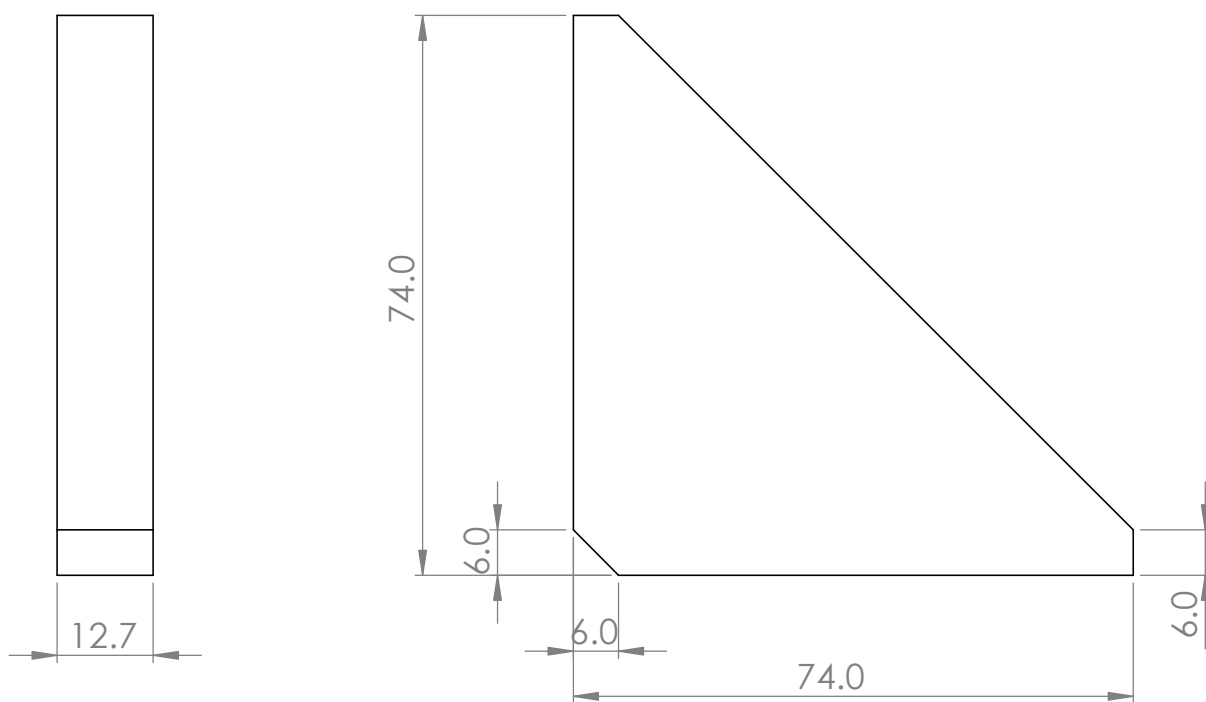
Technical drawing of a mechanical part showing three views: front, top, and side views. The dimensions are as follows:

- Front View:** A right-angled triangle with a vertical leg of 135.0, a horizontal leg of 135.0, and a hypotenuse. The top horizontal edge is 15.0, and the bottom horizontal edge is 15.0. The vertical edge is 135.0.
- Top View:** A rectangle with a width of 135.0 and a depth of 15.0.
- Side View:** A rectangle with a height of 135.0 and a width of 9.5.

Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

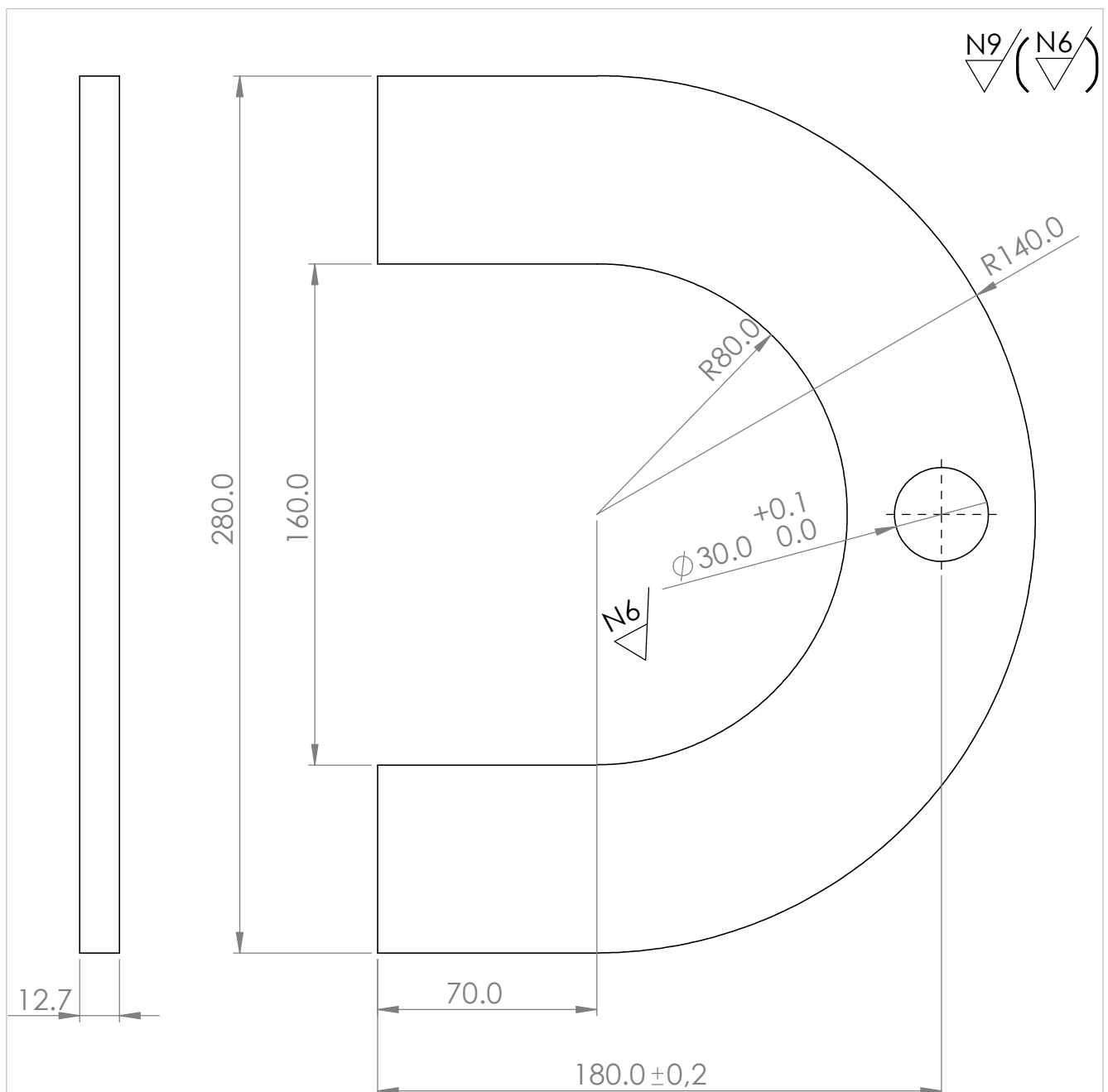
1	Placa 135x135x1/8"			SAE 1010	4	0,3
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO: Escuadra 135x135x3-8		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S1-P8		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1 (1:2)			00
APROBO		REGIARDO				
		SISMONDI				



Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

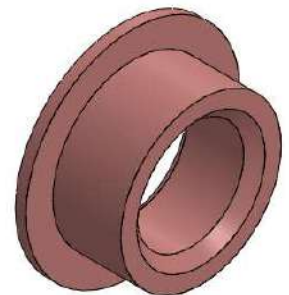
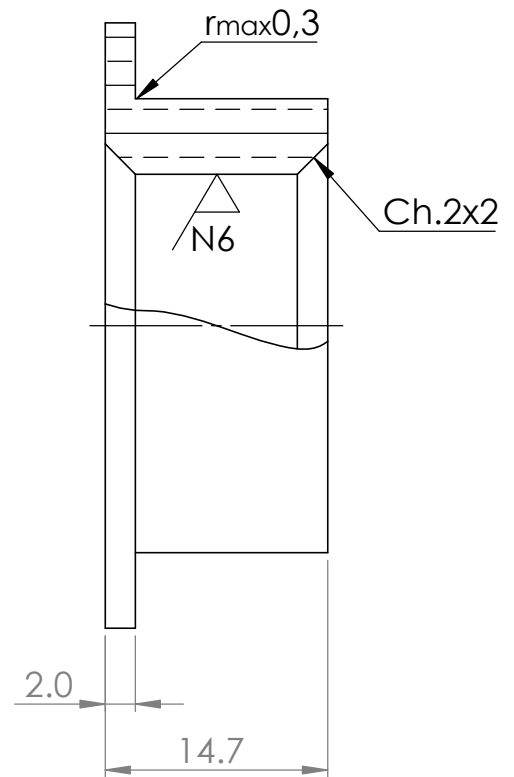
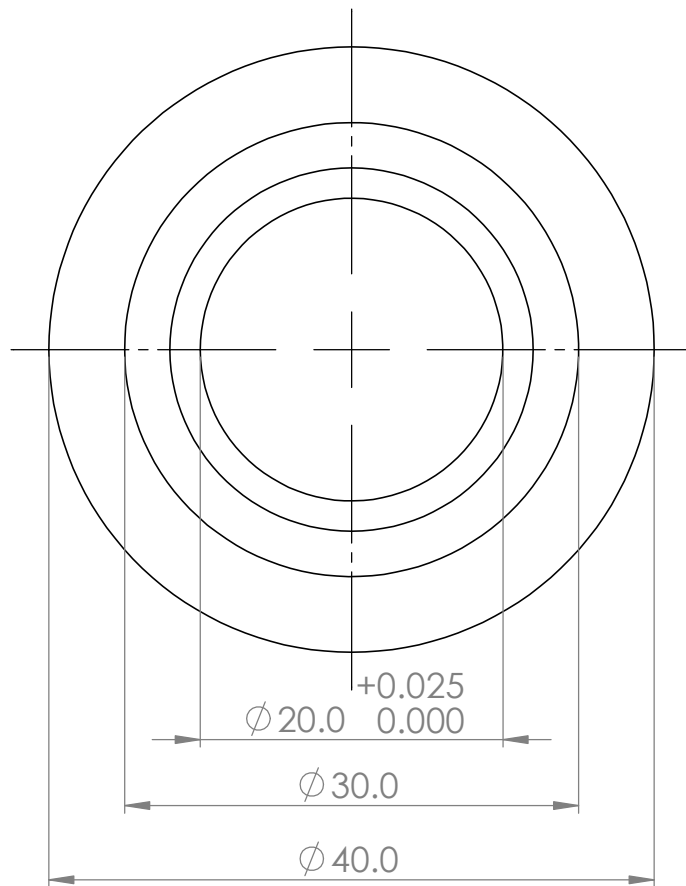
1	Placa 54,7x50x1/2"			SAE 1010		4	0,3
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000ETP Rosario. Sta. Fe				TITULO:			
				Escuadra 74x74x1/2			
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:			REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1				
APROBO		REGIARDO					00
		SISMONDI		0-N4-S1-P9			



Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos
3. Agujero Ø30 realizar mediante arranque de viruta. Rugosidad N6

1	Placa 280x210x1/2"	SAE 1045	2	2,8
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO:		
		Soporte eje principal		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	REV	
	06/12/24	MARTIN		
APROBO		REGIARDO		
		SISMONDI		
		ESC		
		1:2		
				
PLANO:				
0-N4-S1-P10				
			00	

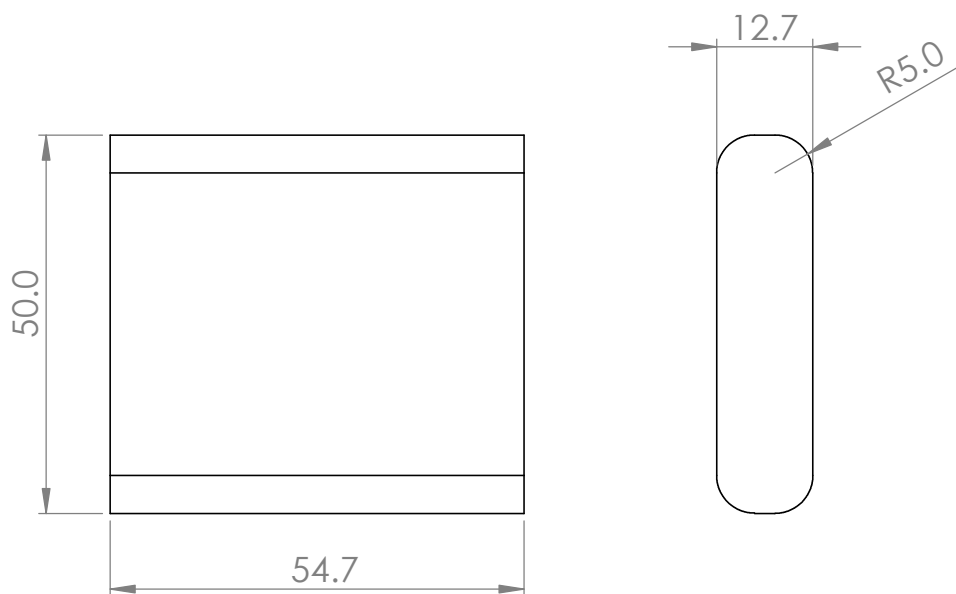


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:1

Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

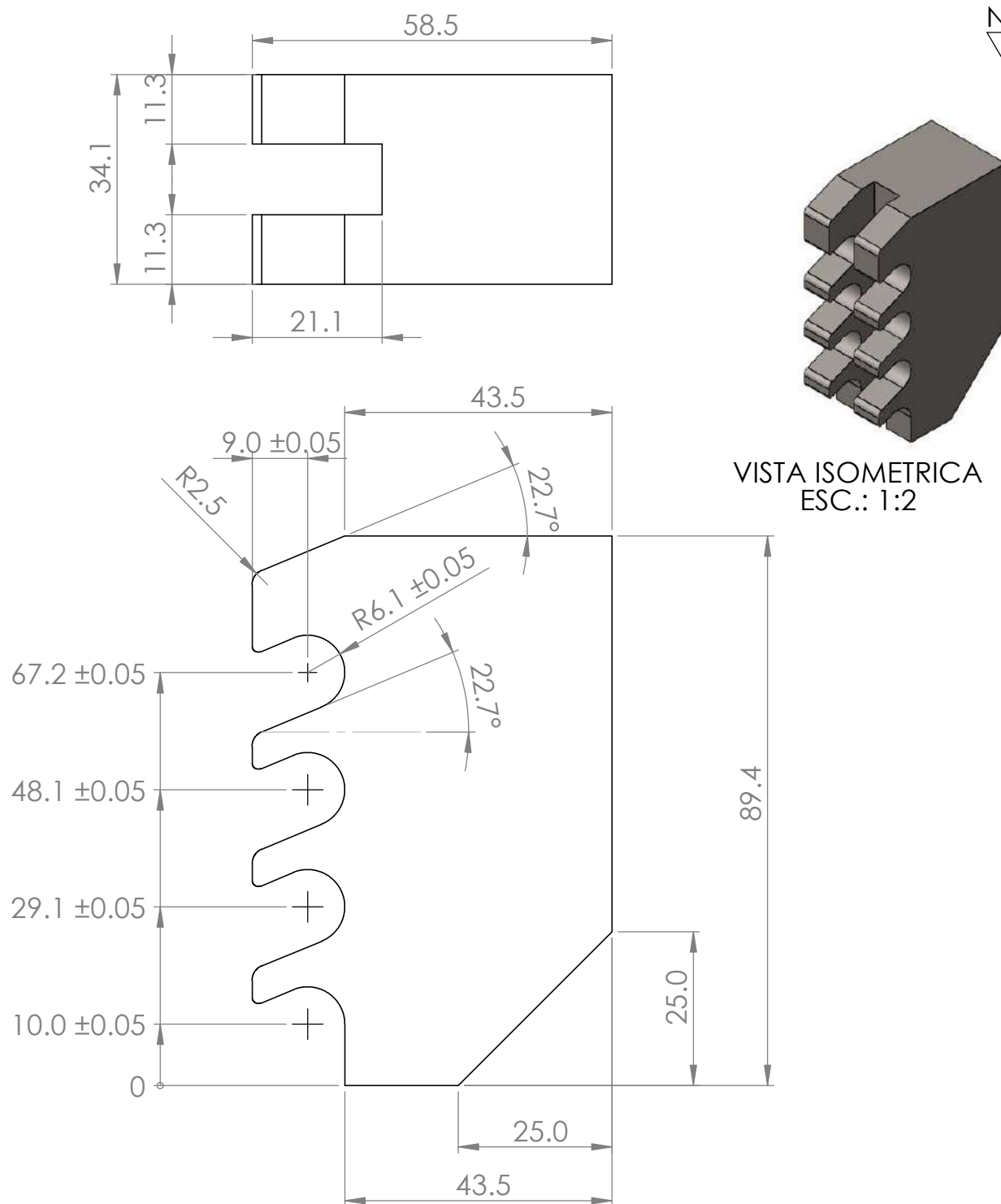
1	Redondo Ø40x17			Bronce SAE 62	2	0,1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO	
  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 3200CBT Rosario, Sta. Fe				TITULO:			
				Buje eje principal			
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1 (2:1)			0-N4-S1-P11	
APROBO		REGIARDO					
				0-N4-S1-P11		00	



Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

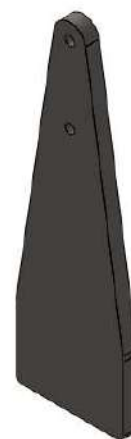
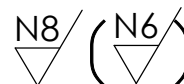
1	Placa 54,7x50x1/2"			SAE 1010		2	0,3
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000CTP Rosario. Sta. Fe 				TITULO:			
				Placa 50x54,7x1/2			
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:			REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1				
APROBO		REGIARDO SISMONDI					
				0-N4-S1-P12			00



Notas:

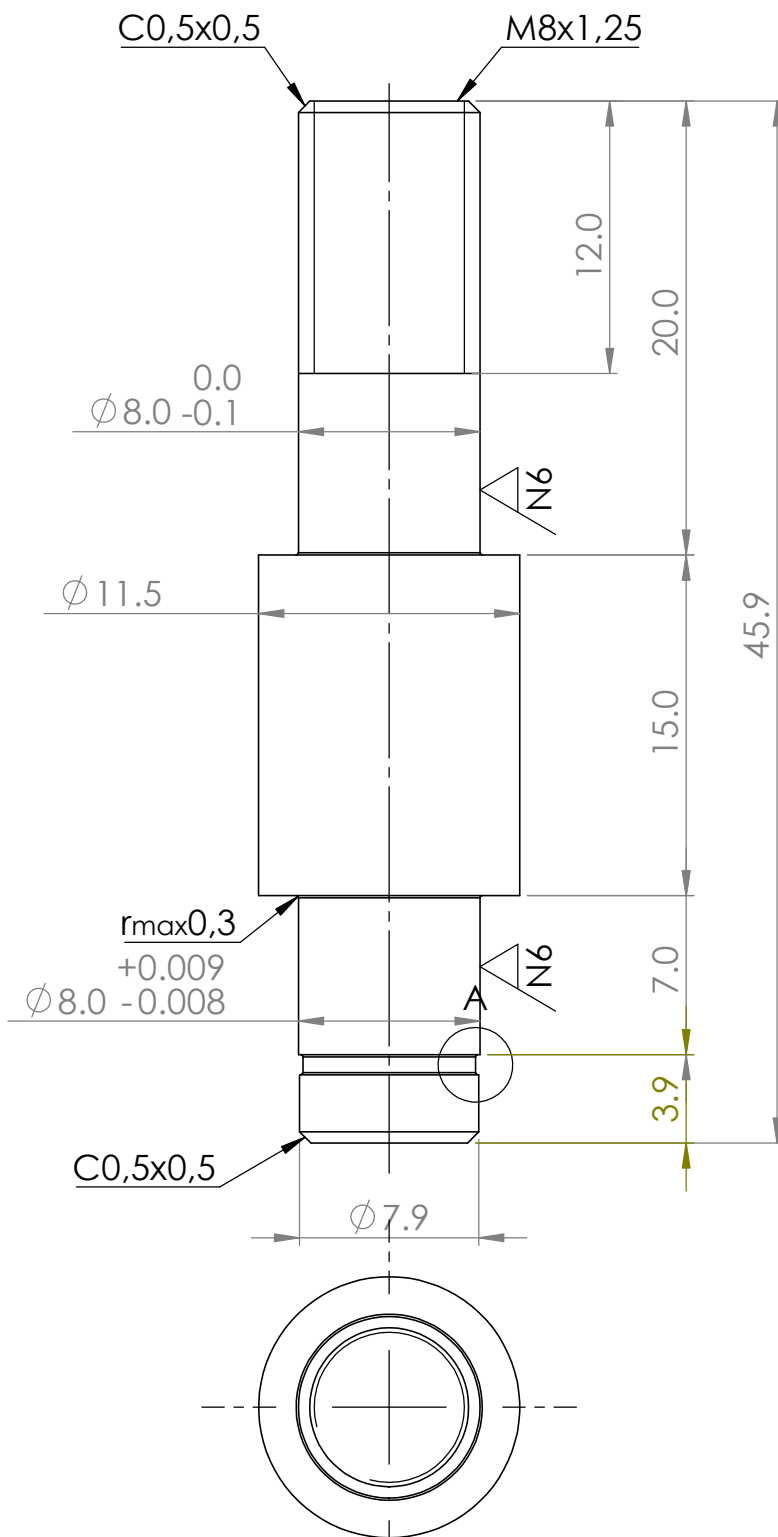
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Placa 94,4x63,5x1 1/2"			SAE 1045	1	1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 FCEIA FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS INGENIERIA Y AGROMENSURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000ETP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Enganche cadena-mesa soporte		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S1-P13		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:2(1:1)			
APROBO		REGIARDO SISMONDI				



