

Sistema automático añadido para Pick-Up, para su elevación y movimiento pivotante, con elevación de cargas.

Beltramo Pedro Alexis, Mateucci Arián Leonel

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2025

Sistema automático añadido para Pick-Up, para su elevación y movimiento pivotante, con elevación de cargas.

Beltramo Pedro Alexis, Mateucci Arián Leonel

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Ing. Pedro Sismondi

Equipo docente:

Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2025

A mi madre y mi padre, quienes hicieron posible mi educación, siempre me han apoyado y son una fuente de inspiración permanente. A mi familia en general y a mis amigos.

Pedro Alexis Beltramo

A mi familia y amigos que me acompañaron a lo largo de mi carrera.

Arián Leonel Mateucci

Agradecimientos

Agradecemos a cada uno de los profesores que formaron parte de nuestra carrera, así como a cada compañero con quien tuvimos el gusto de transitar este camino.

Particularmente, agradecemos a la cátedra de Proyecto, por guiarnos durante todas las etapas que componen este trabajo.

Resumen

En el presente trabajo, se desarrolla un sistema añadido a un vehículo Pick-Up que busca facilitar las tareas (previstas o imprevistas) que pueden desarrollarse en situaciones de aventura off-road como también en zonas laborales rurales, de construcción, mineras, y demás. Implementando tecnología mecánica e hidráulica, se automatiza la elevación del vehículo con su posible traslación lateral, para permitir: cambiar un neumático, trabajar sobre la mecánica inferior del vehículo o realizar mantenimiento, desenterrar las ruedas y pasar a terreno más firme o de mayor nivel, etc. Además, la automatización se aplica a la elevación de carga a la caja del vehículo de hasta unos 500 kg.

Ambos subsistemas mencionados, reducen los enormes riesgos que se presentan a la hora de realizar estas tareas sin ayuda externa, solamente utilizando las herramientas brindadas por el fabricante del vehículo, o simplemente recayendo en la utilización del cuerpo humano para lograr los resultados buscados.

El sistema está diseñado particularmente para aplicaciones fuera de vías de circulación como pueden ser rutas, calles, autopistas, etc. Es por eso que el montaje se plantea simple y sin modificaciones que hagan inutilizable al vehículo en aquellos sitios, sino que el sistema se puede retirar cuando el usuario lo desee. Por otro lado, todo el diseño se basa en el modelo Toyota Hilux ® 7ta generación (2004-2015), sin embargo, la implementación en otros vehículos de similares características se puede llevar a cabo relevando medidas reales y planimetría disponible brindada por los fabricantes.

Palabras clave: Automatizado, vehículo, elevación, traslación, caja, carga.

Abstract

In the present work, an add-on system for a Pick-Up vehicle is developed to facilitate tasks (planned or not) that may arise in off-road adventure situations as well as in rural, construction, mining, and other work zones. By implementing mechanical, hydraulic, and electrical technology, the system automates the lifting of the vehicle, with the possibility of lateral translation, to enable: changing a tire, working on the vehicle's underside mechanics or performing maintenance, digging out the wheels and moving to firmer or higher-level terrain, etc. Additionally, the automation extends to lifting loads of up to 500 kg into the vehicle's bed.

Both subsystems mentioned significantly reduce the substantial risks involved in performing these tasks without external assistance, relying solely on the tools provided by the vehicle manufacturer or simply on human physical effort to achieve the desired results.

The system is specifically designed for off-road applications, outside standard circulation areas such as highways, streets, or freeways. For this reason, the installation is kept simple and avoids modifications that would render the vehicle unusable in those environments. Furthermore, the system can be removed whenever the user desires. On the other hand, the entire design is based on the Toyota Hilux ® 7th generation model (2004-2015). However, implementation on other vehicles with similar characteristics can be carried out by measuring actual dimensions and using the available blueprints provided by the manufacturers.

Keywords: Automated, vehicle, lifting, translation, truck-bed, load.

Contenido

Agradecimientos **4**
Resumen **5**
Abstract **6**
Contenido **7**
Introducción **12**
Capítulo 1: Descripción y Relevamiento vehículo **14**
Descripción del vehículo 14
Relevamiento del vehículo 14
Guía para constructores de carrocería 14
Modelado del vehículo 16
Capítulo 2: Variables, Condiciones límites y Propósitos **19**
Variables 19
Condiciones límites 20
Propósitos 21
Capítulo 3: Propuestas y consideraciones de diseño **22**
Propuesta 1 22
Propuesta 2 25
Propuesta 3 28
Propuesta seleccionada 29
Consideraciones de diseño 30
Adaptabilidad al suelo 30
Maximizar la capacidad de carga 30
Dinámica del vehículo 30
Mantenimiento 31
Periodicidad del mantenimiento 31
Sistemas montados en el chasis 32
Capítulo 4: Sistema de elevación del vehículo **33**
Parámetros principales 33
Desarrollo mecanismo 34
Análisis estático 36
Barra 1-2 37
Reacciones y Fuerza del cilindro 37
Barra soporte 38
Dimensionamiento 40
Montajes de pernos pasantes 40
Perno unión base soporte con barra 1-2 (punto 1) 42

Perno unión Base soporte con Cilindro hidráulico (punto 3)....43
Perno unión cilindro hidráulico y barra 1-2 (punto 2)....43
Selección del cilindro hidráulico....44
Barra 12....45
Tensiones equivalentes de Von Mises....47
Barra Soporte....49
Barra 4-5 (Árbol macizo)....50
Pre-dimensionamiento....50
Tensiones equivalentes de Von Mises....51
Fatiga....52
Resumen resultados Sección 1....55
Resumen resultados Sección 2....55
Resumen resultados Sección 3....56
Selección de rodamientos Barra 4-5....56
Rodamiento fijo....58
Rodamiento libre....59
Precarga de rodamientos....60
Selección de retenes....61
Montaje de rodamientos....61
Árbol....62
Cubo superior....64
Cubo inferior....67
Tapa inferior....69
Conjunto....69
Barras 1 y 3....70
Pernos pasantes....70
Post Procesamiento Barra soporte....71
Eje base....73
Dimensionamiento del Eje base....75
Selección de rótula....76
Selección de anillos de retención....79
Base con el suelo....80
Selección del rodamiento de la base suelo....81
Selección del retén de la base suelo....82
Selección del anillo de retención de la base suelo....83
Selección de lámina de caucho de la base suelo....83
Diámetro mínimo de la base....84
Mecanismo de traslación lateral....86
Selección del cilindro hidráulico....87
Montaje del cilindro hidráulico....91