Notas:

- | | | | | | | | |
|---|----------------------|----------|-----------|----------------------|-------|----------------|----|
| 1 | Placa 100x315,2x1/2" | | | SAE 1010 | 4 | 2,2 | |
| POS. | DENOMINACION | | | MATERIAL | CANT. | PESO | |
|  | | | | TITULO: | | | |
| | | | | Placa soporte ruedas | | | |
| | FECHA | NOMBRE | ESC | PLANO: | | REV | |
| DIBUJO | 06/12/24 | MARTIN | 1:5 (1:2) | | | 0-N4-S1-P17-01 | 00 |
| APROBO | | REGIARDO | SISMONDI | | | | |



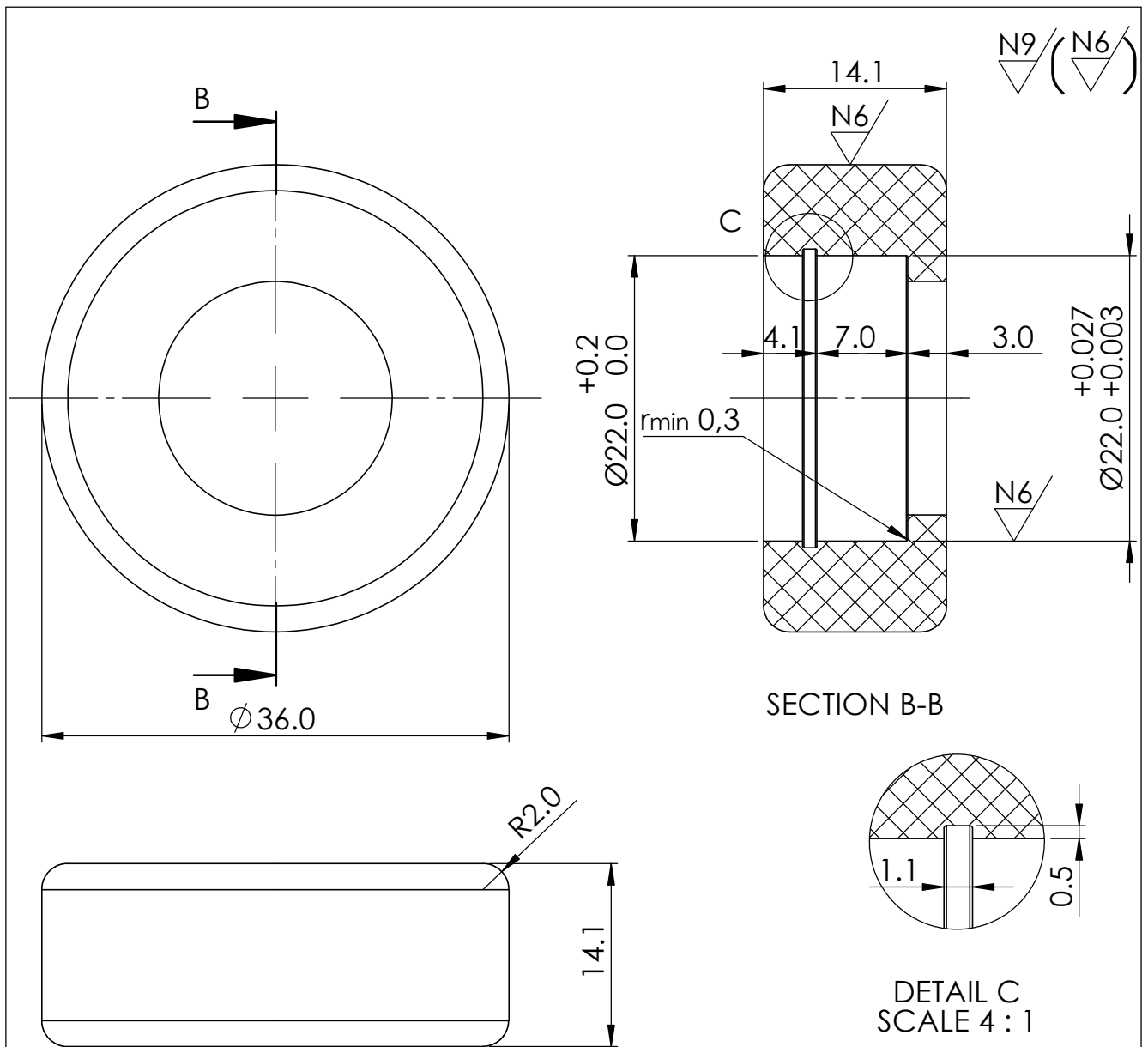
VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:1

DETAIL A
SCALE 8:1

Notas:

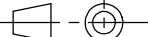
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

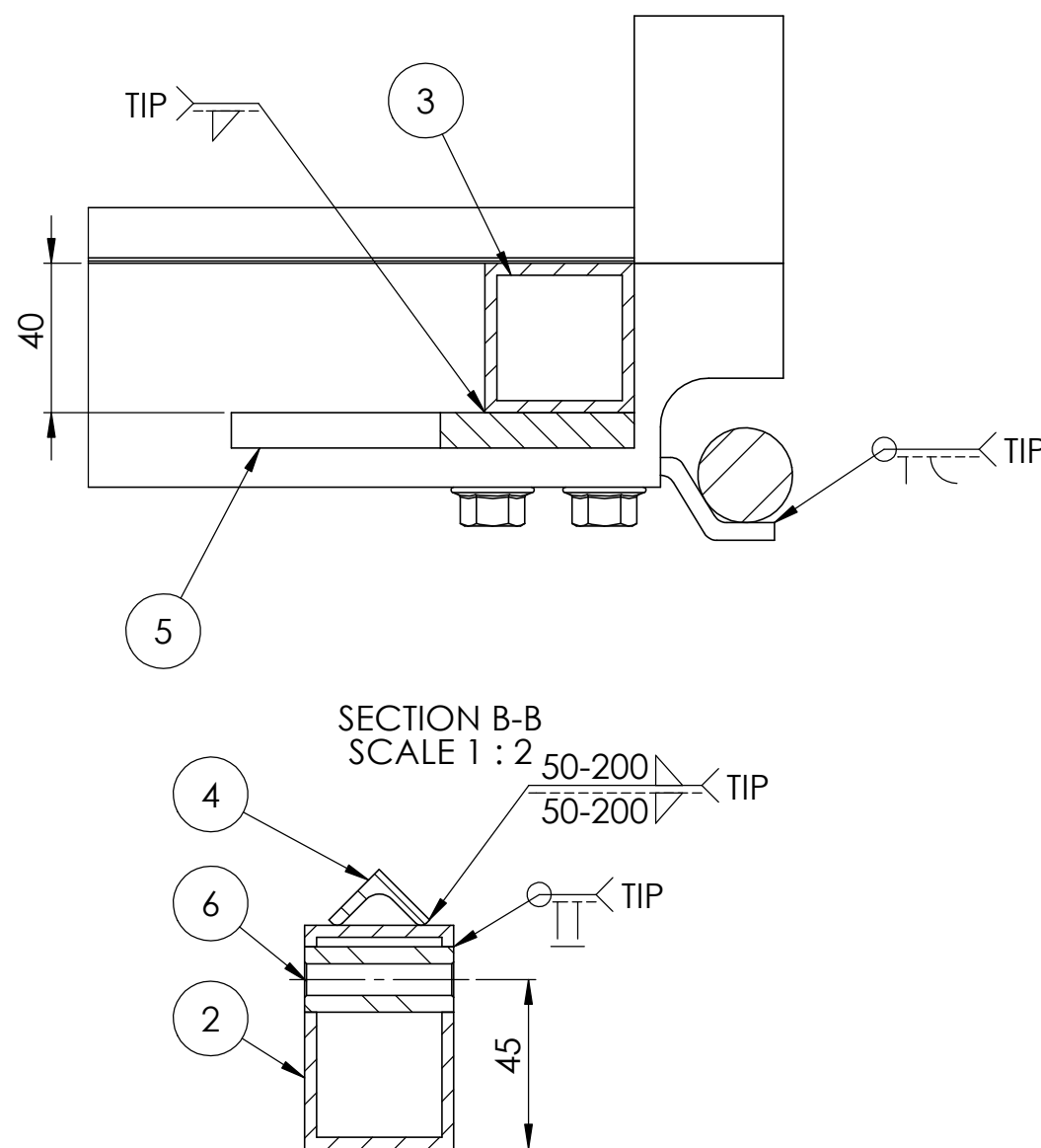
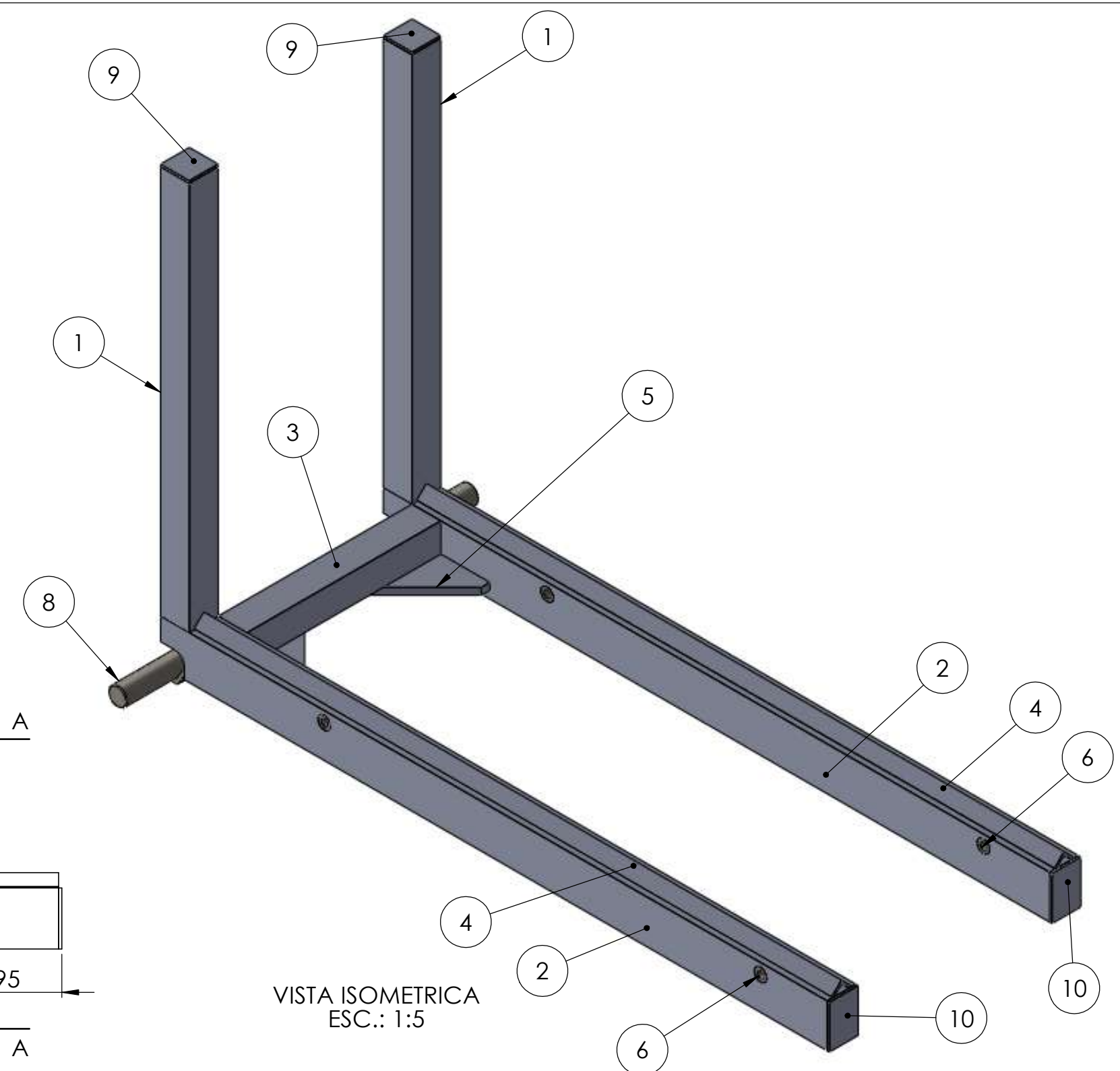
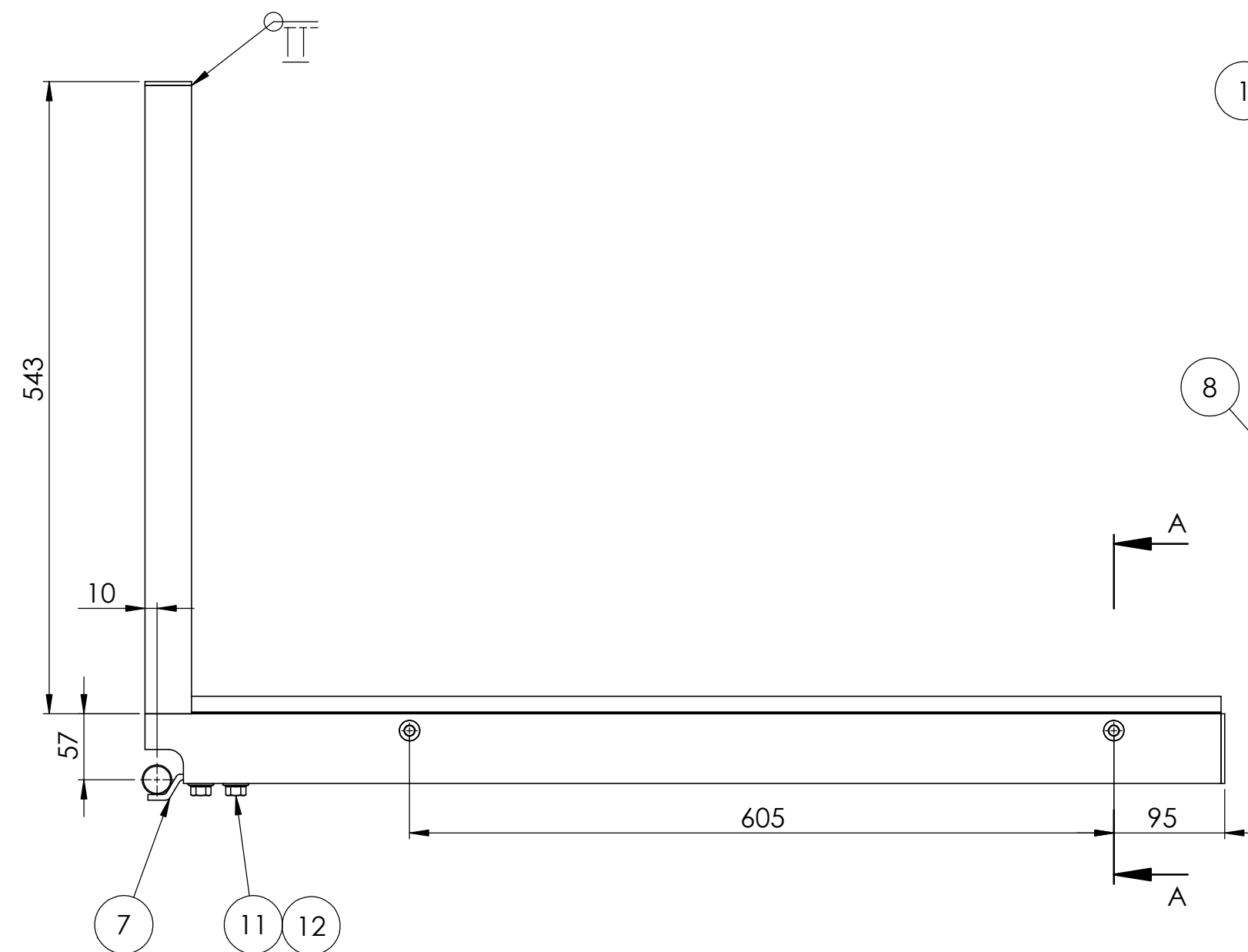
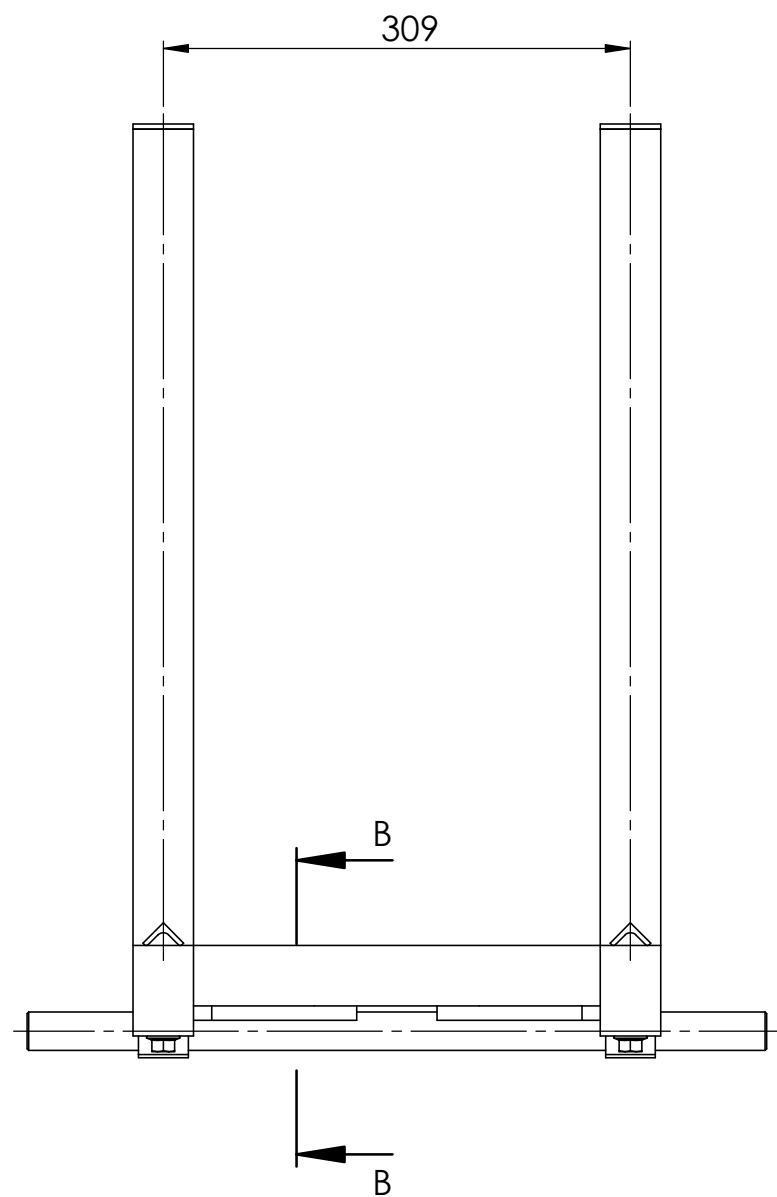
1	Redondo Ø12,7mm - 55	SAE 1045	8	0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000BTP Rosario, Sta. Fe 				
TITULO:				
Eje rueda guiador ext-45,9				
DIBUJO	06/12/24	NOMBRE	ESC	REV
APROBO		MARTIN	1:1 (3:1)	
		REGIARDO		
		SISMONDI		
PLANO:				00
0-N4-S1-P17-02-A				



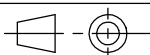
Notas:

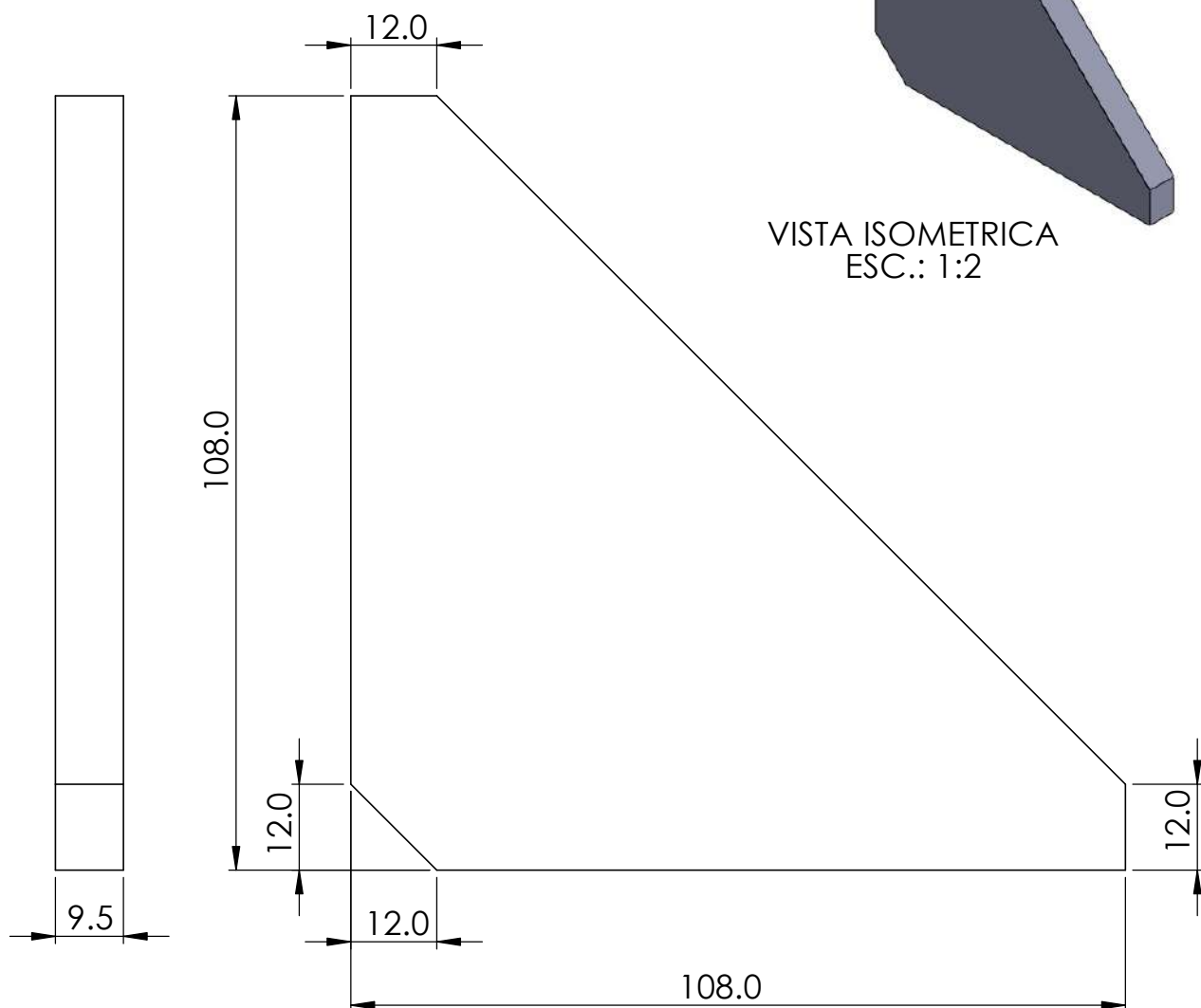
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø40mm - 15			GRILLON	8	0
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 FODA FACULTAD DE INGENIERIA Y AGROMENSURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO  eim Escuela de Ingeniería y Agromensura Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agromensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 200. 32000STP Rosario, Sta. Fe <td colspan="3">TITULO: Rueda Ø36x14,1</td>				TITULO: Rueda Ø36x14,1		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S1-P17-02-B		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	4:1 (2:1)			00
		REGIARDO				
APROBO		SISMONDI				



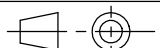
- Notas:
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
 2. Matar cantos vivos
 3. Soldaduras no acotadas seran de cateto minimo igual al 70% del espesor minimo a unir
 4. Colocar POS.9 y POS.10 en todos los extremos de tubos estructurales

POS.	DENOMINACION		OBS.	CANT.	
1	TUBO 40x40x540x3,2		Comercial	2	
2	TUBO 40x60x925x3,2		Comercial	2	
3	TUBO 40x40x269x3,2		Comercial	1	
4	Perfil L 3/4"x3/4"x1/8"x885		Comercial	2	
5	Escuadra 108x108x3/8		0-N4-S2-P5	2	
6	Buje traba		0-N4-S2-P6	4	
7	Placa sop eje de rotacion		0-N4-S2-P9	2	
8	Eje de rotacion Ø25,4x489-SAE1045		0-N4-S2-P10	1	
9	Placa 40x40x1/8-1010			2	
10	Placa 40x40x1/8-1010			2	
11	Tornillo de brida hexagonal M10x1.5x25 Pesado		Comercial	4	
12	Tuerca hexagonal con brida M10x1.5		Comercial	4	
1	Mesa de giro		-	1	18,9
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Químicas, Ingeniería y Aeronáutica UNIVERSIDAD NACIONAL DE MAR DEL PLATA C.C. 301 - Avda. 1400 - 7600 - Mar del Plata - Pcia. B.  <td colspan="3">TITULO: Mesa de giro</td>			TITULO: Mesa de giro		
FECHA 06/12/24 NOMBRE MARTIN REGIARDO SISMONDI ESC 1:2  <td colspan="2">PLANO: 0-N4-S2</td> <td>REV 00</td>			PLANO: 0-N4-S2		REV 00



Notas:

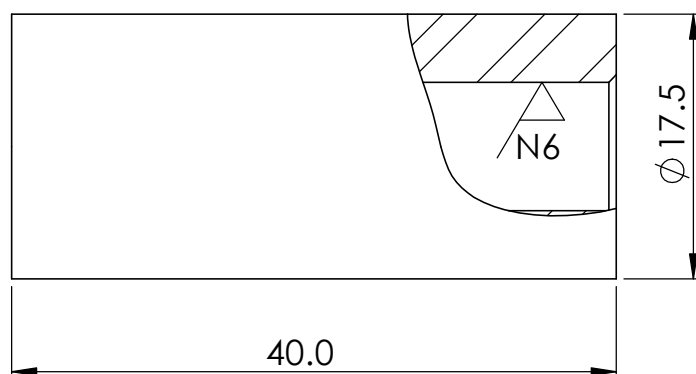
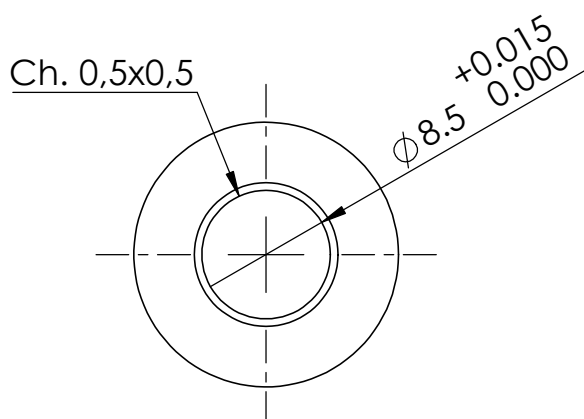
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Placa 108x108x3/8"			SAE 1010	2	0,8
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000STP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Escuadra 108x108x3/8		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S2-P5		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:2(1:1)			
APROBO		REGIARDO				
		SISMONDI		00		

N8/(N6)



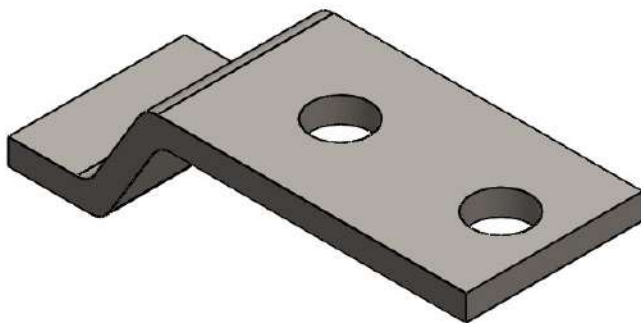
VISTA ISOMETRICA
ESC.: 2:1



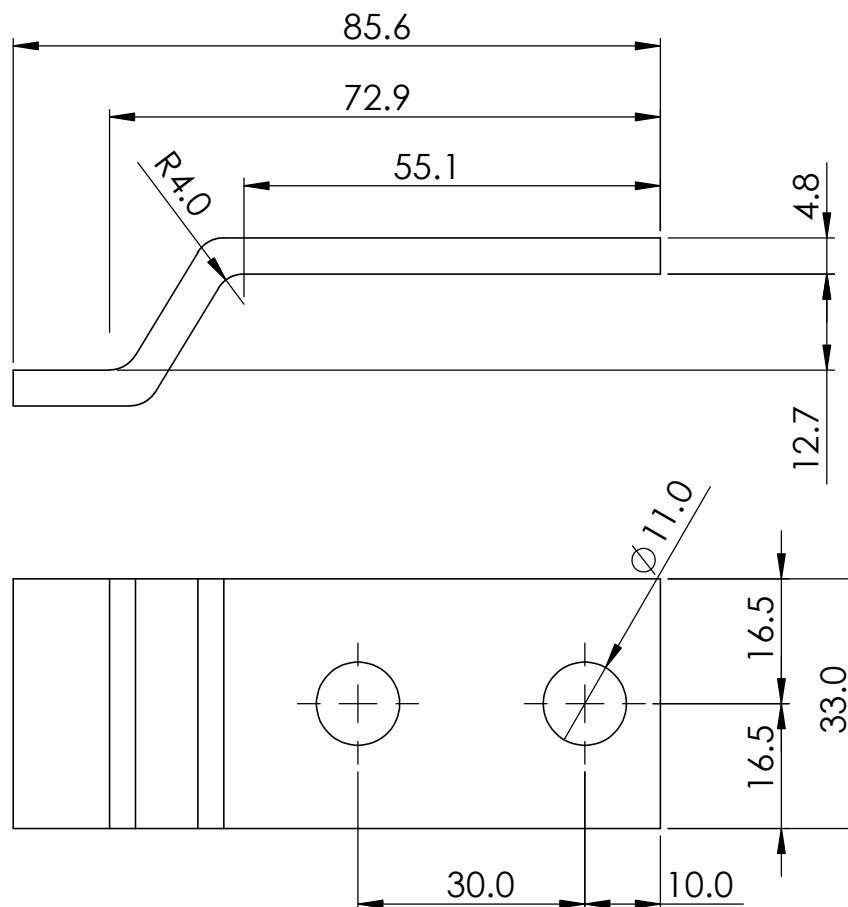
Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø3/4"x44			SAE 1045	4	0,1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000STP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Buje traba		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S2-P6		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	2:1			
APROBO		REGIARDO				00
		SISMONDI				

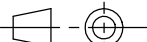


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:1

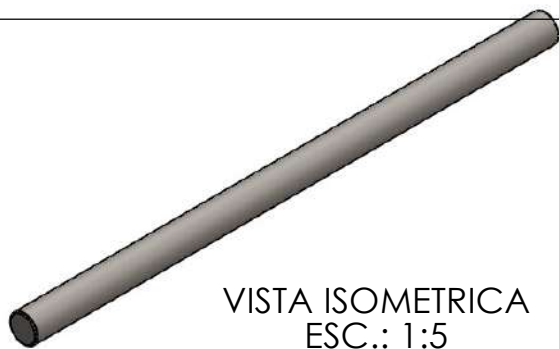


Notas:

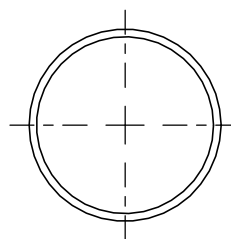
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Placa 84x33x3/16"			SAE 1010	2	0,8	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO	
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe 				TITULO:			
				Placa sop eje de rotacion			
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1			0-N4-S2-P9	00
APROBO		REGIARDO					
		SISMONDI					

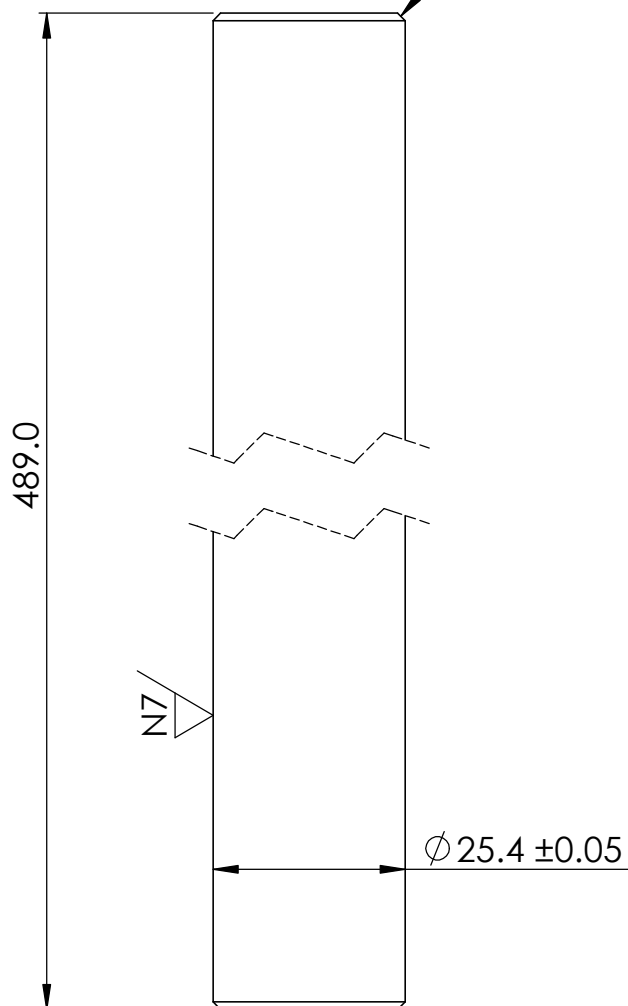
N9/(N7)



VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:5



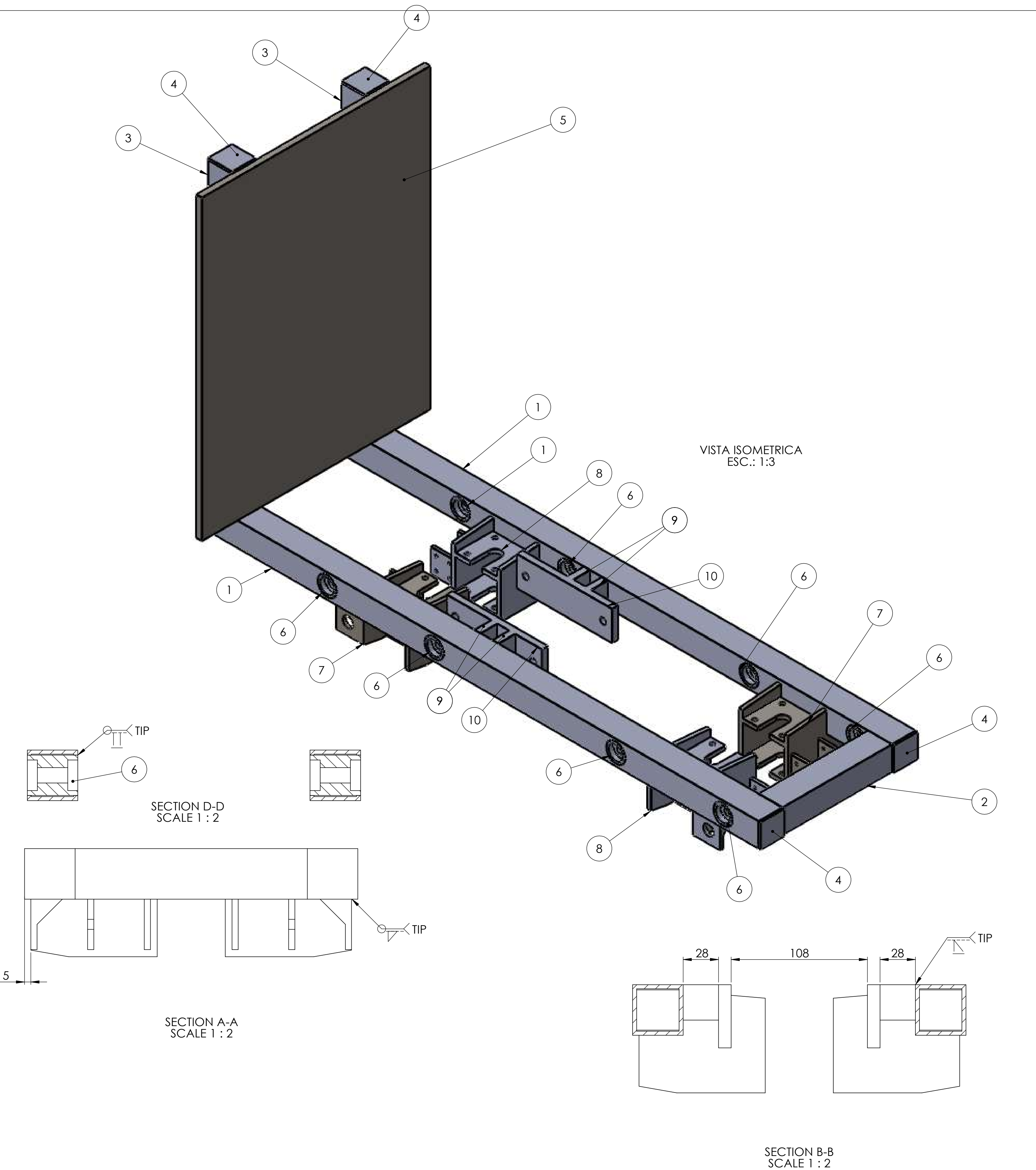
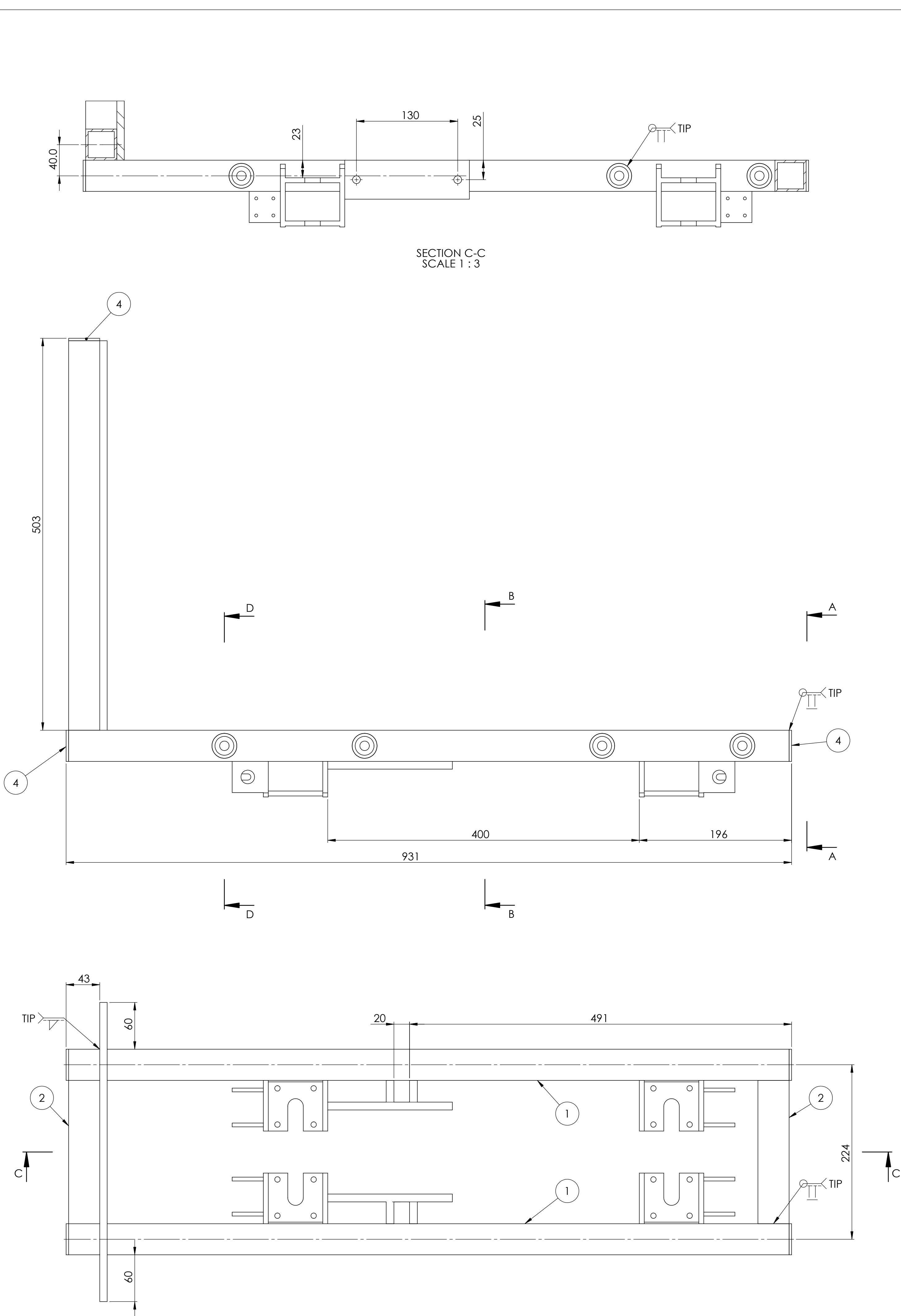
Ch. 1x1



Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø20mm - 130			SAE 1045-TREFILADO		1	2	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO	
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Eje de rotacion Ø25,4x489-SAE1045				
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S2-P10			REV	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:5(1:1)					00
APROBO		REGIARDO SISMONDI						