Bancada al chasis....92
Reacciones y carga repartida....93
Tensiones equivalentes de Von Mises....94
Tornillos para vinculación de la Bancada al Chasis....96
Tolerancias de la unión Base/Chasis....98
Tornillos para vinculación del Cubo inferior a la bancada....99
Resistencia del chasis....102
Capítulo 5: Sistema de elevación de carga a la Caja....107
Parámetros principales....107
Desarrollo mecanismo....107
Análisis estático....110
Calculo de reacciones....112
Tensiones equivalentes de Von Mises....114
Barras rectangulares....114
Pernos pasantes....116
Fatiga....117
Resultados Barras Rectangulares....119
Resultados pernos pasantes....122
Selección del cilindro hidráulico....122
Montaje de pernos....124
Cerradura de puerta....127
Mecanismo de bisagra....130
Puerta y Extensión de piso de la Caja....132
Montaje al chasis....134
Circuito hidráulico....136
Conclusiones y recomendaciones....145
Conclusiones....145
Conclusiones técnicas....145
Conclusiones académicas....146
Recomendaciones....147
Bibliografía....148
Anexo A: Cálculos de reacciones, fuerzas y esfuerzos internos....151
A.1: Barra 1-2 - Elevación del vehículo....151
Cálculo de reacciones....151
Plano xy....151
Plano xz....153
Esfuerzos internos....153
Plano xy....155
Sección 1: (0<x<L)....156

Plano xz..... 157
Sección 1: (0<x<L)..... 157
A.2: Barra Soporte - Elevación del vehículo..... 159
Reacciones y momento tordente..... 159
Plano xy..... 160
Plano yz..... 160
Esfuerzos internos..... 162
Plano xy..... 162
Sección 1: (x=0);0<y<HL..... 162
Sección 2: 0<x<d ; y=HL..... 163
Sección 3: x=0 ; HL<y<HL+H..... 163
Sección 4: 0<x<d ; y=HL+H..... 164
Sección 5: x=0 ; (HL+H<y<HH)..... 165
Plano yz..... 169
Sección 1: 0<y<HL+H ; z=0..... 170
Sección 2: HL+H<y<HH ; z=0..... 170
A.3: Eje base - Elevación del vehículo..... 172
Reacciones..... 173
Esfuerzos internos..... 173
Sección 1: 0<x<LFC1..... 173
Sección 2: Lfc1<x<Lfa..... 174
Sección 3: Lfa<x<Lfr..... 174
Sección 4: Lfr<x<Lfc2..... 175
Sección 5: Lfc2<x<L_seg_ext..... 175
A.4: Bancada al chasis - Elevación del vehículo..... 176
Esfuerzos internos..... 176
Sección 1: (0<x<L)..... 176
A.5: Chasis - Elevación del vehículo..... 177
Esfuerzos internos..... 177
Sección 1: 0<x<L..... 178
A.6: Elevación de carga a la Caja..... 179
Sistema arriba (α < 90º)..... 179
Sistema abajo (α > 90º)..... 182
Esfuerzos internos..... 184
Barra 1-2..... 184
Sección 1: 0<x<L..... 185
Barra 2-3..... 185
Sección 1: 0<x<H-1..... 186
Sección 2: H-1<x<H-1+H..... 186
Barra 3-4..... 187

Sección 1: 0<x<LFC....187
Sección 2: LFC<x<L....188
Barra 1-5....188
Sección 1: 0<x<H....189
Sección 2: H<x<Hc....189
Pernos pasantes....190
Sección 1: 0<x<EPF....191
Sección 2: EPF<x<EPF+EB....192
Sección 3: EPF+EB<x<EPF+EB+DIB....192
Anexo B: Cálculos generales....194
B.1: Cálculo de uniones roscadas....194
Cálculo de la precarga....194
Cantidad de sujetadores admisible....195
B.2: Desarrollo general de las tensiones equivalentes de Von Mises....199
B.3: Soldadura....200
Soldadura 1045-1045....200
Soldadura 4140-1045....200
B.4: Centro de masa....203
Anexo C: Simulaciones....204
C.1: Elevación del vehículo....205
Tensiones equivalentes de Von Mises....206
Desplazamientos....210
Deformaciones unitarias equivalentes....211
Comprobación de pasadores/pernos....211
C.2: Caja de carga....212
Tensiones equivalentes de Von Mises....216
Desplazamientos....220
Deformaciones unitarias equivalentes....222
Comprobación de pasadores/pernos....223
Anexo D: Planos....224

Introducción

El vehículo predilecto de trabajo es la camioneta, ya que permite transportar cargas a lugares remotos de una forma ágil y rápida, incluso enfrentar terrenos difíciles. La camioneta que domina el mercado en ventas desde hace 20 años es el modelo Hilux de la marca Toyota, debido a su robustez y fiabilidad. En la Figura 0-1, se observa un gráfico de las ventas del año 2024 frente a otras camionetas del mismo segmento [1].

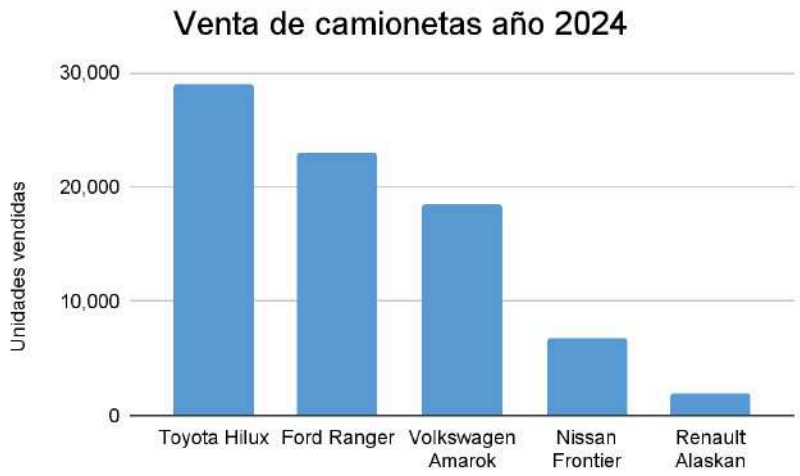


Figura 0-1: Camionetas más vendidas en Argentina en el 2024 [1]:

En lugares remotos donde se tengan caminos sin asfaltar como zonas laborales rurales, de construcción, mineras, y demás, cuando se dan situaciones donde es necesario cambiar un neumático, trabajar sobre la mecánica inferior del vehículo o realizar mantenimiento, desenterrar las ruedas y pasar a terreno más firme o de mayor nivel, y otros; resulta imprescindible tener un sistema que brinde una asistencia en esas tareas ya que comúnmente no se tiene acceso a un auxilio mecánico. Considerando además la aplicación de las camionetas en el transporte de carga, también es conveniente tener un sistema que permita el ascenso y descenso de cargas. Por otro lado, el sistema brinda soporte en situaciones de recreación, cuando por ejemplo el propietario se encuentra con su vehículo en lugares off-road.