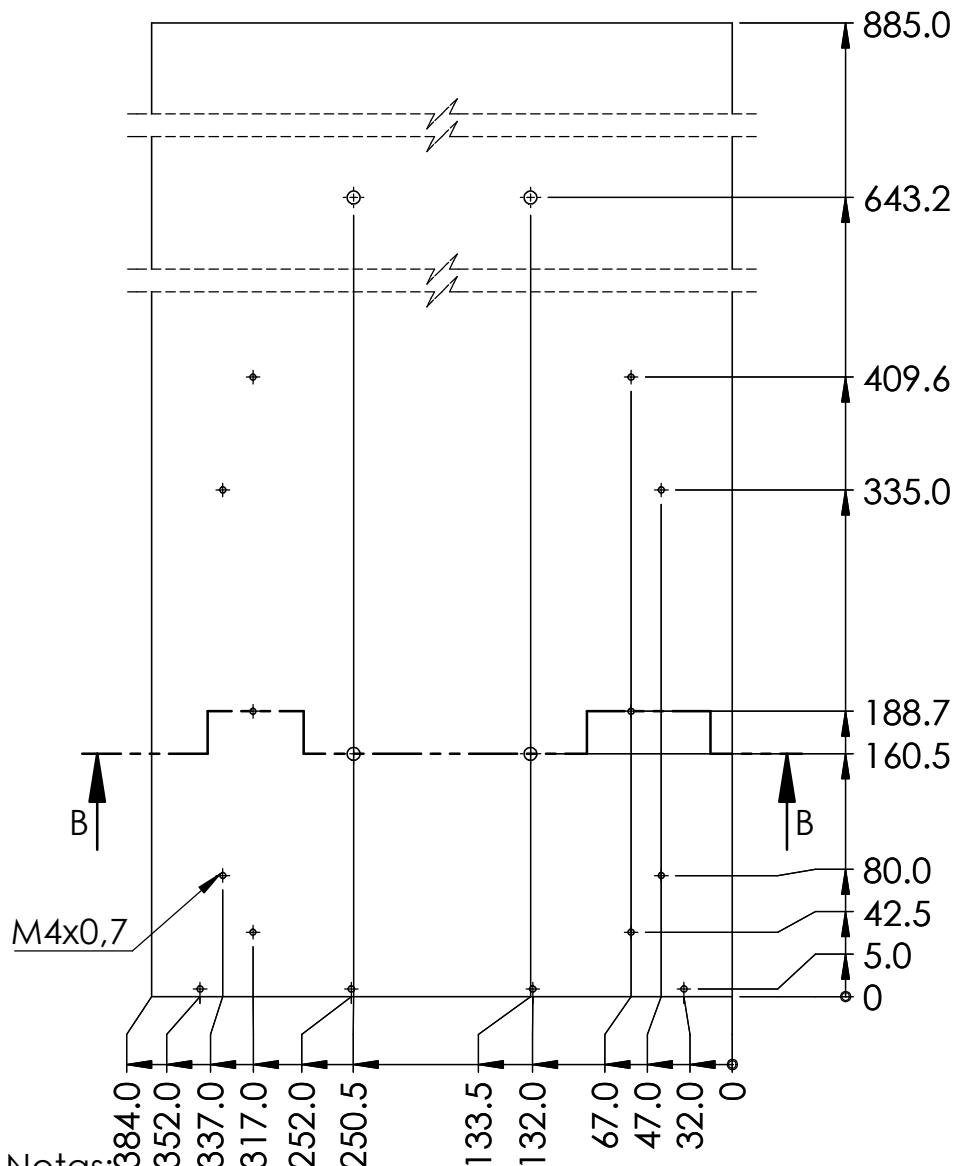
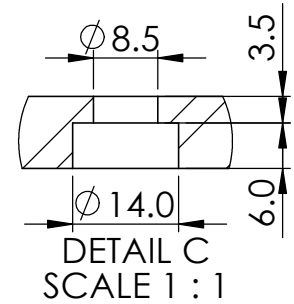
POS.	DENOMINACION	OBS.	CANT.
1	Tubo 40x40x925x3,2	Comercial	2
2	Tubo 40x40x184x3,2	Comercial	2
3	Tubo 40x40x500x3,2	Comercial	2
4	Placa 40x40x1/8-1010	Comercial	6
5	Placa 500x384x3/8	0-N4-S3-P1-06	1
6	Buje rueda mesa porta block	0-N4-S3-P1-09	8
7	Soporte cilindro mesa 1	0-N4-S3-P1-10	2
8	Soporte cilindro mesa 2	0-N4-S3-P1-11	2
9	Placa 28x28x3/8-1010	Comercial	4
9	Placa 160x50x3/8-1010	Comercial	2

Notas:			
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media			
2. Matar cantos vivos			
3. Soldaduras no acotadas seran de cateto minimo igual al 70% del espesor minimo a unir			
4. Colocar POS.4 en todos los extremos de tubos estructurales			
1	Conjunto soldado	SAE 1010	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.
TITULO:		Conjunto soldado mesa porta block	
PLANO:		0-N4-S3-P1	REV
00			

M4x0,7

0,05

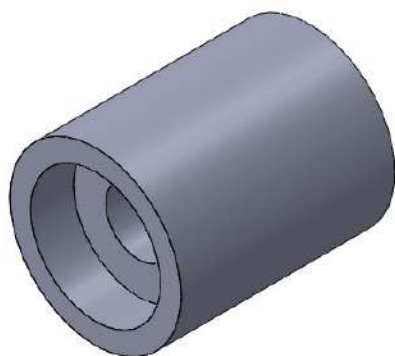
N8

SECTION B-B
SCALE 1 : 2VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:15

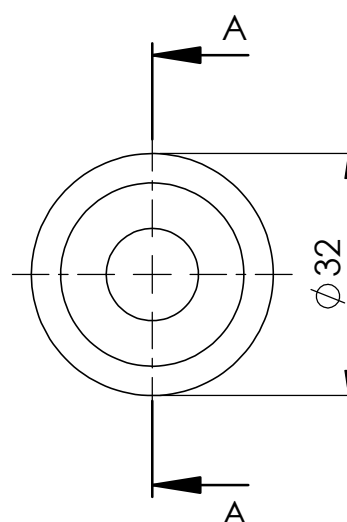
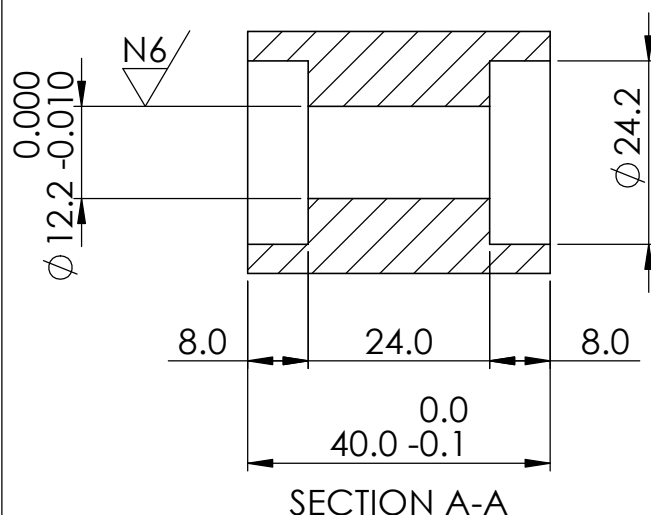
Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Placa 885x384x3/8"	HARDOX 450	1	23
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe		TITULO: Placa 885x384x3/8"		
	FECHA	NOMBRE	ESC	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:15(1:5)	
APROBO		REGIARDO		
		SISMONDI		
PLANO: 0-N4-S3-P1-06			REV	00



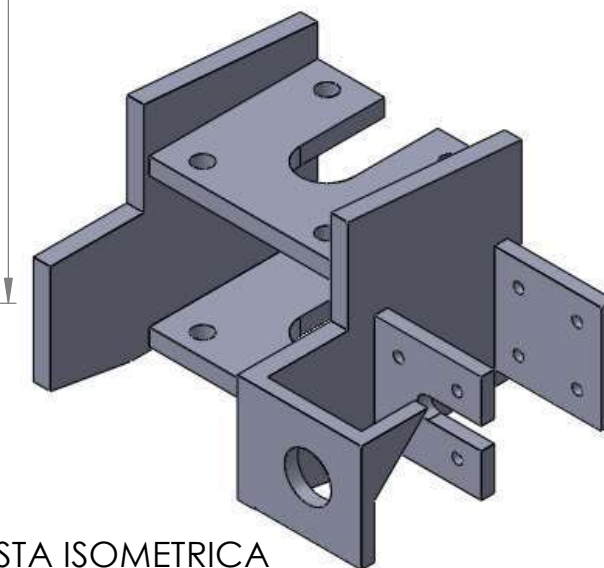
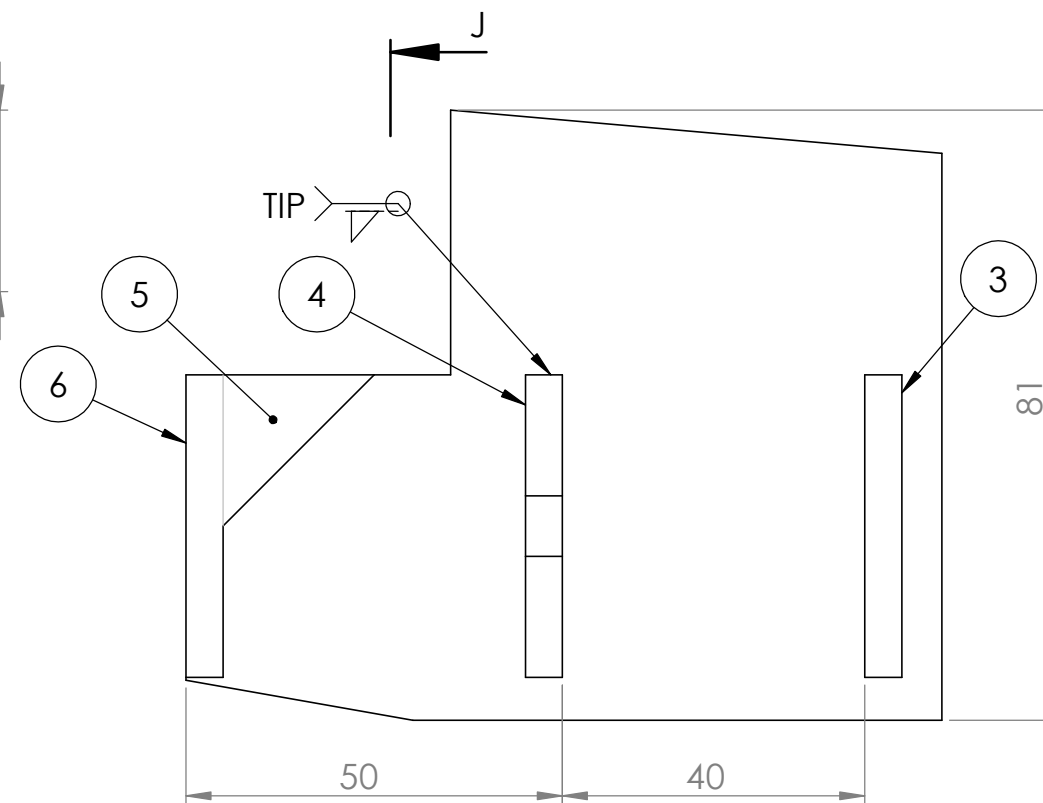
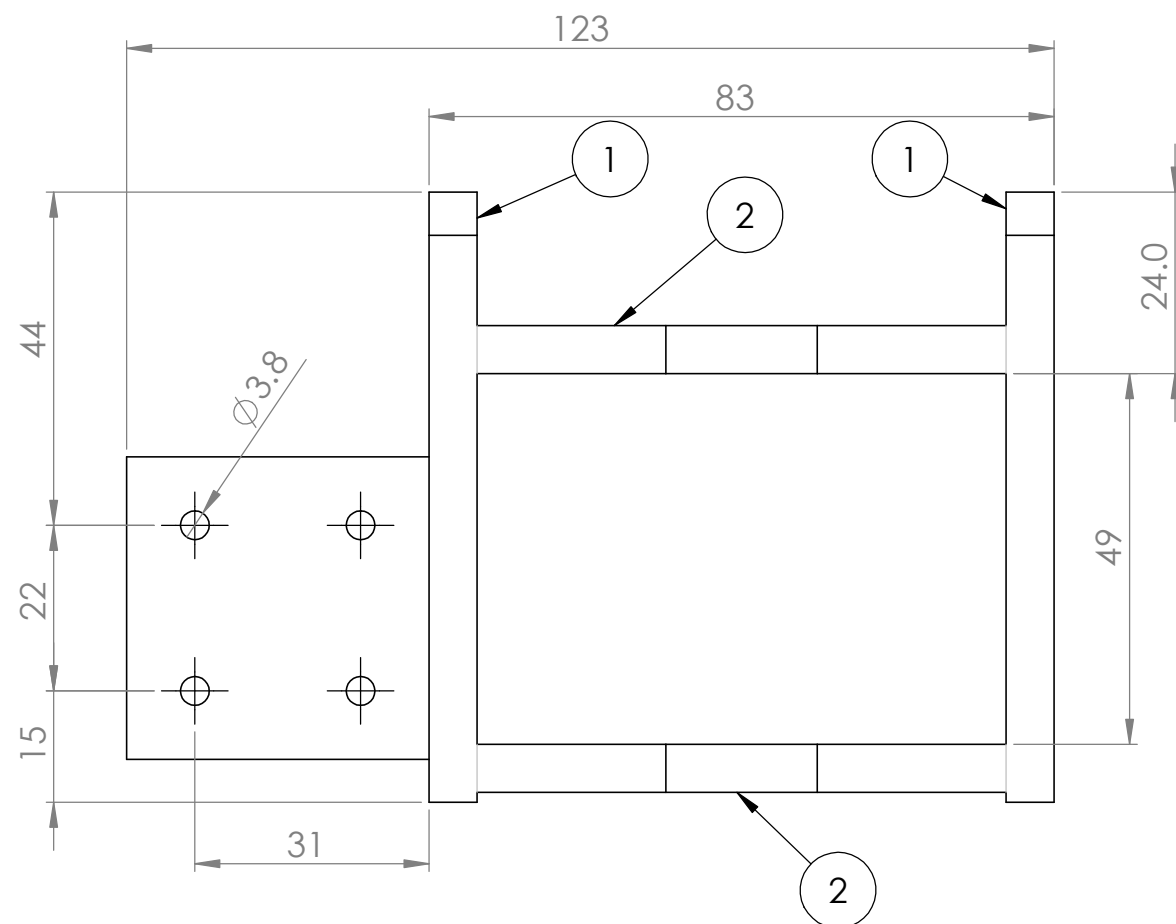
VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:1



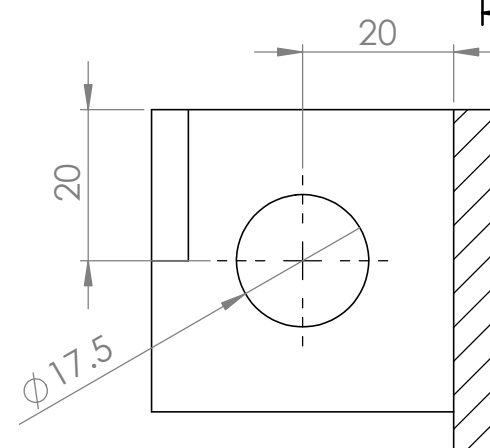
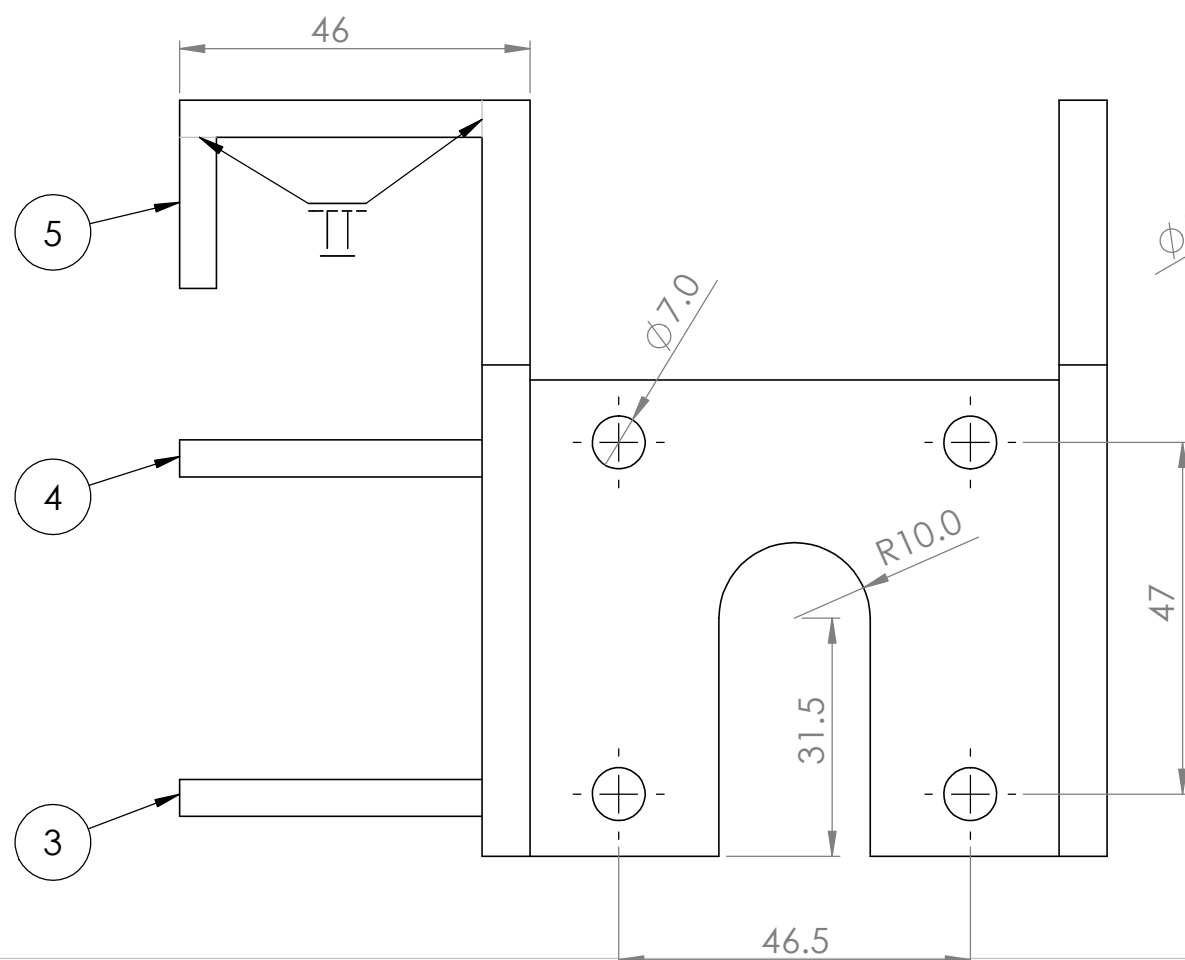
Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø1 1/4"x42			SAE 1045	8	0,1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 32000STP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Buje rueda mesa porta block		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S3-P1-09		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1			00
		REGIARDO				
APROBO		SISMONDI				



VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:2



SECTION J-J
SCALE 1 : 1

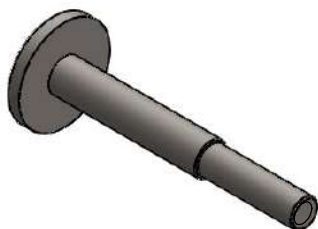
POS.	DENOMINACION	OBS.	CANT.
1	PLACA 100x81x1/4"-1010		2
2	PLACA 70x63x1/4"-1010		2
3	PLACA 40x40x1/4"-1010		1
4	PLACA 40x40x1/4"-1010		1
5	PLACA 40x40x1/4"-1010		1
6	PLACA 20x20x1/4"-1010		1

Notas:

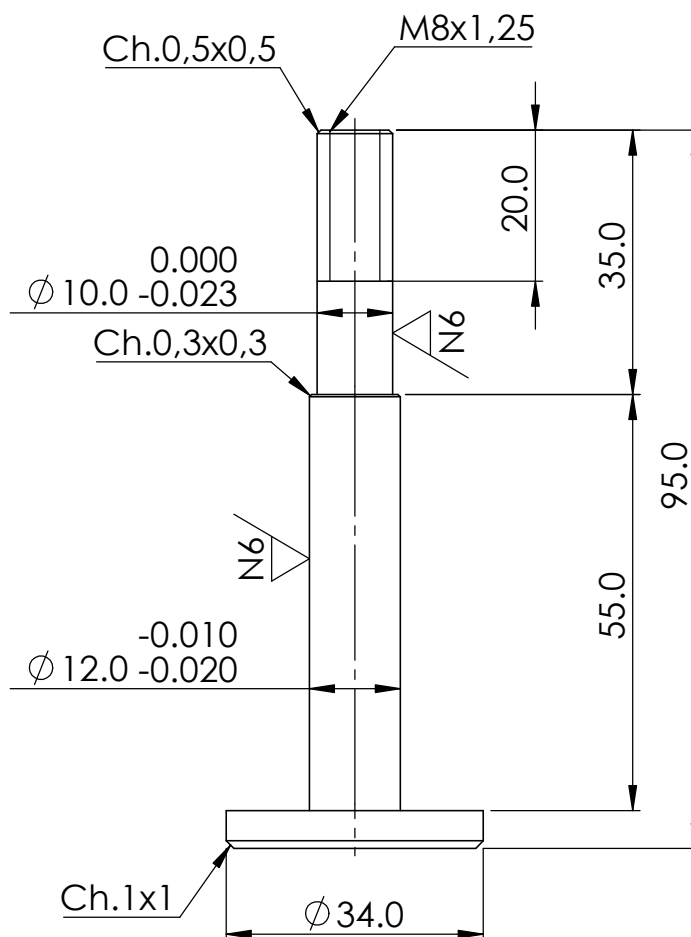
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos
3. Soldaduras no acotadas seran de cateto minimo igual al 70% del espesor minimo a unir