Por todo lo anterior, se requiere diseñar un sistema con el que se puedan realizar las siguientes tareas:

- Elevar el vehículo para permitir cambiar las ruedas.
- Trasladar el vehículo lateralmente.
- Elevar cargas externas, como bolsas, herramientas, y elementos de trabajo y/o recreación en general.
- Facilitar la inspección y trabajo sobre la parte inferior de la camioneta, como cambio de aceite, limpieza y trabajos de mecánica en general.

Para lograr esto se plantea los siguientes objetivos:

1. **Solución a un atasco fuera de camino**:
   El sistema debe ser capaz de sacar de un atasco al vehículo cuando se forma una huella, permitiendo que posteriormente continúe circulando.
2. **Cambio de rueda**:
   En un terreno adecuado, el sistema debe ser capaz de elevar el eje de cualquier rueda para que pueda ser reemplazada.
3. **Capacidad de elevar una carga externa**:
   El sistema debe facilitar la elevación de cargas externas, afectando lo mínimo posible la capacidad de carga útil del vehículo (unos 1000 kg).
4. **Estabilidad**:
   El sistema debe asegurar la estabilidad del vehículo, en el momento de elevación, traslación y cuando se está realizando el cambio de la rueda.
5. **Mantenimiento del sistema**:
   Lograr un sistema con requerimientos de mantenimiento de baja periodicidad, con mínima intervención.

El alcance del proyecto es diseñar el sistema para el tipo de vehículo N1 Pick-Up según el Decreto N° 32/2018 [2], se selecciona una gama de estos que cumpla con especificaciones similares, sin embargo, el desarrollo se centra en las características de la Toyota Hilux 7ta generación (2004-2015).

Se diseñan los componentes del sistema y se desarrollan los mecanismos. Se tienen en cuenta: condiciones del suelo, características del vehículo, recomendaciones del fabricante, higiene y seguridad, y medio ambiente.

Capítulo 1: Descripción y Relevamiento vehículo

Se comienza realizando una breve descripción del vehículo y luego un relevamiento del mismo, lo cual es necesario para diseñar el sistema.

Descripción del vehículo

El vehículo para el cual se desarrolla el sistema y se relevan medidas es una Toyota Hilux SRV de 7ta generación (2004-2015), la cual cuenta con el motor D4D 3.0L, con tracción trasera 4x2. Tiene un peso bruto total (PBT) de 2810 kg [3], que incluye el peso de la camioneta más la carga útil, su capacidad de carga es de 1000 kg.

Incluye como accesorio agregado, el enganche trasero para remolcar cargas. A diferencia de algunos modelos de camionetas, no incluye accesorios como toma de fuerza.

Los automóviles modernos poseen una estructura autoportante, en cambio, la camioneta cuenta con un chasis independiente, sobre el cual se monta la carrocería, el motor, las ruedas, y demás componentes.

Relevamiento del vehículo

Para el diseño del sistema, se realizó un relevamiento de la camioneta, con enfoque en las partes inferiores del chasis para estudiar los espacios disponibles, y así poder ubicar los sistemas de elevación del vehículo y de elevación de carga a la caja, evaluando su interacción con el vehículo como son los montajes en el chasis.

Guía para constructores de carrocería

Para el relevamiento del chasis, la obtención de parámetros constructivos y la recopilación de información de la camioneta, se utiliza la Guía para Constructores de Carrocería de Toyota (BBG) [4], redactada específicamente para la Hilux de 7ma generación.

- Centro de masa: La altura del centro de masa respecto del suelo es de 585 mm, se detalla su ubicación en la siguiente Figura 1-1.

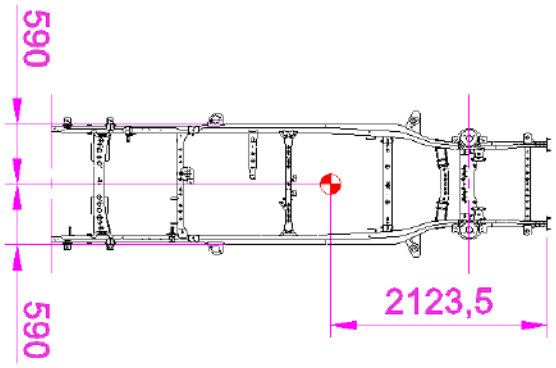


Figura 1-1: Ubicación del centro de masa del vehículo [4]:

- Alteraciones permitidas en el chasis: Forma de realizar perforaciones sobre este sin alterar su integridad:

  1. Diámetro máximo del agujero: 11 mm.
  2. Para agujeros en el larguero cercanos al soporte de la ballesta, se debe dejar una distancia mínima de 100 mm de este.
  3. Si se realiza una perforación cerca de otra existente, se debe dejar una distancia mínima de 20 mm y que el agujero no quede alineado con esta.
  4. Se informa que las soldaduras deben ser evitadas.

- Montajes sobre el chasis: Forma correcta de realizar montajes de subchasis sobre el chasis de la camioneta.