1	SOPORTE CILINDRO MESA 2	SAE 1010	2	1,1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO:		
		Soporte cilindro mesa 2		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESC	REV
APROBO	06/12/24	MARTIN	1:2(1:1)	00
		REGIARDO	PLANO:	
		SISMONDI	0-N4-S3-P1-11	

N8/(N6)

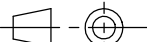


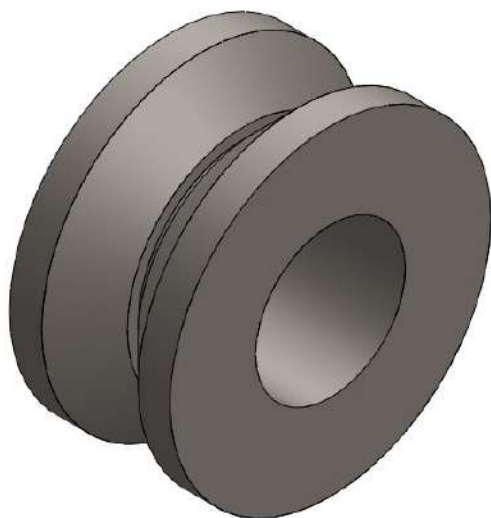
VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:2



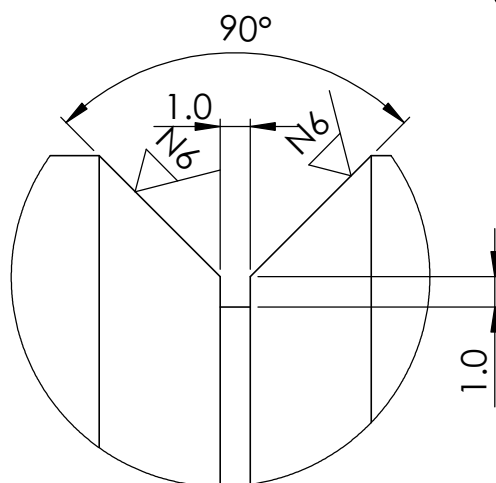
Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

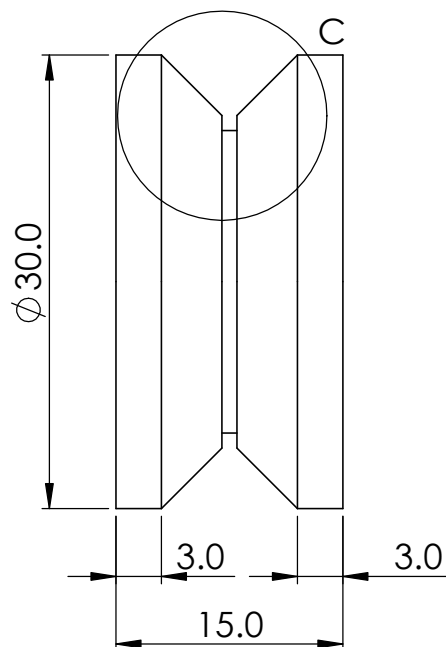
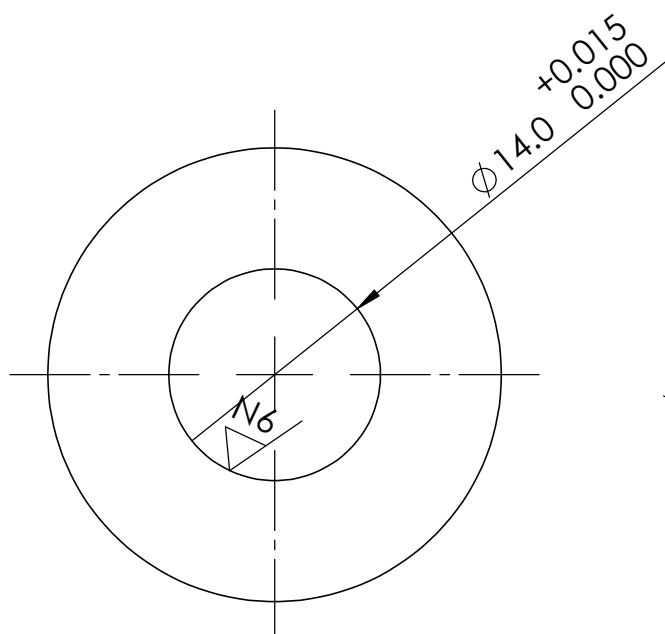
1	Redondo Ø34mm - 100			SAE 1045	8	0,1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe 				TITULO: Eje rueda mesa porta block		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S3-P9		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:2(1:1)			00
APROBO		REGIARDO				
		SISMONDI				



VISTA ISOMETRICA
ESC.: 2:1

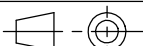


DETAIL C
ESC.: 4 : 1



Notas:

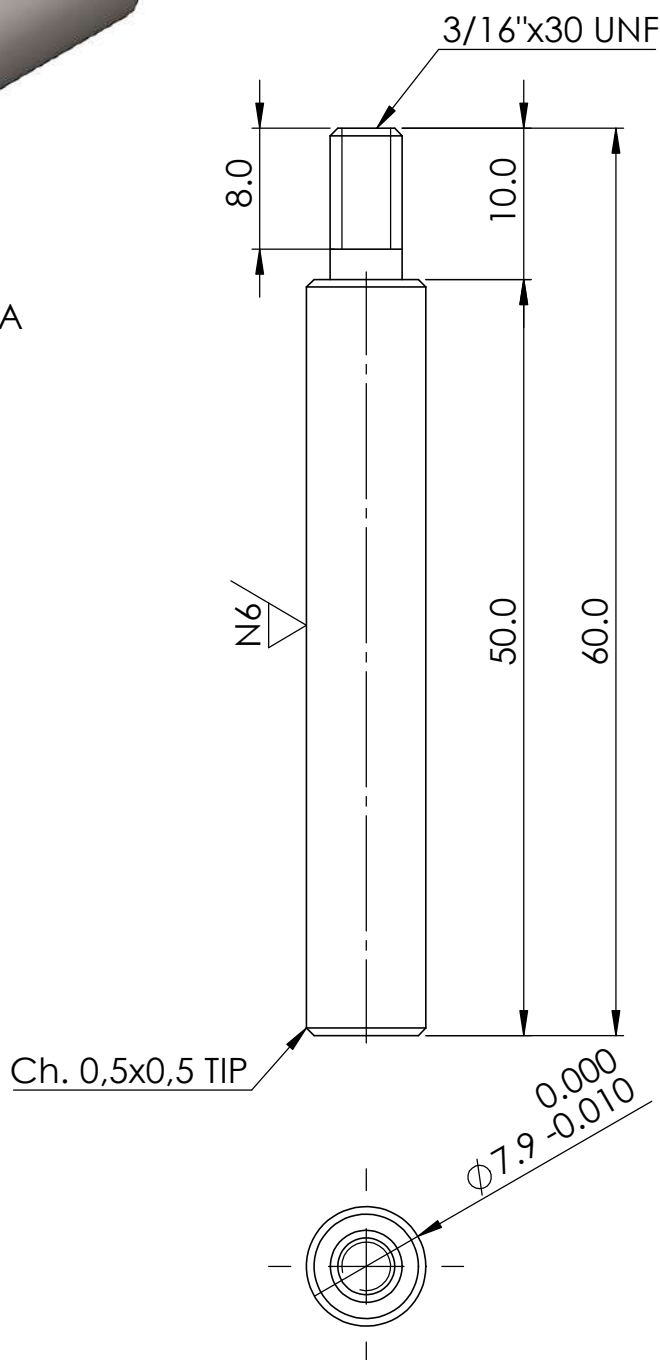
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø1 1/4"x20			SAE 1045	8	0,1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta., Fe				TITULO: Rueda mesa porta block		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S3-P10		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	2:1			
APROBO		REGIARDO				00
		SISMONDI				

N8/(N6)

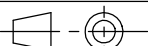


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 2:1

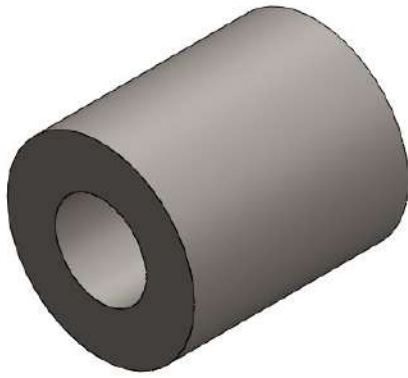


Notas:

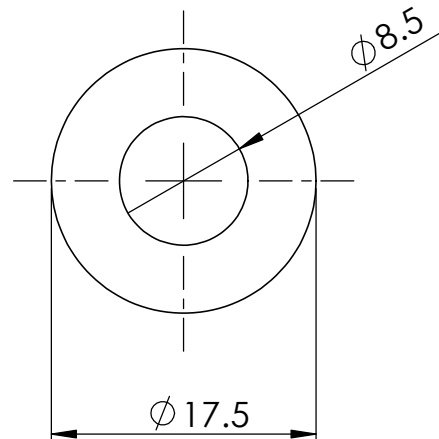
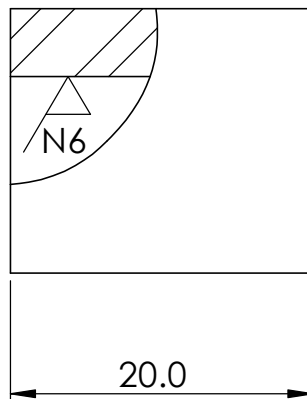
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø3/8"x65			SAE 1045	4	0,1
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250, S2003TP Rosario, Sta. Fe				TITULO: Pasador		
	FECHA	NOMBRE	ESC 2:1	PLANO: 0-N4-S3-P18		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN				
		REGIARDO				
APROBO		SISMONDI				00

N8/(N6)

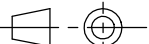


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 2:1

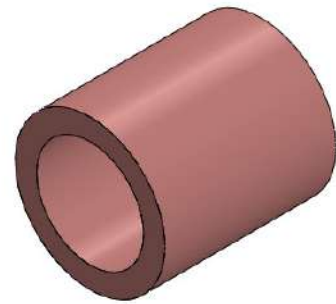


Notas:

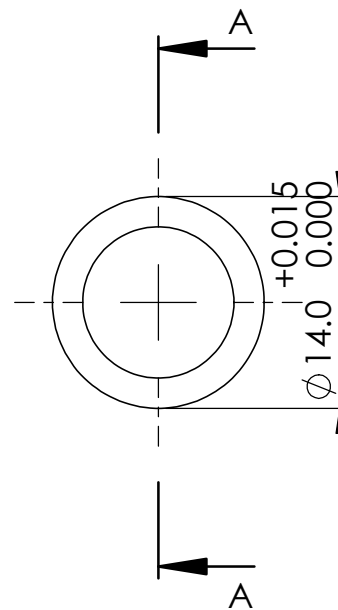
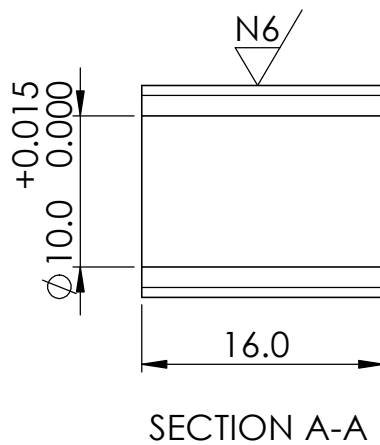
1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø3/4"x24			SAE 1045	4	0,1		
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO		
 FEDERACION CHILENA DE INGENIEROS AGRICOLAS  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO  eim Escuela de Ingeniería y Mantenimiento Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 200. 32000BTP Rosario, Sta. Fe <td colspan="3">TITULO:</td> <td colspan="2"></td>				TITULO:				
				Buje pasador				
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV		
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	2:1			00		
APROBO		REGIARDO						
				0-N4-S3-P19				
								

N8/(N6)

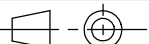


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 2:1

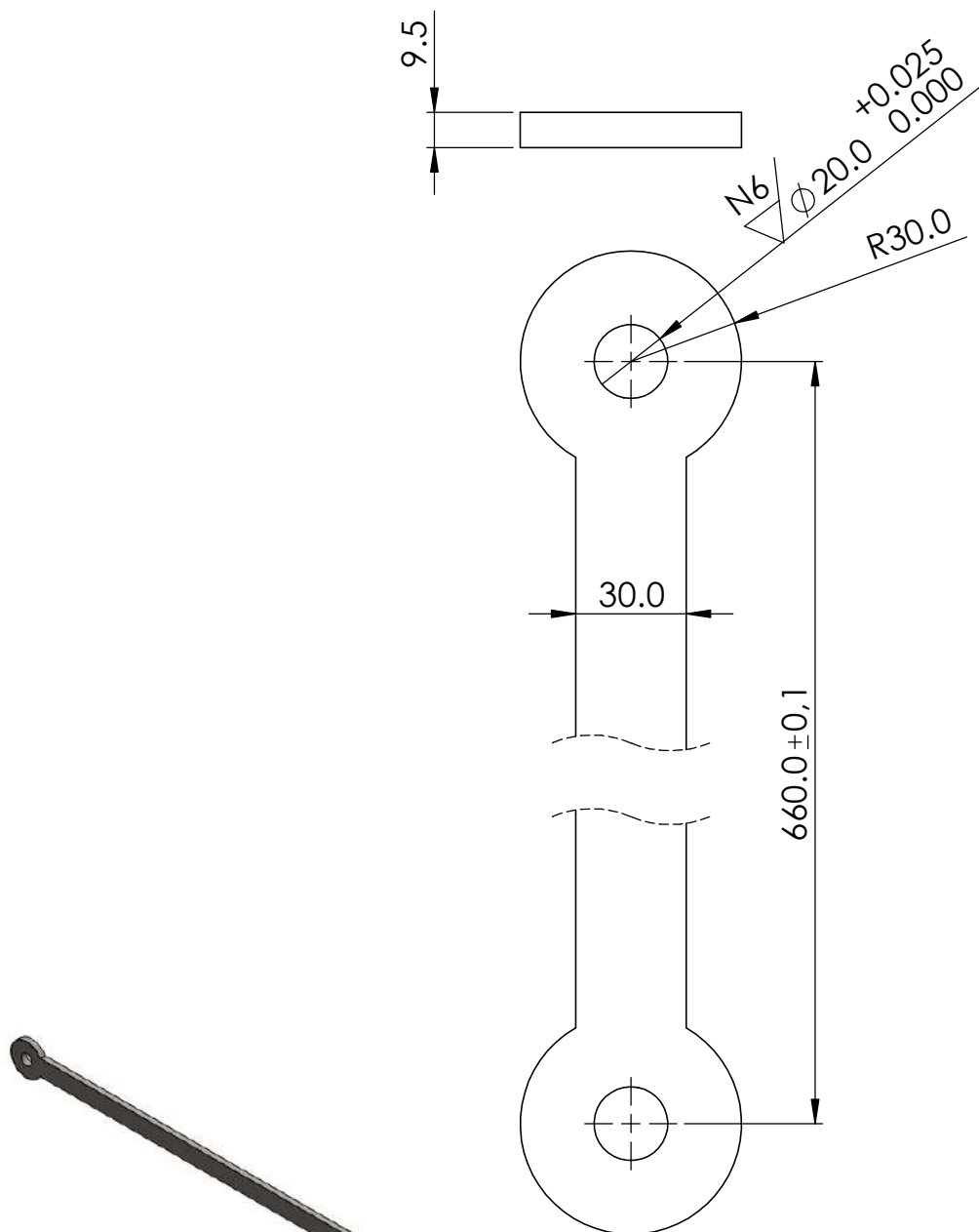


Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos

1	Redondo Ø40x17			Bronce SAE 64		8	0,1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO	
 FCEA FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERIA Y AGRIMENSURA  UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe  eim Escuela de Ingeniería y Agrimensura <td colspan="4">TITULO:</td>				TITULO:				
				Buje bronce rueda				
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:			REV	
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	2:1				0-N4-S3-P23	00
APROBO		REGIARDO						
		SISMONDI						

N9 / (N6)



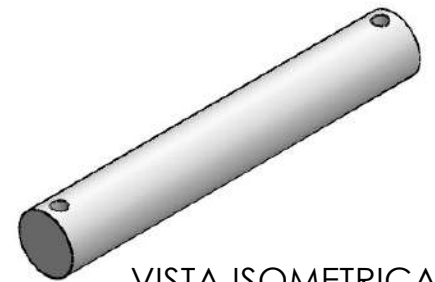
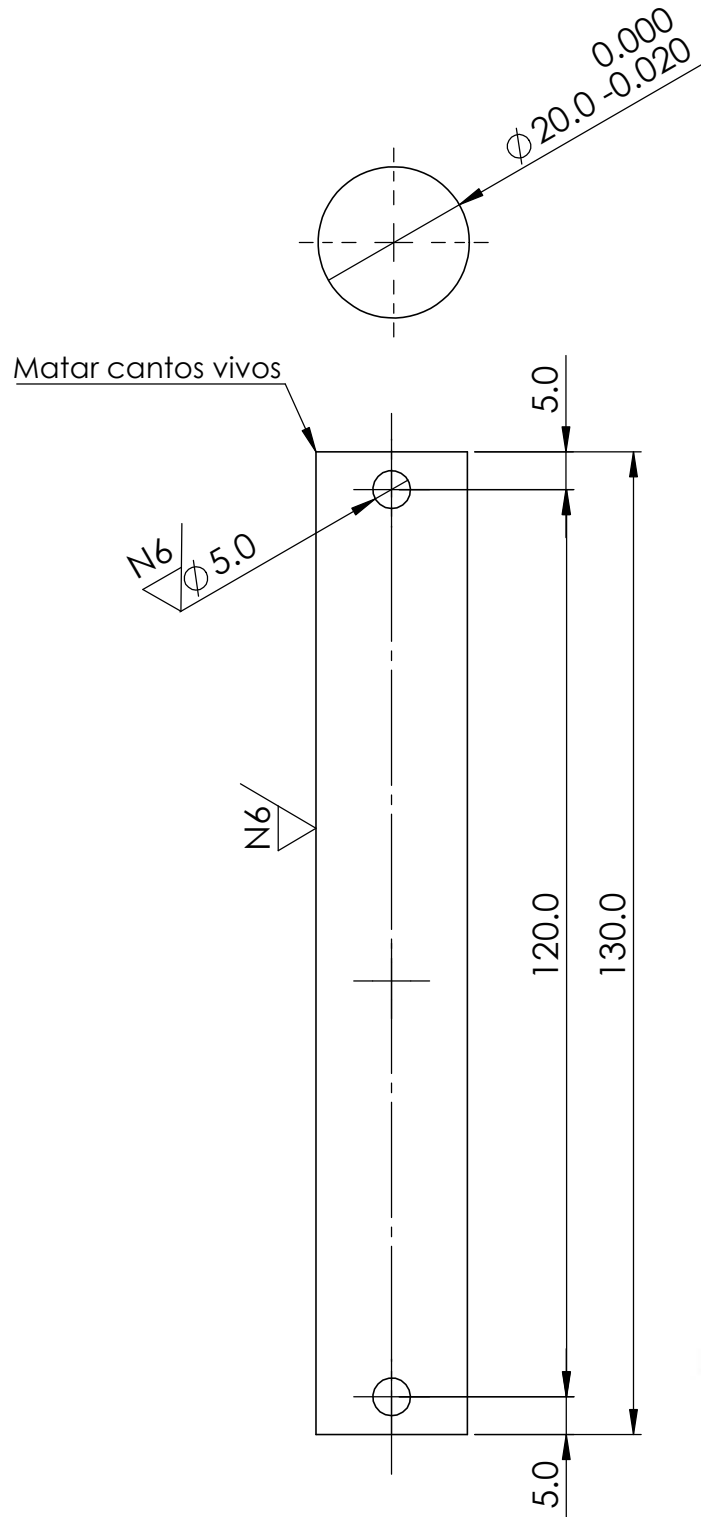
VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:10

Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media
2. Matar cantos vivos
3. Agujeros Ø20 realizar mediante arranque de viruta. Rugosidad N6

1	Placa 720x60x3/8"			SAE 1045	2	1,7
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S2000STP Rosario, Sta. Fe				TITULO:		
				Brazo		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:10(1:2)			
APROBO		REGIARDO				
				0-N4-S4-P3-01		00

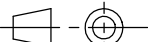
N9/(N6)

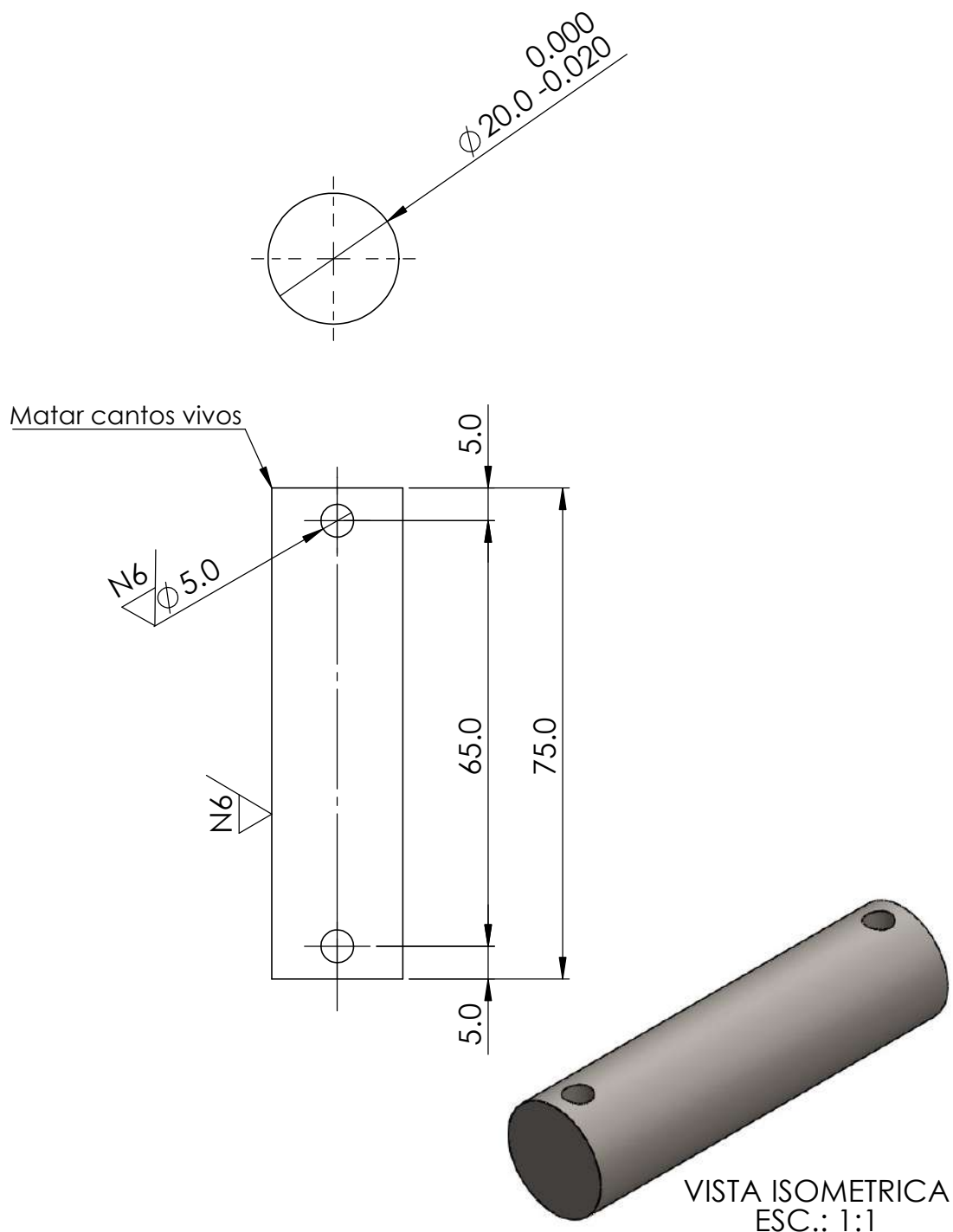


VISTA ISOMETRICA
ESC.: 1:2

Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media

1	Redondo Ø20mm - 130			SAE 4140 Bonificado	1	0,3
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. 320003TP Rosario, Sta. Fe 				TITULO: Eje Unión Cilindro-Brazo-Estructura		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO: 0-N4-S4-P3-02		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:2(1:1)			00
		REGIARDO				
APROBO		SISMONDI				

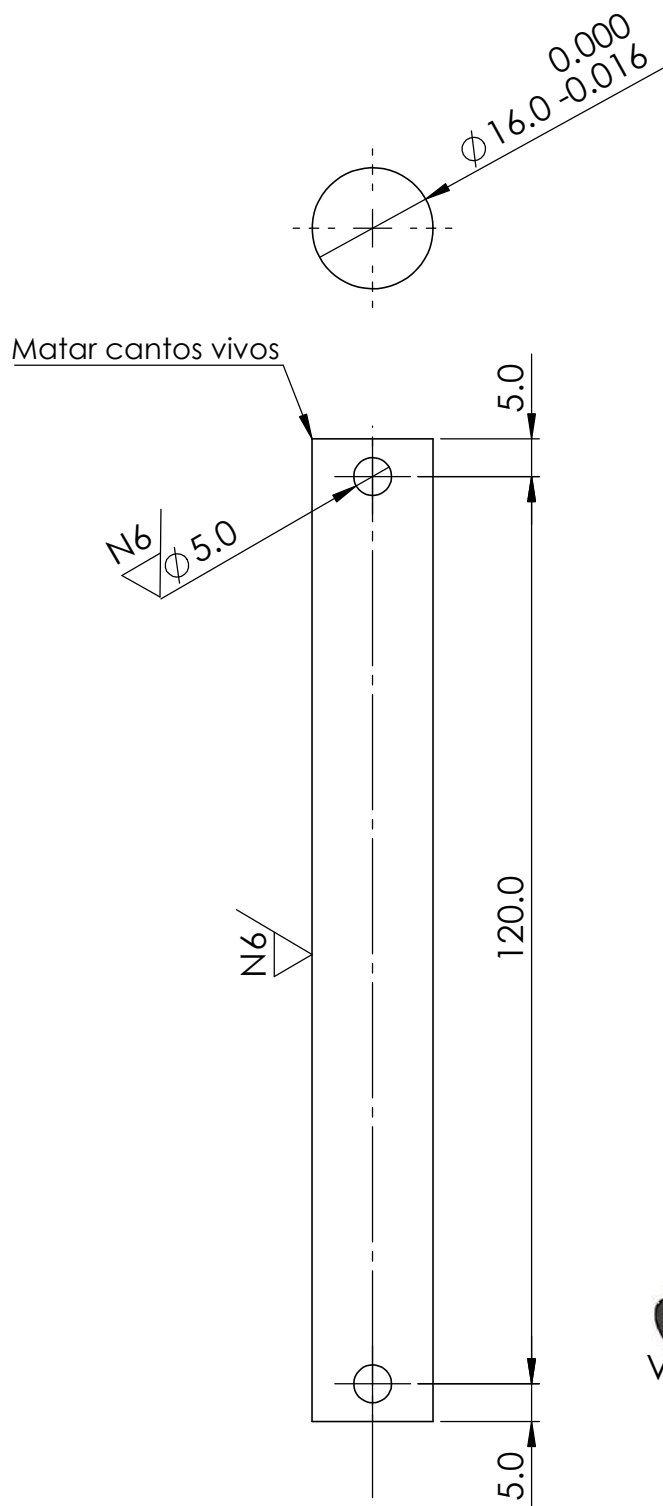


Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media

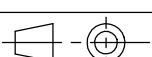
1	Redondo Ø20mm - 65			SAE 1045	1	0,2
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  Facultad de Ciencias exactas, ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S20003TP Rosario, Sta. Fe				TITULO:		
				Eje Unión Cilindro-Brazo palanca		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1			0-N4-S4-P4
APROBO		REGIARDO				
						00
</						

N9/(N6)

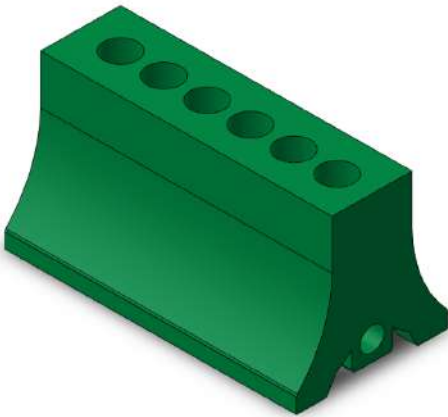
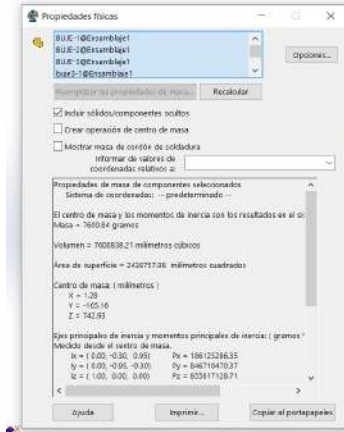
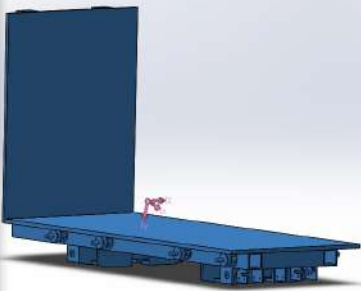
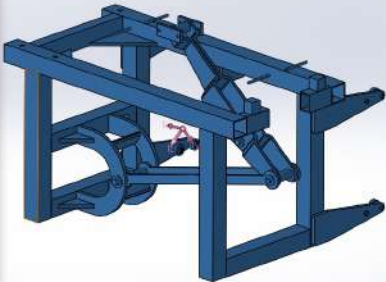
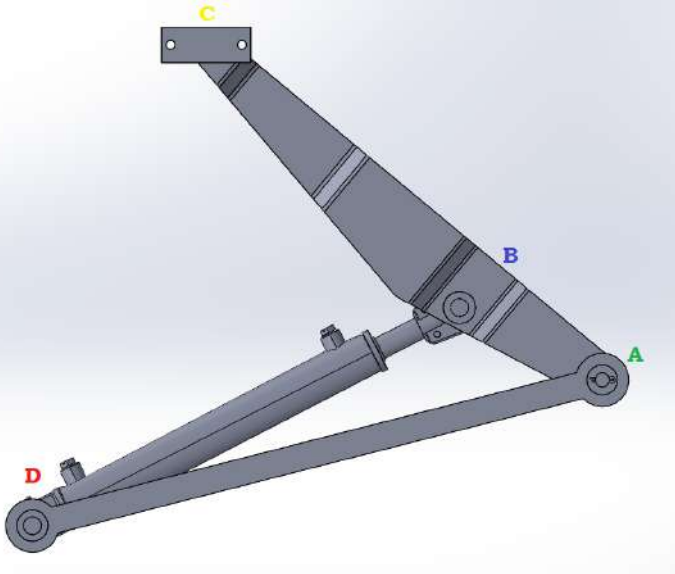


Notas:

1. Tolerancias no acotadas segun DIN 2768 Calidad media

1	Redondo Ø16mm - 130			SAE 1045	1	0,2
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO Av. Pellegrini 250. S20003TP Rosario, Sta. Fe				TITULO:		
				Eje Unión Brazo-Brazo palanca		
	FECHA	NOMBRE	ESC	PLANO:		REV
DIBUJO	06/12/24	MARTIN	1:1			
APROBO		REGIARDO				00
		SISMONDI		0-N4-S4-P7		

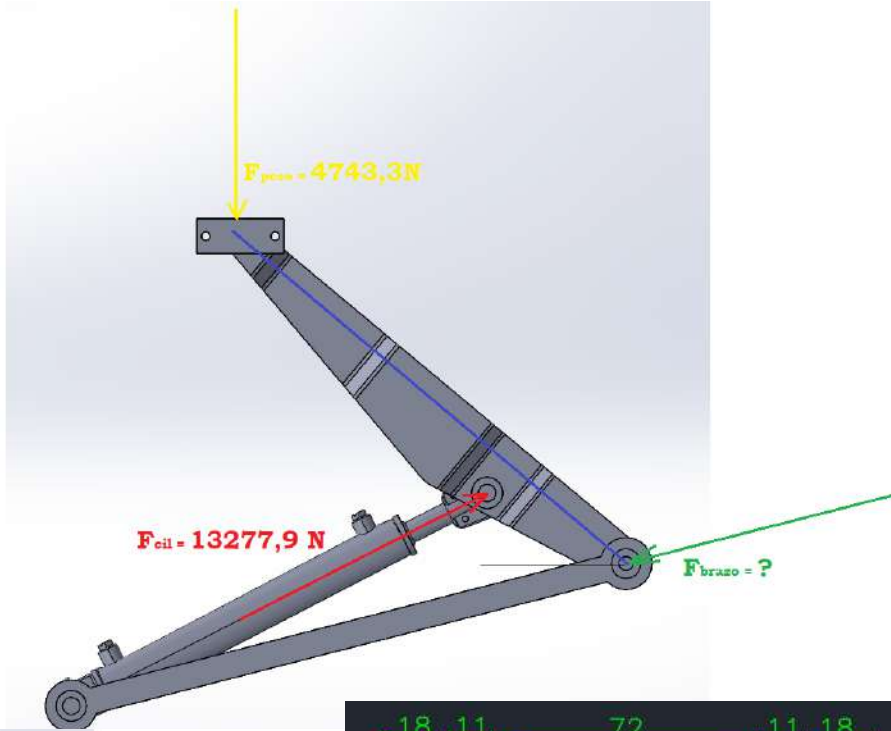
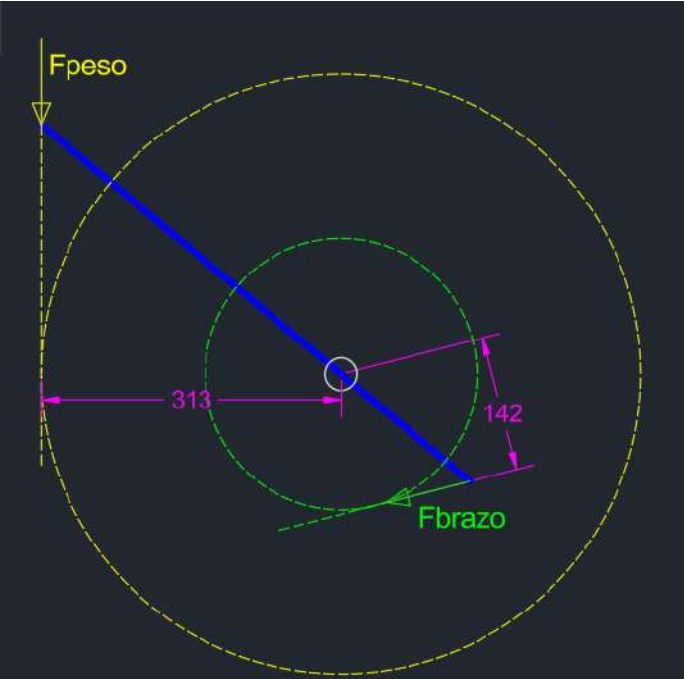
Memoria de cálculo

	Peso		Descripcion	IMAGEN
Block	250	kg	Consideramos el peor caso con el block de 6 cilindros y 9L que pesa 250kg bruto.	
Primer mesa	72.3	kg	Este es el peso de la mesa que realiza el movimiento 4 y 5.	   
Segunda mesa	71.9	kg	Este es el peso de la mesa que realiza el resto de los movimientos. Que hace de soporte al cilindro y eleva al block.	 
Ubicación puntos de interés			A: Unión Brazo-Brazo palanca B: Unión Cilindro-Brazo palanca C: Unión Brazo palanca-Mesa D: Unión Cilindro-Brazo-Estructura	

CALCULO EJE PUNTO A

Fpeso	4743.3	N
Dist A	313	mm
Dist B	142	mm
Fbrazo total	10455.3	N
F brazo ind	5227.6	N
F brazo palanca	5227.6	N
Verificación dimensional		
Diámetro eje	16	mm
Material eje	SAE1045	
Sigma adm	340	MPa
F seguridad	1.5	
Tau adm	170	MPa
Tau	52.00	N/mm2
	52.00	MPa

Previamente se habia contemplado otro 1,5 en las cargas



Esfuerzo cortante de diseño-esfuerzo cortante vertical invertido

Los puntos sobre un eje donde no se aplica par torsional, y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, con frecuencia están sujetos a **fuerzas cortantes verticales importantes**, que entonces son las que gobiernan el análisis de diseño. Esto suele suceder cuando un cojinete soporta un extremo de un eje, y cuando esa parte del eje no transmite par torsional alguno.

La figura 12-9(a) muestra la distribución de esfuerzos cortantes verticales en una sección transversal circular en esas condiciones. Observe que el esfuerzo cortante máximo está en el eje neutro del eje, esto es, en el diámetro. El esfuerzo disminuye de manera aproximadamente parabólica hasta cero en la superficie externa del eje. Recuerde que, según la resistencia de materiales, el esfuerzo cortante vertical máximo para el caso especial de una sección transversal circular sólida se puede calcular con

$$\tau_{max} = 4V/3A$$

Pag.543 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

Resistencia al corte, s_{ys} y s_{us}

Tanto la resistencia de fluencia como la resistencia última al corte (s_{ys} y s_{us} , respectivamente) son importantes propiedades de los materiales. Desafortunadamente rara vez se mencionan estos valores. Se usarán las siguientes estimaciones:

$$s_{ys} = s_y/2 = 0.50 s_y = \text{resistencia de fluencia al corte} \quad (2-3)$$

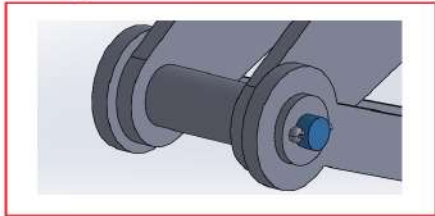
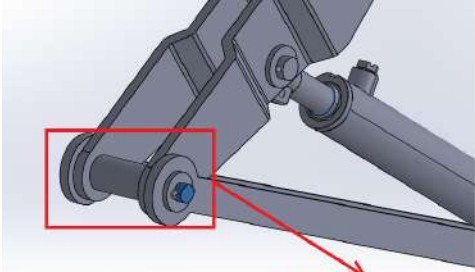
$$s_{us} = 0.75 s_u = \text{resistencia última al corte} \quad (2-4)$$

Pag.35 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

Propiedades Mecánicas.

Resistencia a la tracción, R_m	640 Mpa
Límite Elástico $R_{p0.2}$	340 Mpa
Reducción de área, Z	40%
Elongación, A_5	20%

Pag.2 (Ficha técnica EUROPER)



Fcilindro	13277.9	N
F brazo palanca	6638.95	N
Verificación dimensional		
Diámetro eje	20	mm
Material eje	SAE1045	
Sigma adm	340	MPa
F seguridad	1.5	
Tau adm	170	MPa
Tau	42.26	N/mm2
	42.26	MPa

Previamente se habia contemplado otro 1,5 en las cargas

Esfuerzo cortante de diseño-esfuerzo cortante vertical invertido

Los puntos sobre un eje donde no se aplica par torsional, y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, con frecuencia están sujetos a fuerzas cortantes verticales importantes, que entonces son las que gobiernan el análisis de diseño. Esto suele suceder cuando un cojinete soporta un extremo de un eje, y cuando esa parte del eje no transmite par torsional alguno.

La figura 12-9(a) muestra la distribución de esfuerzos cortantes verticales en una sección transversal circular en esas condiciones. Observe que el esfuerzo cortante máximo está en el eje neutro del eje, esto es, en el diámetro. El esfuerzo disminuye de manera aproximadamente parabólica hasta cero en la superficie externa del eje. Recuerde que, según la resistencia de materiales, el esfuerzo cortante vertical máximo para el caso especial de una sección transversal circular sólida se puede calcular con

$$\tau_{max} = 4V/3A$$

Pag.543 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

Resistencia al corte, s_{ys} Y s_{us}

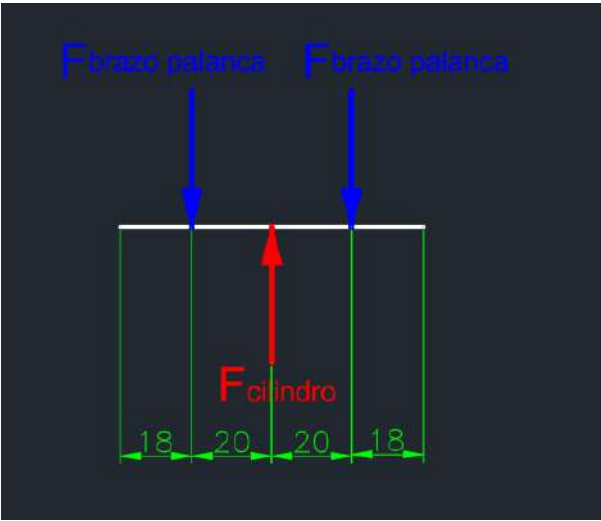
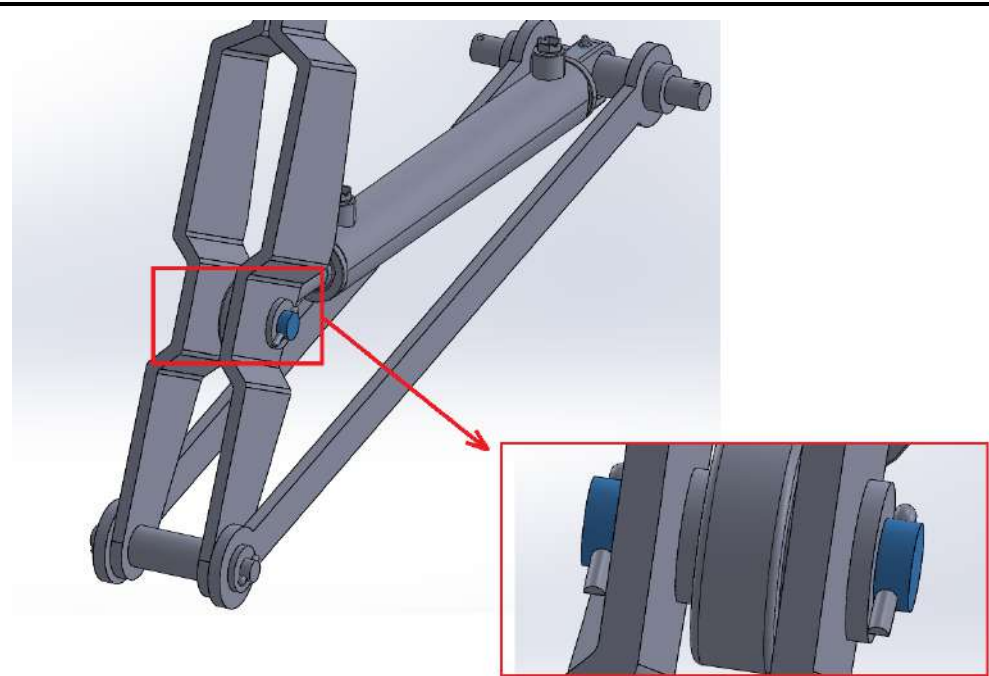
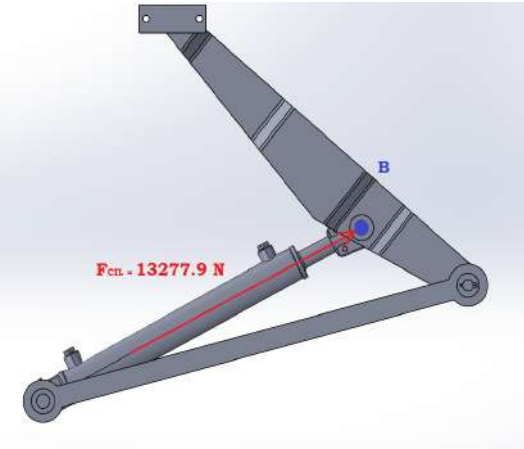
Tanto la resistencia de fluencia como la resistencia última al corte (s_{ys} y s_{us} , respectivamente) son importantes propiedades de los materiales. Desafortunadamente rara vez se mencionan estos valores. Se usarán las siguientes estimaciones:

$$s_{ys} = s_y/2 = 0.50 s_y = \text{resistencia de fluencia al corte} \tag{2-3}$$

$$s_{us} = 0.75s_u = \text{resistencia última al corte} \tag{2-4}$$

Pag.35 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

CALCULO EJE PUNTO B



Propiedades Mecánicas.