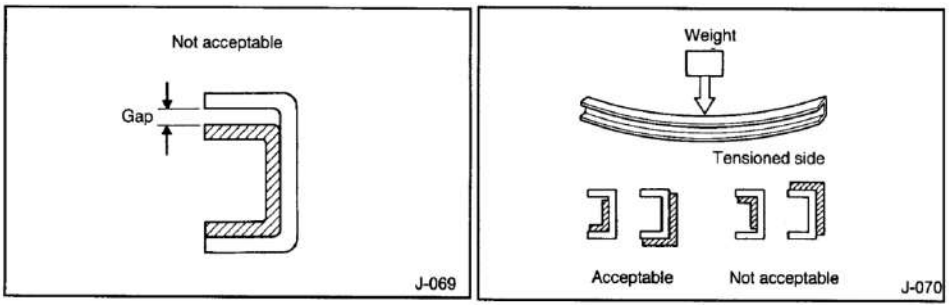


Figura 1-2: Información sobre el montaje en el chasis [4]:

- Propiedades geométricas del larguero (módulo de la sección):

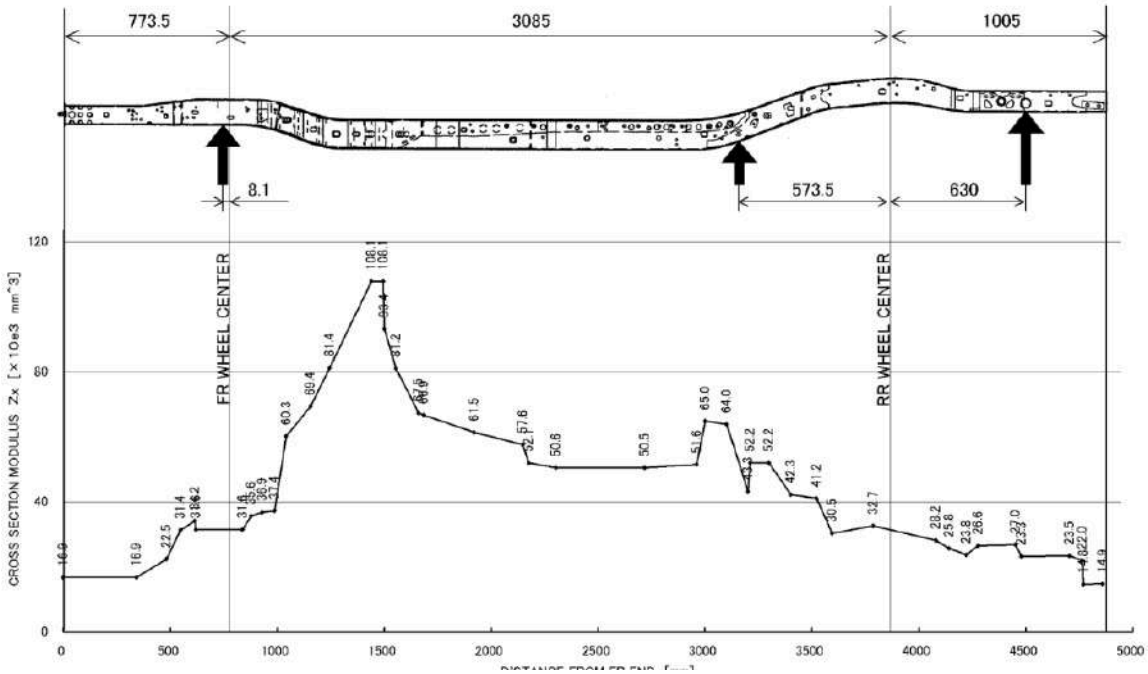


Figura 1-3: Valores del módulo de sección de los largueros chasis [4]:

- Propiedades del material de los largueros y travesaños (límite elástico):

TYPE	TENSILE STRENGTH	YIELD POINT
HOT ROLLED STEEL PLATES SHEET AND STRIP IN LENGTH	RAIL 440 Mpa INNER 440 Mpa	RAIL 305 MPa INNER 305 MPa

Figura 1-4: Propiedades del material del chasis [4]:

- Dimensiones generales del chasis: Se cuenta con una vista superior del chasis y esquemas componentes montados sobre éste como: ballesta, tanque de combustible, escape etc.

Modelado del vehículo

Para el modelado en 3D del vehículo se comienza a partir de los planos incluidos en la guía para constructores de carrocería de Toyota [4].

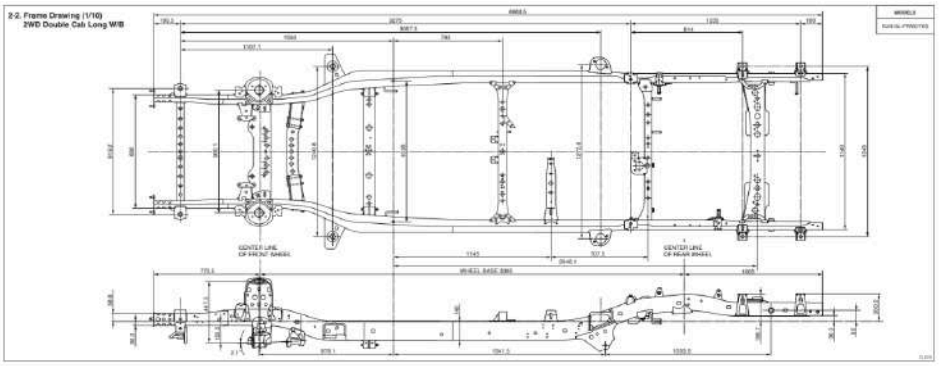


Figura 1-5: Dimensiones del chasis del vehículo [4]:

En la Figura 1-5 se observa que el chasis está formado por dos largueros y siete travesaños, además de otras piezas que van soldadas a este.

El plano cuenta con una vista frontal y otra superior del chasis y dimensiones generales, por lo que no está completamente definido, debido a esto es necesario relevar varios miembros estructurales del chasis.

En la Figura 1-6, se observa el modelo 3D que se realizó del chasis.

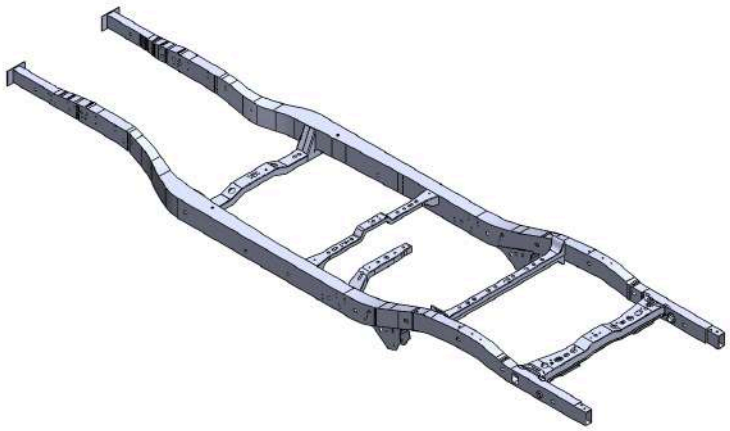


Figura 1-6: Chasis modelado en SolidWorks:

Luego se incorporaron los componentes que van montados en el chasis para tener una mejor idea del espacio disponible, como se observa en la siguiente Figura 1-7. Cabe destacar que el diferencial, el cual es de la marca Dana, modelo 28, se obtuvo de GrabCAD [5].



Figura 1-7: Chasis con accesorios, modelado en SolidWorks:

Finalmente se añadió la caja de carga y el piso de la cabina como se observa en la Figura 1-8.

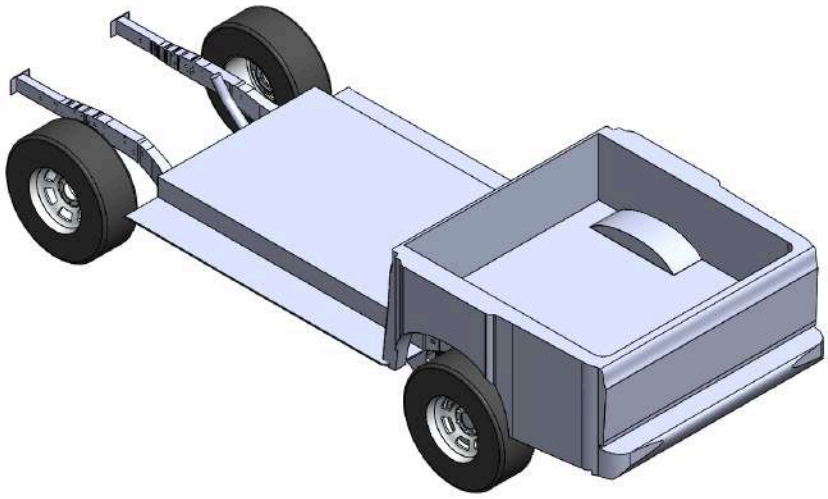


Figura 1-8: Vehículo con chasis, accesorios, caja y piso modelado en SolidWorks:

Capítulo 2: Variables, Condiciones límites y Propósitos

Variables

VARIABLES:		
Número	**Nombre de la Variable**	**Descripción**
1	Distancia mínima de elevación.	Según las condiciones del terreno y la disposición del vehículo, este tendrá diferentes alturas mínimas de elevación. Mínimamente se debe superar la carrera de los amortiguadores, siendo esta de 220 mm en los traseros y 120 mm en los delanteros.
2	Espacio disponible debajo del vehículo.	Las disposiciones del vehículo y del terreno afectarán este parámetro. Por ejemplo, la altura libre desde la parte inferior del chasis con la camioneta sin carga al suelo es de 400 mm.
3	Carga externa.	La carga varía según lo que se necesite transportar sobre la caja.
4	Centro de masa.	El centro de masa del vehículo cambia de posición según la disposición de las cargas en el vehículo. El centro de masa del vehículo base está a 585 mm de altura y a 1350 mm del eje delantero, aproximadamente.
5	Ángulo de cabeceo (pitch).	Este ángulo variará la inclinación del vehículo con respecto al eje transversal (eje y).
6	Ángulo de rolido (roll).	Este ángulo variará la inclinación del vehículo con respecto al eje longitudinal (eje x).
7	Cohesión del suelo.	La cohesión del terreno es la cualidad por la cual las partículas del terreno se mantienen unidas.
8	Adhesión del suelo.	Representa las fuerzas de atracción entre suelo y la interfaz.
9	Fricción suelo/interfaz.	Representa la fuerza de rozamiento en la interfaz.
10	Condiciones ambientales.	El sistema tendrá contacto directo con las condiciones que se presenten en el trayecto del vehículo, como lluvia, altas o bajas temperaturas, contaminantes en diferentes estados, barro, etc.

Tabla 2-1: Variables del problema:

En lo que respecta a la distancia mínima de elevación, cabe destacar que los amortiguadores se encuentran inclinados con respecto al plano longitudinal del vehículo, por lo que su desplazamiento no necesariamente será el mismo que el de las ruedas. Sin embargo, los ángulos de inclinación son pequeños, por lo que los valores obtenidos son muy similares a las carreras de los amortiguadores. Finalmente, se encontró que el desplazamiento es de 220 mm en ruedas traseras y 120 mm en ruedas delanteras. Para esta tarea, se relevaron las dimensiones de los amortiguadores originales de la marca Toyota, correspondientes para el modelo Hilux 4x2 2011, donde además de conocer sus geometrías, se obtuvieron las carreras de cada uno.

Condiciones límites

CONDICIONES LÍMITES:		
Número	**Nombre de la CL**	**Descripción**
1	Elevación máxima.	En caso de que una rueda se entierre, la altura máxima a elevar el vehículo corresponde al recorrido de la suspensión, D=120mm y T=220mm, se suma la distancia enterrada máxima (perfil del neumático) de unos 185.5mm (265/70 R16), más 50 mm de margen de seguridad. Entonces, la distancia máxima a elevar las ruedas traseras es∼455mm, y en las ruedas debe elevar el vehículo queda definida en 455 mm.
2	Distancia de la cara inferior del chasis al suelo, en la peor condición.	Se define como peor condición al momento cuando la rueda está enterrada hasta la altura del perfil del neumático, y el peso del vehículo corresponde al máximo. Aquí se tienen las suspensiones en sus puntos inferiores. La distancia corresponde a 109.5 mm.
3	Traslación lateral mínima.	Una vez elevado, el vehículo debe ser trasladado lateralmente como mínimo un ancho de rueda, más un márgen del 50%. Es decir, para este caso, 397.5 mm (265/70 R16).
4	Peso del sistema.	Partiendo de las necesidades de resistencia, el sistema no debe tener un peso que afecte las condiciones de manejo del vehículo. La suma vehículo+carga+sistema (PBT) no debe ser superior a 2810 kg. Además se debe tener en cuenta la carga útil disponible de la Pick-Up, que es de 1000 kg.
5	Ángulo de cabeceo (pitch).	El sistema debe permitir elevar el vehículo aun teniendo un ángulo de cabeceo de hasta 5°.
6	Ángulo de rolido (roll).	El sistema debe permitir elevar el vehículo aun teniendo un ángulo de rolido de hasta 5°.
7	Resistencia del chasis.	No se debe superar la resistencia del chasis, donde se utiliza un acero estructural SS41 / SS41P / SHP45 material indicado en el BBG [4].
8	Higiene, seguridad y medio ambiente.	Seguimiento del manual oficial de Toyota “Guía de constructores de carrocería” [4], además de fichas técnicas y manuales de taller oficiales.