Resistencia a la tracción, R_m	640 Mpa
Límite Elástico $R_{p0.2}$	340 Mpa
Reducción de área, Z	40%
Elongación, A_5	20%

Pag.2 (Ficha técnica EUROPER)

CALCULO EJE PUNTO C

Fpeso	4743.3	N
F brazo palanca	2371.7	N
Verificación dimensional		
Diámetro eje	15	mm
Material eje	SAE1045	
Sigma adm	340	MPa
F seguridad	1.5	Previamente se habia contemplado otro 1,5 en las cargas
Tau adm	170	MPa
Tau	26.84	N/mm2
	26.84	MPa

Esfuerzo cortante de diseño-esfuerzo cortante vertical invertido

Los puntos sobre un eje donde no se aplica par torsional, y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, con frecuencia están sujetos a fuerzas cortantes verticales importantes, que entonces son las que gobiernan el análisis de diseño. Esto suele suceder cuando un cojinete soporta un extremo de un eje, y cuando esa parte del eje no transmite par torsional alguno.

La figura 12-9(a) muestra la distribución de esfuerzos cortantes verticales en una sección transversal circular en esas condiciones. Observe que el esfuerzo cortante máximo está en el eje neutro del eje, esto es, en el diámetro. El esfuerzo disminuye de manera aproximadamente parabólica hasta cero en la superficie externa del eje. Recuerde que, según la resistencia de materiales, el esfuerzo cortante vertical máximo para el caso especial de una sección transversal circular sólida se puede calcular con

$\tau_{max} = 4V/3A$

Resistencia al corte, s_{ys} y s_{us}

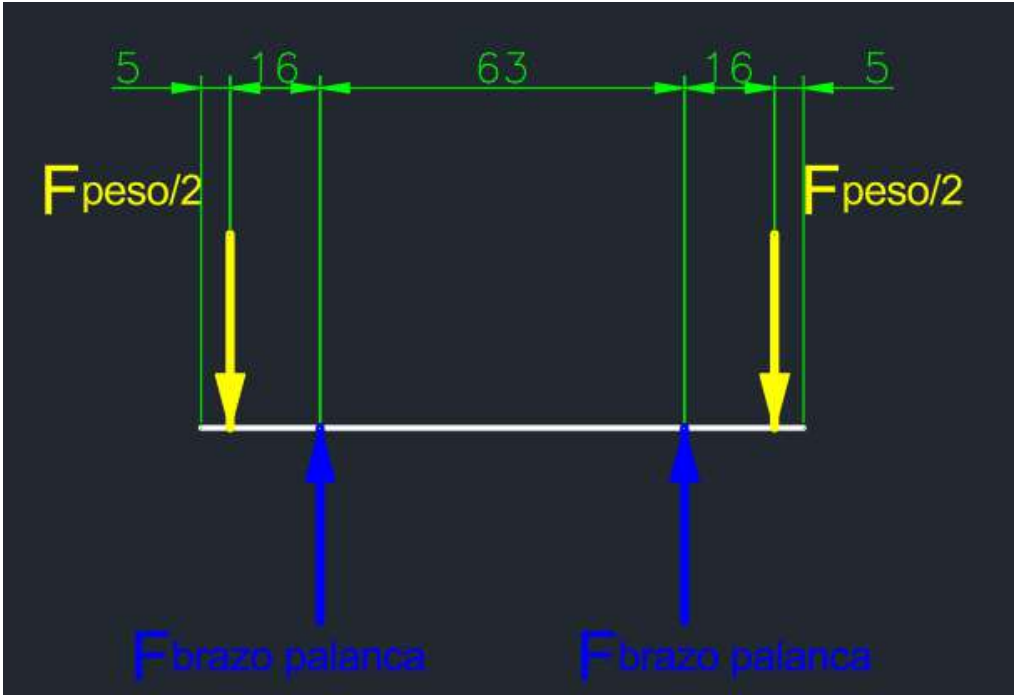
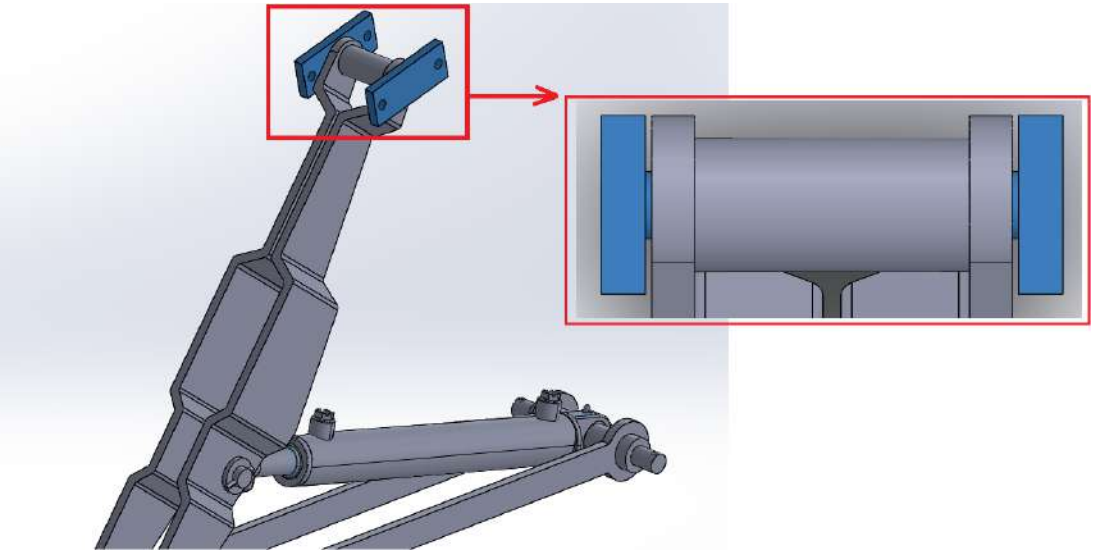
Tanto la resistencia de fluencia como la resistencia última al corte (s_{ys} y s_{us} , respectivamente) son importantes propiedades de los materiales. Desafortunadamente rara vez se mencionan estos valores. Se usarán las siguientes estimaciones:

$s_{ys} = s_y/2 = 0.50 s_y =$ resistencia de fluencia al corte (2-3)

$s_{us} = 0.75s_u =$ resistencia última al corte (2-4)

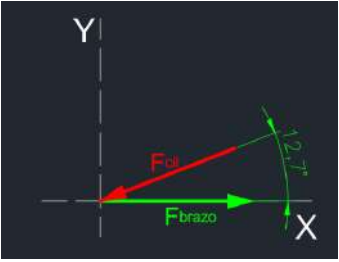
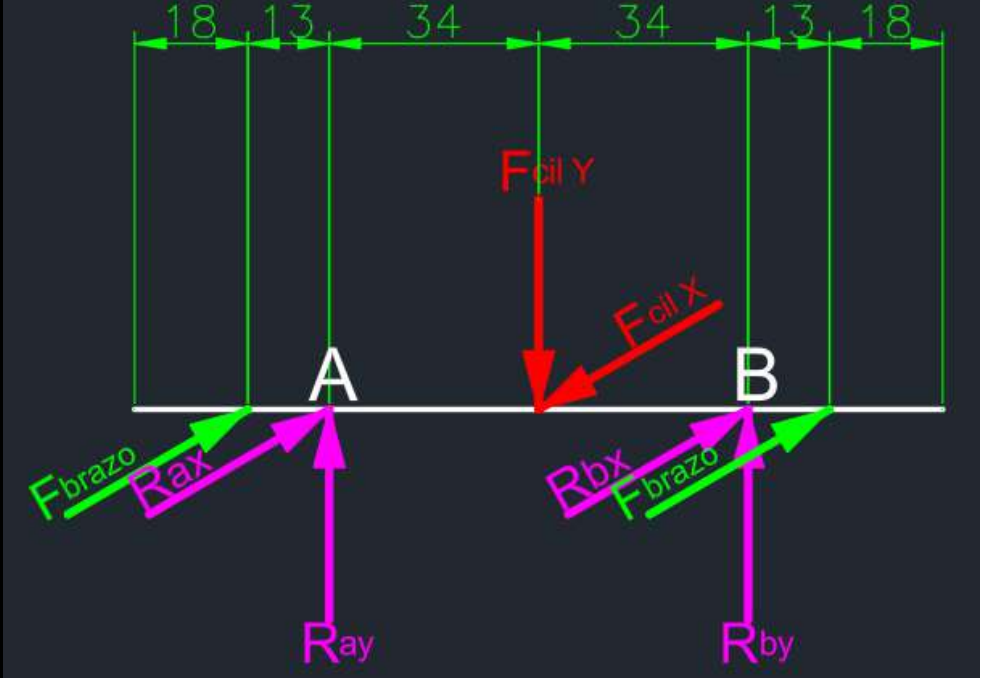
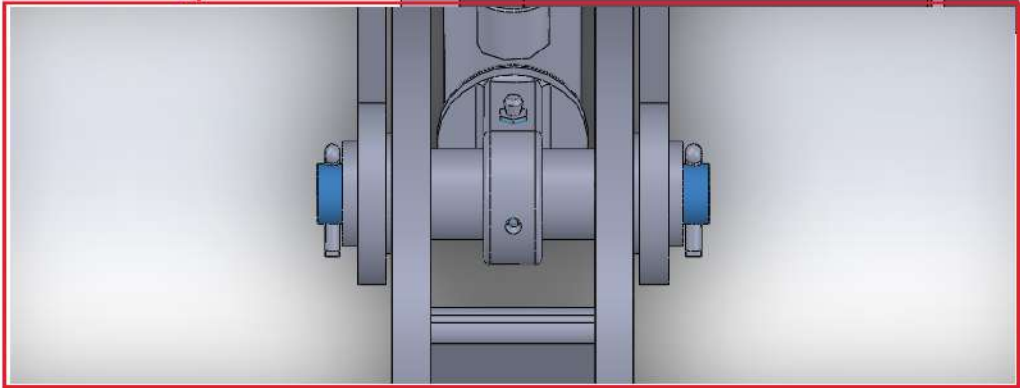
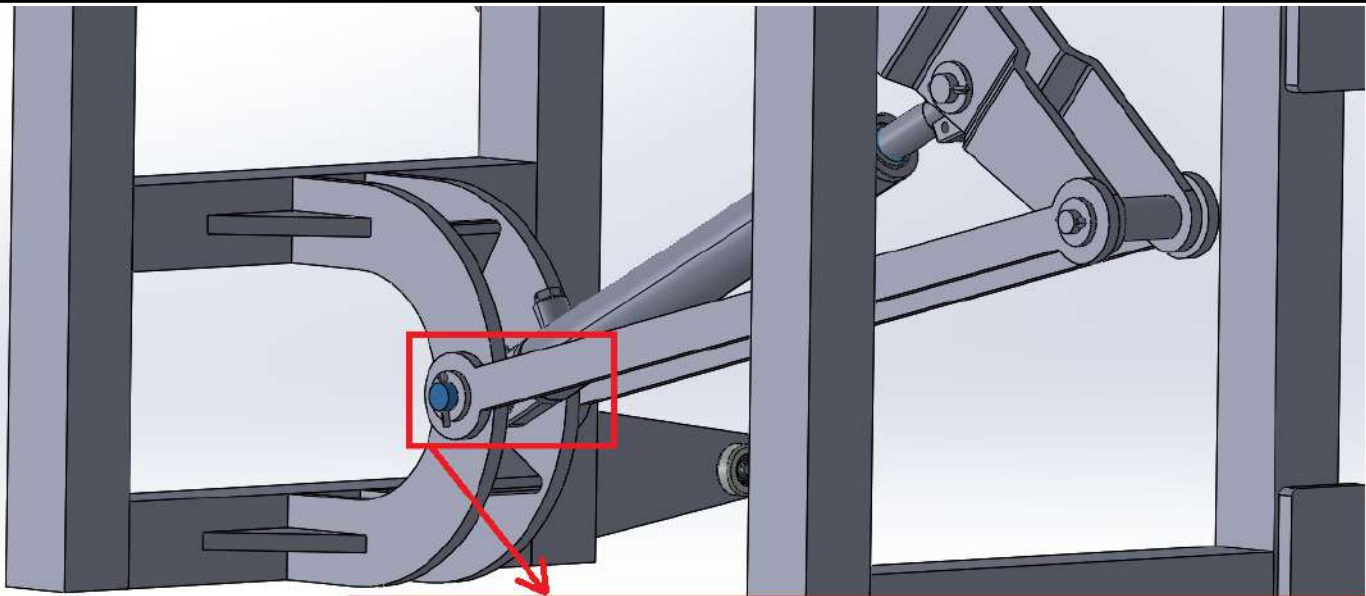
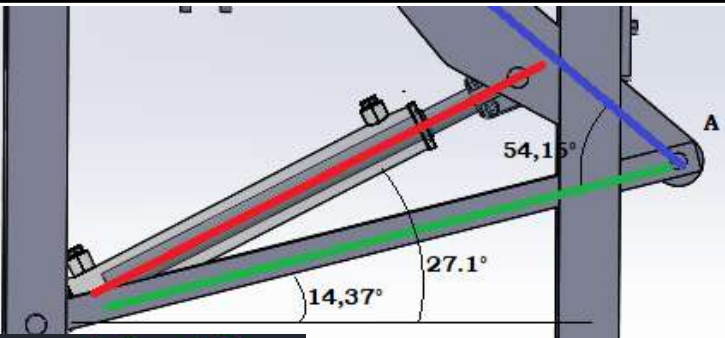
Propiedades Mecánicas.

Resistencia a la tracción, R_m	640 Mpa
Límite Elástico $R_{p0.2}$	340 Mpa
Reducción de área, Z	40%
Elongación, A_5	20%



CALCULO EJE PUNTO D

F brazo	5227.6	N
F cil	13277.9	N
Ang	12.7	°
FcilX	12953.1	N
FcilY	2919.1	N



$$\Sigma_x^F = F_{brazo} + F_{brazo} + R_{ax} + R_{bx} - F_{cilx} = 0$$

Como tenemos un sistema simétrico $R_{ax} = R_{bx}$

$$F_{brazo} \cdot 2 + R_{ax} \cdot 2 - F_{cilx} = 0 \Rightarrow R_{ax} = \frac{-F_{brazo} \cdot 2 + F_{cilx}}{2} = 1733,2 N$$

$$\Sigma_y^F = R_{ay} + R_{by} - F_{cily} = 0$$

Como tenemos un sistema simétrico $R_{ay} = R_{by}$

$$R_{ay} \cdot 2 - F_{cily} = 0 \Rightarrow R_{ay} = \frac{F_{cily}}{2} = 1459,5 N$$

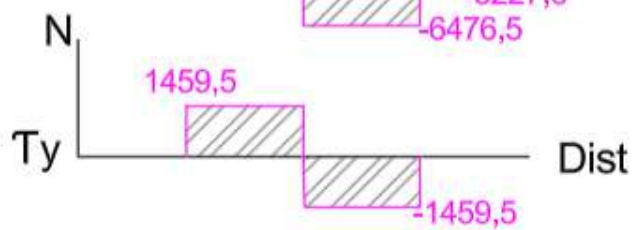
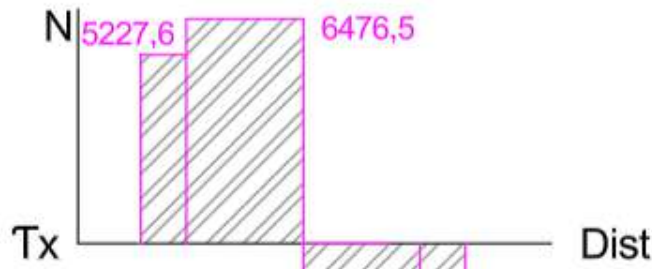
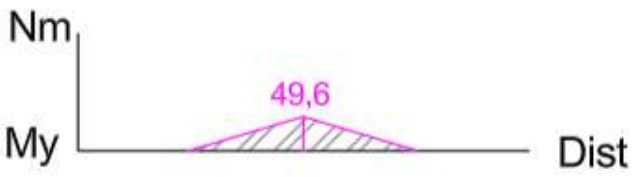
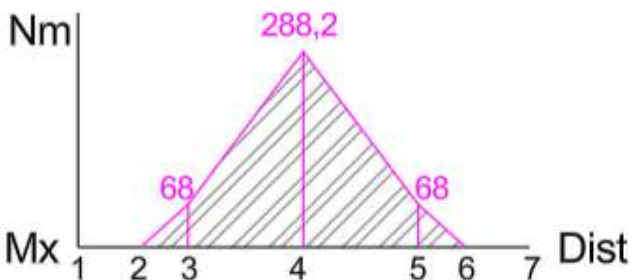
Ray	1459.5	N
Rax	1248.9	N
Rby	1459.5	N
Rbx	1248.9	N

Tramo	Mfx	Mfy	Cx	Cy
1-2	0	0	0	0
2-3	68.0	0.0	5227.6	1459.5
3-4	288.2	49.6	6476.5	1459.5
4-5	288.2	49.6	-6476.5	-1459.5
5-6	68.0	0.0	-5227.6	-1459.5
6-7	0	0	0	0

MF resultante	292.4	Nm
En el centro del eje se da el momento maximo 292,4 N		
C resultante	6638.915009	N
El valor mas alto de corte es 6638.9 N y se da del punto 3 al 5		

Diametro eje	20	mm
Material eje	4140 Bonif.	SAE
Sigma adm	630	Mpa
Factor de seguridad	1.5	Previamente se habia contemplado otro 1,5 en las cargas

Verificacion de Diam eje
19.2 mm



Dureza de suministro:  Estado de Suministro: Bonificado

Estado de Suministro	Resistencia Tracción kg/mm ²	Límite Elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza HRC
Bonificado	90 / 100	63	16	50	28 - 32

548

Capítulo 12 ■ Diseño de eje

Entonces ya se puede despejar el diámetro D :

Ecuación de diseño para ejes

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{s_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_s} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (12-24)$$

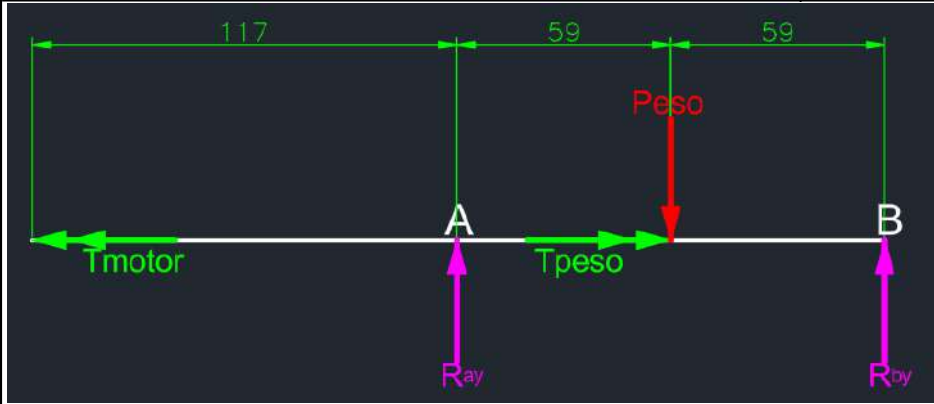
La ecuación (12-24) se usa para el diseño de ejes en este libro. Esto es compatible con la norma ANSI B106.1M-1985. (Vea la Referencia 1.) Observe que la ecuación (12-24) también se puede usar para flexión pura o torsión pura.

Pag.548 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

Se calculan los diámetros mínimos aceptables del eje, de acuerdo con la ecuación (12-16) (sólo cortante vertical) y la (12-24) (torsión o flexión). Debe observar cuál de los diámetros requeridos es el mayor.