Tabla 2-2: Condiciones límites del problema:

Propósitos

PROPÓSITOS:	
Número	**Propósito**
1	Capacidad de elevación del vehículo: El sistema debe ser capaz de elevar al vehículo a una altura suficiente para salir de la huella que se ha formado en el atasco, además el vehículo debe ser capaz de elevar cada rueda a una altura suficiente para cambiarlas. Para estos propósitos se tendrá en cuenta una elevación máxima en ruedas traseras y delanteras de 455 mm.
2	Capacidad de traslación lateral: El sistema debe ser capaz de trasladar lateralmente al vehículo mientras este está elevado para posicionar la rueda lejos de la huella, una distancia de 397.5 mm (un ancho de rueda más un 50%). Este movimiento se obtiene mediante una sola maniobra o a través de sucesivos pasos.
3	Adaptabilidad al suelo: El sistema debe ser capaz de elevar el vehículo de forma segura a pesar de las características del suelo, considerando irregularidades presentes como rocas, desniveles y demás obstáculos.
4	Maximizar capacidad de carga: El peso del sistema debe ser mínimo para que se maximice la capacidad de carga. Se debe tener en cuenta el peso bruto total (PBT) de 2810 kg como también la carga útil disponible de 1000 kg.
5	Elevar la carga externa: El sistema debe ser capaz de elevar la carga externa de forma tal de ubicarla en la caja del vehículo.
6	Ergonomía: El sistema debe facilitar la elevación de la carga externa, reduciendo la intervención humana.
7	Dinámica del vehículo: El sistema no debe tener un peso que afecte las condiciones de manejo del vehículo.
8	Variación en el centro de masa del vehículo: El dispositivo no debe alterar de manera significativa el centro de masa del vehículo para asegurar la estabilidad en su conducción. El centro de masa del vehículo base se encuentra a 585 mm de altura y a 1350 mm del eje delantero, aproximadamente [4].
9	Mantenimiento: Considerar el mantenimiento en el diseño, de manera tal que no se produzcan grandes desgastes ante funcionamiento normal, utilizando materiales resistentes y componentes adecuados. Además, se deberá facilitar el mantenimiento desde la planificación y el diseño.
10	Periodicidad de mantenimiento: Para reducir la posibilidad de fallas considerables, cada cierta cantidad de kilómetros (por climas adversos, barro, agua, etc.) y/o usos, solo se deberá requerir de limpieza, inspección visual y lubricación donde corresponda.

Tabla 2-3: Propósitos del problema:

Capítulo 3: Propuestas y consideraciones de diseño

Propuesta 1

Esta propuesta, se trata de un elevador mediante dos mecanismos de tijera con dos puntos de pivote y caja de carga con brazos de paralelogramo y cama extensibles.

Para elevar el vehículo y poder trasladarlo hacia los costados, se plantea el mecanismo de tijera (Figura 3-1).

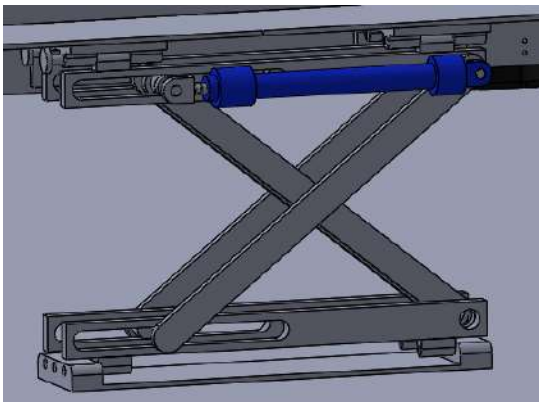


Figura 3-1: Mecanismo de tijera:

Se disponen de dos mecanismos de tijera, uno en cada lado del vehículo, sujetos al chasis. Sobre el suelo se apoya en una base que debe tener capacidad de adaptación ante inclinaciones del suelo.

Se trata de un mecanismo de elevación mediante dos brazos en posición de tijera, este movimiento de elevación se da gracias a un cilindro hidráulico ubicado en la corredera superior del sistema.

Además, las correderas están sujetas a una base y al chasis de forma tal de poder pivotar, para así realizar el movimiento de traslación lateral del vehículo. Este movimiento se consigue a través de un motor hidráulico con final de carrera. Este motor, le ejerce un momento a un engranaje, que a su vez está conectado con otro engranaje mediante uno intermedio, para mantener el sentido de rotación (Figura 3-2).

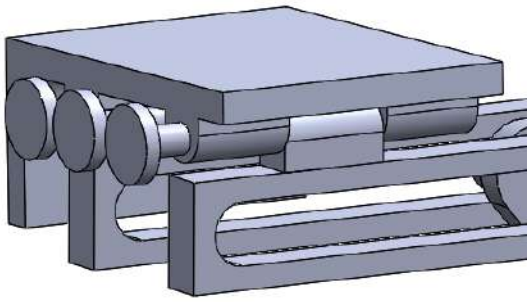


Figura 3-2: Mecanismo de pivote:

Para realizar un movimiento lateral estable, se disponen de resortes de torsión que anulan el momento generado por la inclinación del sistema, restituyendo a la posición de equilibrio (vertical). Luego, mediante una caja reductora se conecta el mencionado motor hidráulico al sistema, mediante una corona tallada internamente fija al mismo. (Figura 3-3)

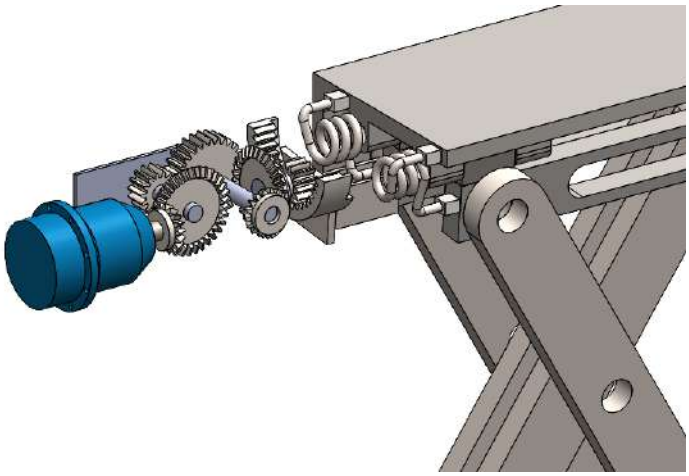


Figura 3-3: Mecanismo de pivote completo:

Para trasladar el vehículo para alguno de los lados, se deben accionar ambas tijeras (movimiento de elevación) y posteriormente producir el movimiento de rotación dado por el motor hidráulico (Figura 3-4).

Las tijeras pueden accionarse de forma independiente, para ser utilizadas en el caso que se quiera elevar solo una rueda o un par de ruedas de un solo lado del vehículo.

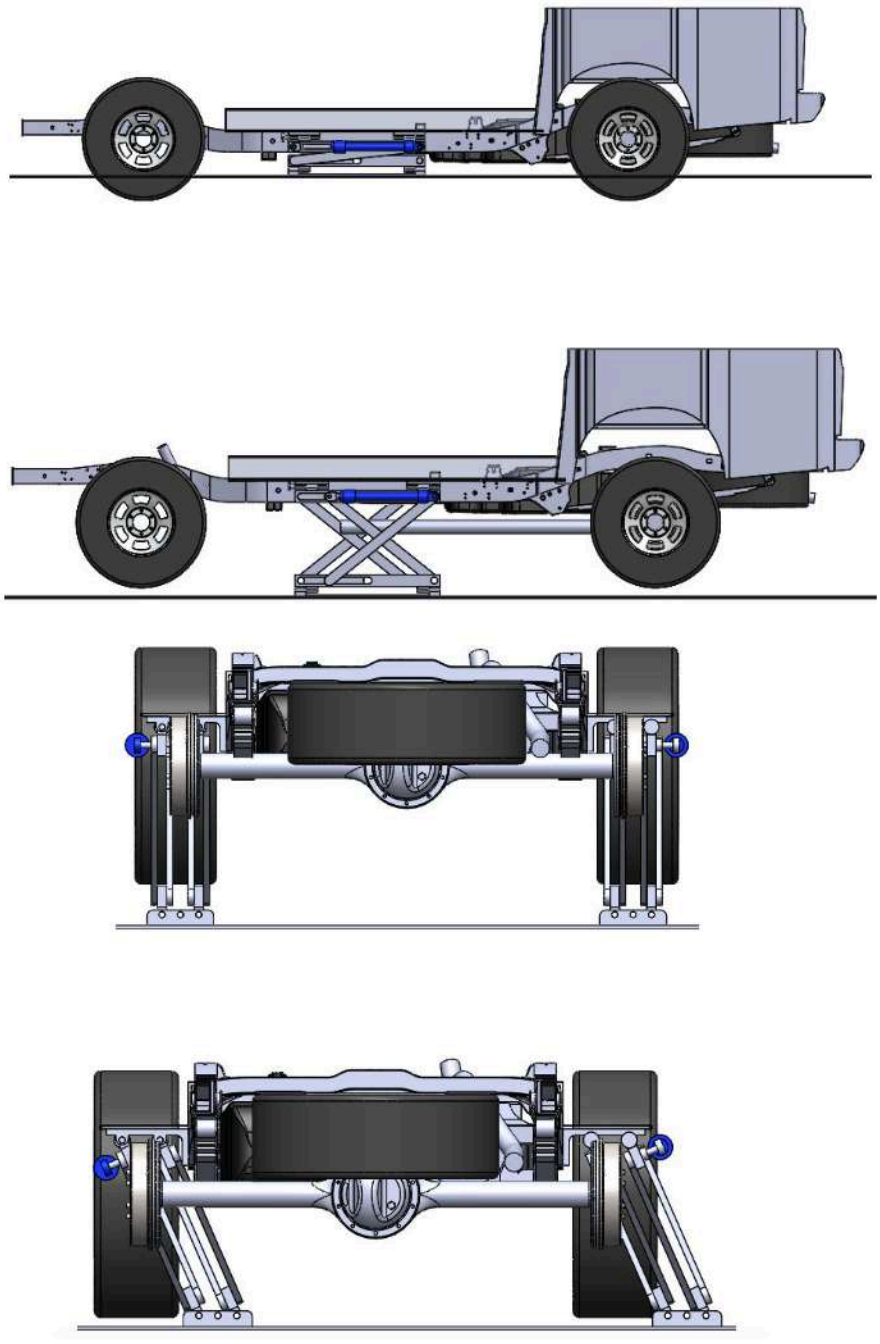


Figura 3-4: Movimiento de elevación y rotación:

Por otro lado, para elevar carga a la caja del vehículo, se utiliza un sistema de paralelogramo con cama extensible, que a su vez actúa como compuerta (Figura 3-5).

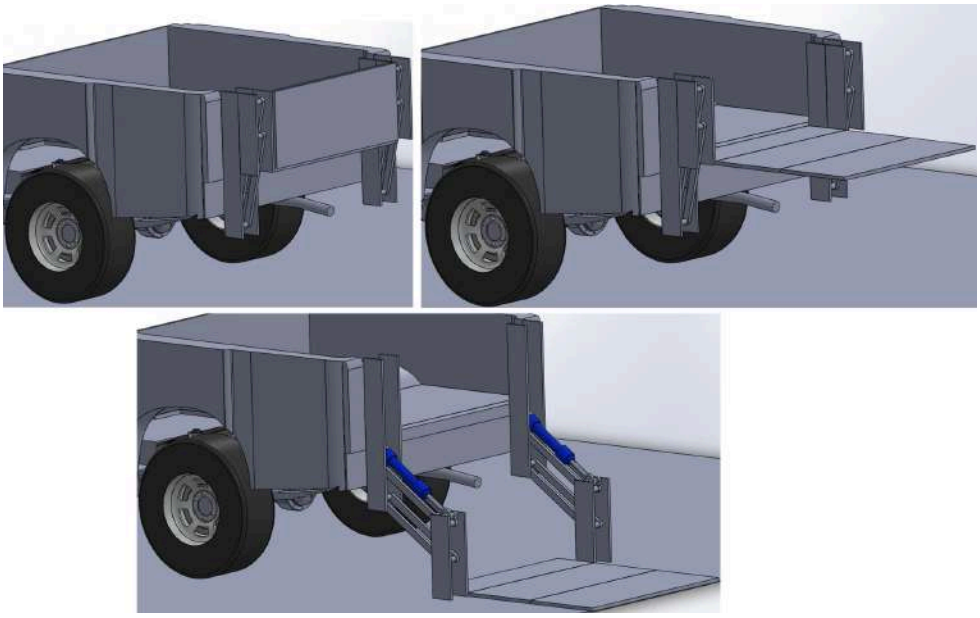


Figura 3-5: Mecanismo de elevación de carga

Mediante dos cilindros hidráulicos independientes (para regular la cama ante irregularidades del suelo), se expande el mecanismo hasta que la cama haga contacto con el suelo. La compuerta se debe abrir manualmente, y con un mecanismo de bisagra se logra la extensión.