Pag.562 (Diseño de elementos de maquinas. Mott)

CALCULO EJE SUPERIOR		
F peso	394.3	Kg
Factor de seguridad	1.5	
F peso corregida	591.4	Kg
	5801.7	N
Calculo potencia requerida para elevacion		
Peso a levantar	125.0	kg
	1226.25	N
Altura maxima	3	m
Tiempo de carrera	12	s
Factor de seguridad	3	fs
Gravedad	9.81	m/s2
	919.6875	J/s
	0.9	kW
Potencia requerida:	1.2	HP
Supongo motor de 2hp a 1500rpm y diametro de corona 15,199cm.		
Diametro prim coron	0.115199	m
Rpm motor	1500	rpm
Desplazamiento en 1 vuelta	0.36	m
Vueltas para cumplir la altura	8.29	vueltas
	0.69	rps
Rpm eje final	41.4	rpm
Reduccion	36.19	
Momento torsor Peso	211.9	Nm



Peso	5801.7	N
Ray	2900.9	N
Rby	2900.9	N
Tpeso	211.9	Nm
Tmotor	211.9	Nm
Momento flector máximo	171.2	Nm
Material	1045	AISI
Sigma admisible	340	MPa
K	2	Por concentración de tensiones en chavetero y ranuras para segger
Ørequerido	28.3	mm
Øadoptado	30	mm

Selecciono 2hp

CALCULO EJE SUPERIOR

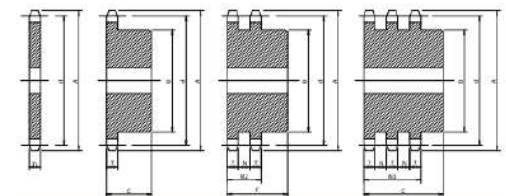
https://rtransmisiones.com.ar/PDF/Discos_pinones_cadena.pdf

CALCULO DEL PESO DEL CONTRAPESO

Peso a levantar			Peso contrapeso	269.3
Con block	394.3	Kg	Fuerza con block	125.0
Sin block	144.3	Kg	Fuerza sin block	125.0

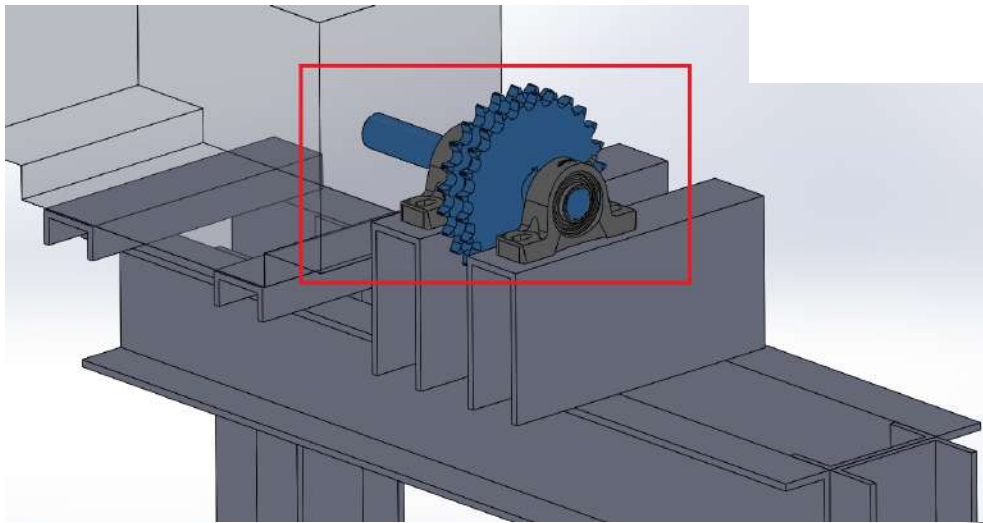


Discos, Piñones y Ruedas de Acero para Transmisiones de Cadenas
Sprockets and Plate Wheels for Roller Chain



Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12				ØRodillo - Roller 11,913 mm ØRodillo - Roller 12,07 mm			
Z	Díametro Primitivo(d)	Díametro Exterior(A)	Díametro Cúbico(B)	Largo Total(C)	S	D	T
9	55.70	63.77	37	37	37	35	56
10	61.65	70.06	42	42	42	35	56
11	67.62	76.31	46	47	47	35	56
12	73.60	82.53	52	53	53	35	56
13	79.60	88.72	58	59	59	35	56
14	85.61	94.89	64	65	65	35	56
15	91.63	101.05	70	71	71	35	56
16	97.65	107.20	75	77	77	35	56
17	103.67	113.34	80	83	83	35	56
18	109.70	119.47	80	89	89	35	56
19	115.74	125.59	80	95	95	35	56
20	121.78	131.71	80	100	100	35	56
21	127.82	137.82	90	100	100	40	56
22	133.86	143.93	90	100	100	40	56
23	139.90	150.03	90	110	110	40	56
24	145.95	156.13	90	110	110	40	56
25	151.99	162.23	95	120	120	40	56

- Macizo Solid
- Cubo soldado Welded Hub
- Pieza soldada Welded Piece



548

Capítulo 12 ■ Diseño de ejes

Entonces ya se puede despejar el diámetro D :

Ecuación de diseño para ejes

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{s_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (12-24)$$

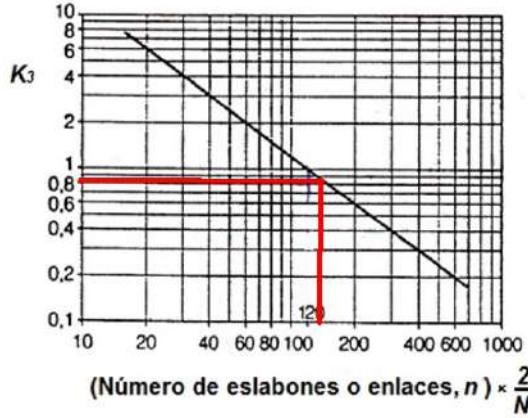
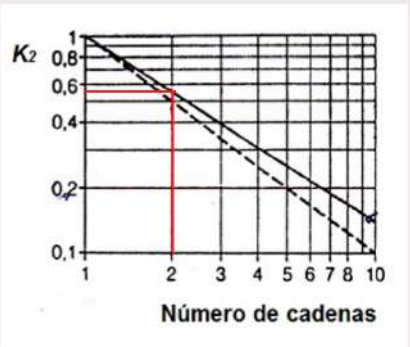
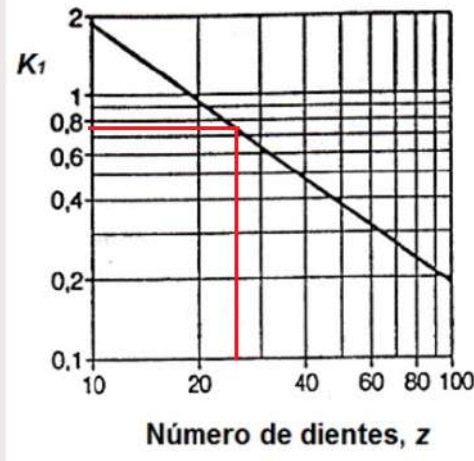
La ecuación (12-24) se usa para el diseño de ejes en este libro. Esto es compatible con la norma ANSI B106.1M-1985. (Vea la Referencia 1.) Observe que la ecuación (12-24) también se puede usar para flexión pura o torsión pura.

Calculo y seleccion de cadena

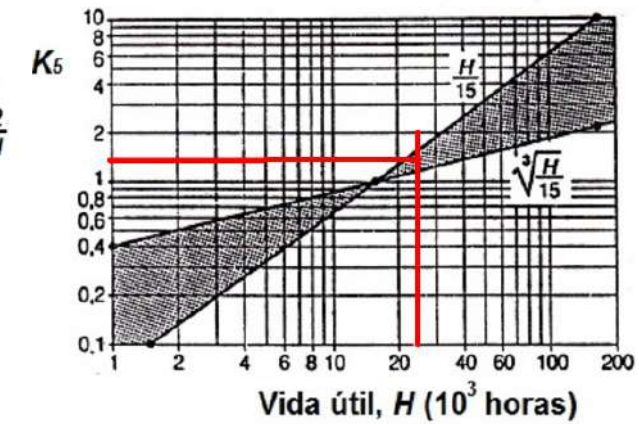
F peso	394.3	Kg
Factor de seguridad	1.5	
F peso corregida	591.4	Kg
	5801.7	N
Calculo potencia requerida para elevacion sin contrapeso	La cadena tiene que soportar elevar el peso completo de la mesa junto con el block	
Peso a levantar	591.4	kg
	5801.7	N
Altura maxima	3	m
Tiempo de carrera	12	s
Factor de seguridad	3	fs
Gravedad	9.81	m/s2
	4351.282828	J/s
	4.4	kW
Potencia requerida:	5.8	HP
Potencia corregida de elevacion		
$P_c = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot P$		
Donde K1 depende del nro de dientes		
Nro dientes	25	
K1	0.75	
Donde K2 depende del nro de cadenas		
Cantidad de cadenas	2	
K2	0.55	
Donde K3 depende del paso, cantidad de eslabones y cant de ruedas de transmision		
Paso	19.05	Supongo este paso. A verificar al final
Cantidad de eslabones	157.5	Supongo esta cant. A verificar al final
Ruedas de trans.	1	
K3	0.8	
K4	1	
Horas de servicio	24000	hs
Suponiendo un factor de servicio de 15%.		
	3.6	hs/dia
	6666.7	Dias
	18.3	Años
K5	1.5	
Potencia corregida	2.15	kW
Diametro prim coron	0.115199	m
Rpm motor	1500	rpm
Desplazamiento en 1 vuelta	0.36	m
Vueltas para cumplir la altura	8.29	vueltas
Rpm eje final	0.69	rps
	41.4	rpm

CALCULO DEL PESO DEL CONTRAPESO

Peso a levantar			Peso contrapeso	269.3
Con block	394.3	Kg	Fuerza con block	125.0
Sin block	144.3	Kg	Fuerza sin block	125.0



Coeficiente K4, Factor de servicio				
Carga	Máquinas receptoras	Motor a combustión interna y generadores		
		Motor eléctrico y Turbina	4 cilindros y más	motor de 4 cilindros
regular	Máquinas d'imprimir Bombas y compresores centrífugos Calandreas para papel Escaleras rolantes Agitadores de líquidos	1,00	1,10	1,30
irregular	Malaxeurs à béton Broyeurs à boulets Bombas et compresseurs à 3 pistons ou plus Preses, cisailles Agitateurs de saïces Tamis vibrants	1,40	1,50	1,70
choque	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Bombes et compresseurs à 1 piston Forage pérorant	1,80	1,90	2,10



<https://adajusa.com/en/american-standard-roller-chains-asa-din-8188/14360-double-pitch-roller-chain-1905-60-ansi-12a-2-asa-8188-tsubaki-8445340143604.html?srsltid=AfmBOor2pqPjApUD1pYcuKaNOPhnNOKSLA9fOmbXxSDfZAB0svGWp5G3>

Cadena 12A-2 paso 3/4



438,32 € IVA incluido
362,25 € IVA no incluido

Cadena de rodillos doble según norma Americana ASA DIN 8188, hasta el 98% de rendimiento (*), muy ligera y compacta lo cual permite ser instalada en espacios muy limitados.
Referencia: CADE-RS ASA-60-2-TSUJ
Paso: 19.05- 60-2 ANSI
Diámetro rodillo: 11.91 mm

Precio por metro. Venta exclusivamente por embalaje de 3 metros.



Imagen representativa para fines ilustrativos, el artículo suministrado correspondi a las especificaciones indicadas.

Cantidad 6 metros

Fabricante: TSUJ

Piñón doble - paso 3/4" - dientes 25 - S&L 1045

Consultanos precio, Asesoramiento al instante.
Piñón industrial doble para cadenas dobles AGANNO y TS de todos los módulos, consulte por la foto. Las imágenes son meramente ilustrativas.

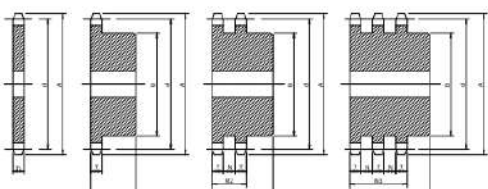
Código: I-POLIV-025

Por favor elegir la norma que desea: *

ASA/ANSI americana *

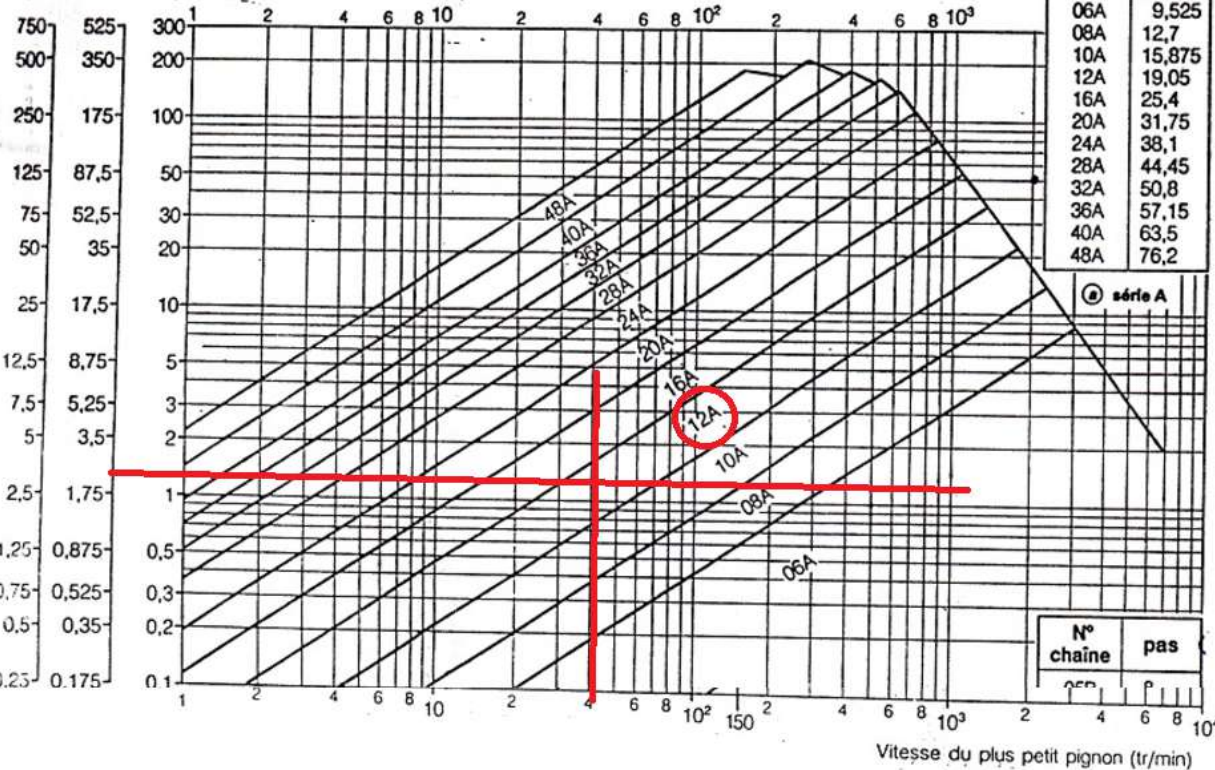


Discos, Piñones y Ruedas de Acero para Transmisiones de Cadenas
Sprockets and Plate Wheels for Roller Chain



Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12				ØRodillo - Roller 11,913 mm ØRodillo - Roller 12,07 mm			
Z	Diámetro Primario (A)	Diámetro Exterior (B)	Diámetro Cubo (C)	Largo Total (D)	S	D	T
9	55.70	63.77	37	37	37	35	56
10	61.65	70.06	42	42	42	35	56
11	67.62	76.31	46	47	47	35	56
12	73.60	82.53	52	53	53	35	56
13	79.60	88.72	58	59	59	35	56
14	85.61	94.89	64	65	65	35	56
15	91.63	101.05	70	71	71	35	56
16	97.65	107.20	75	77	77	35	56
17	103.67	113.34	80	83	83	35	56
18	109.70	119.47	86	89	89	35	56
19	115.74	125.59	90	95	95	35	56
20	121.78	131.71	96	100	100	35	56
21	127.82	137.82	100	100	100	40	56
22	133.86	143.93	100	100	100	40	56
23	139.90	150.03	100	110	110	40	56
24	145.95	156.13	100	110	110	40	56
25	151.99	162.23	95	120	120	40	56

Puissance P_c (kW) pour chaîne



<https://ingemecanica.com/tutoriales/calculo-de-transmision-por-cadenas.html>

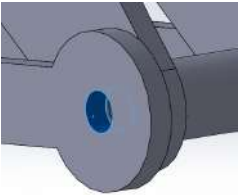
Calculo Aplastamiento Brazos

Fbrazo	5227.6	N
	532.8879164	Kg
Øeje	16	mm
e	9.5	mm
Calidad	F24	

Area de contacto	Ø*e	152	mm2
Sigma Aplastamiento	T=F/Area	34.4	
Pag 92 Mott		Da menor a Sigma adm (235 MPa)	

L	22	mm	
Traccion			
Area	e*L	209	mm2
Sigma	T=F/Area	25.0	
		Da menor a Sigma adm (235 MPa)	

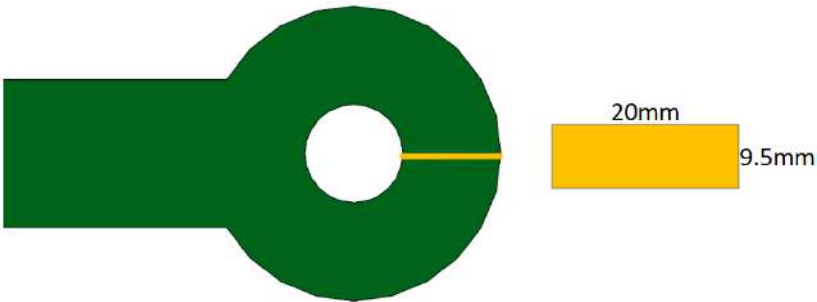
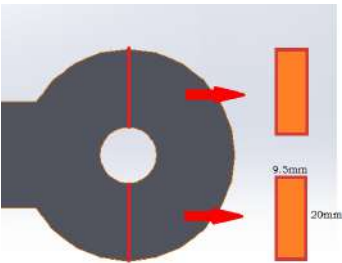
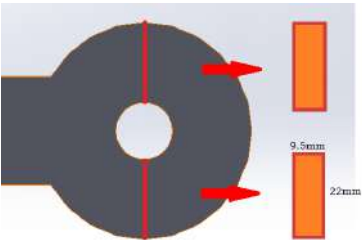
L	20	mm	
Traccion			
Area	e*L	190	mm2
Sigma	T=F/Area	27.5	
		Da menor a Sigma adm (235 MPa)	



 Esfuerzo
cortante directo

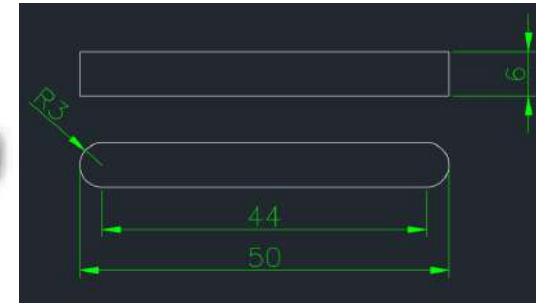
$\tau = \text{fuerza de corte} / \text{área al corte} = F/A_s$

(3-4)



CALCULO CHAVETA

Largo disponible	56	mm
Diametro	30	mm
Torque	211.9	Nm
Diametro prim coron	0.115199	m
Ftang	3678.75	N
Selecciono una chaveta paralela con extremos redondeados		
Material chaveta	F24	
Sigma adm	235	MPa
Tao adm	117.5	MPa
Alto	6	mm
Ancho	6	mm
Largo util	44	mm



Tao corte	13.9	Mpa	Verifica
Sigma aplastamiento	27.9	Mpa	Verifica

h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
	06	06	08	12	10	14	18	22	24	28	30	36	40
	08	08	10	14	12	16	20	24	28	30	36	40	45
	10	10	12	16	14	18	22	26	30	34	38	42	48
	12	12	14	18	16	20	24	28	32	36	40	45	50
	14	14	16	20	18	22	26	30	34	38	42	48	54
	16	16	18	22	20	24	28	32	36	40	45	50	56
	18	18	20	24	22	26	30	34	38	42	48	54	60
	20	20	22	26	24	28	32	36	40	45	50	56	63
	22	22	24	28	26	30	34	38	42	48	54	60	67
	24	24	26	30	28	32	36	40	45	50	56	63	70
	26	26	28	32	30	34	38	42	48	54	60	67	75
	28	28	30	34	32	36	40	45	50	56	63	70	78
	30	30	32	36	34	38	42	48	54	60	67	75	83
	32	32	34	38	36	40	45	50	56	63	70	78	86
	34	34	36	40	38	42	48	54	60	67	75	83	91
	36	36	38	42	40	44	50	56	63	70	78	86	94
		45	50	55	50	55	60	65	70	75	80	85	90
		-50		-55	-55	56	60	65	70	75	80	85	90
			56		56	60	65	70	75	80	85	90	95
			-60	-60	63	65	65	65	65	65	65	65	65
			63	63	65	65	65	65	65	65	65	65	65