Propuesta 2

Por su parte, esta propuesta consiste en generar la elevación del vehículo con 4 brazos hidráulicos y traslación lateral mediante elevación de carga a la caja con un sistema de cremallera (Figura 3-6).

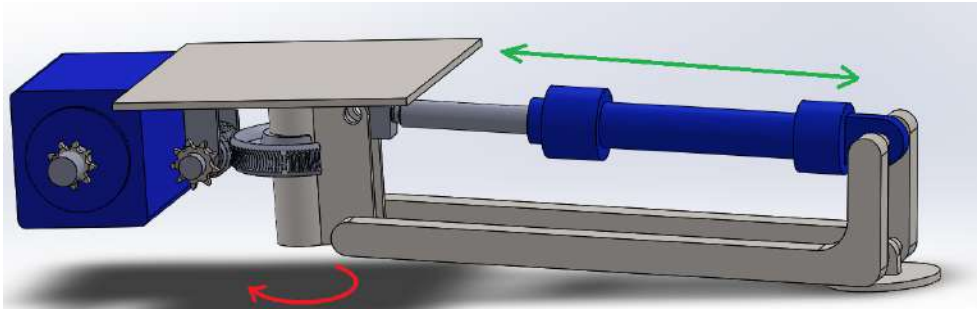


Figura 3-6: Mecanismo de brazo hidráulico:

Cada brazo permite un movimiento de rotación (flecha roja) a través de un motor hidráulico junto a una corona y tornillo sinfín y un movimiento que permite descender al brazo a través de un cilindro hidráulico, como se observa en la flecha verde de la Figura 3-6.

Se cuenta con 2 brazos de cada lado de la camioneta entre las ruedas, debajo de la cabina que descienden para elevar el vehículo como se observa en la siguiente Figura 3-7.

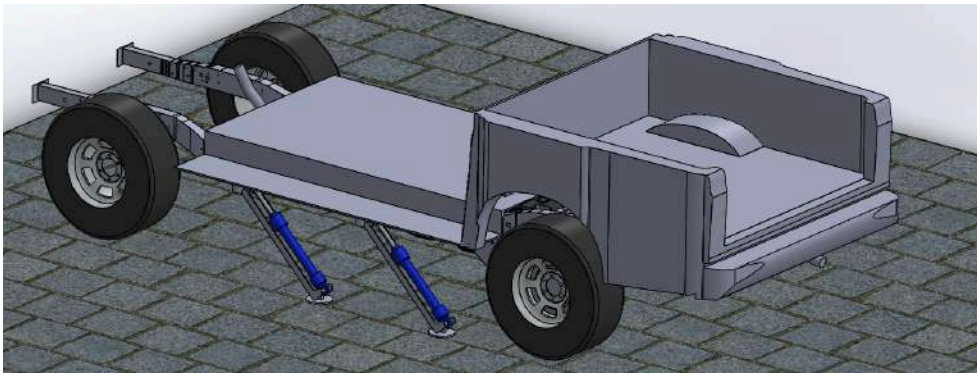


Figura 3-7: Mecanismo completo posición 1:

Luego se lo hace pivotar (Figura 3-8).

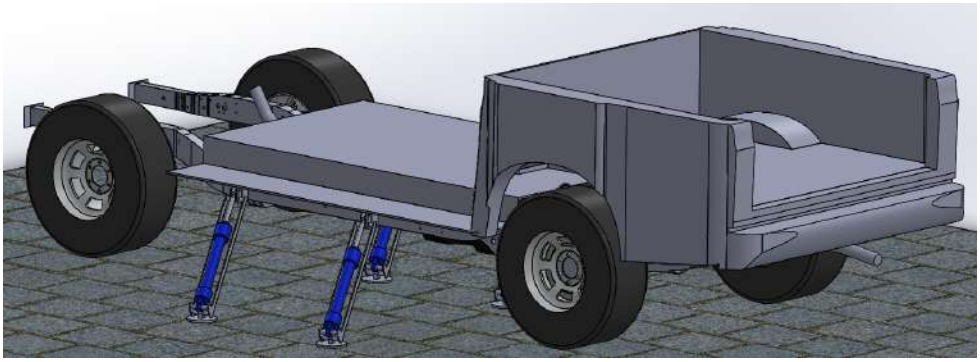


Figura 3-8: Mecanismo completo posición 2:

Para luego descender el vehículo y retraer los brazos a su posición de reposo.

Por otro lado, para subir y bajar cargas, se tiene un sistema piñón-cremallera que a la vez funciona de guía y es accionado por un motor hidráulico como se observa en la figura 3-9.

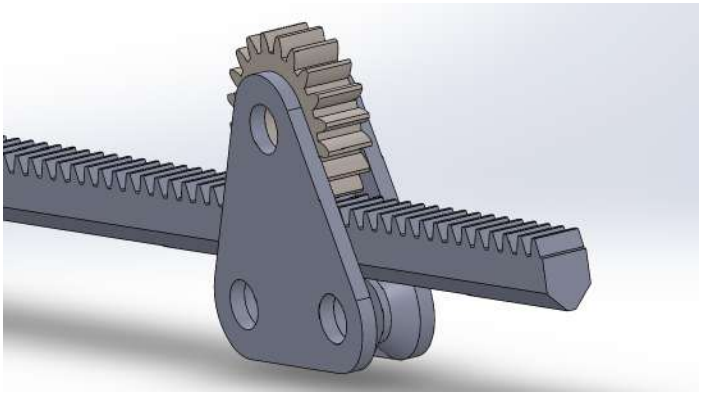


Figura 3-9: Mecanismo de piñón y cremallera:

El mismo se monta para hacer a su vez de bisagra de la puerta, (Figura 3-10).

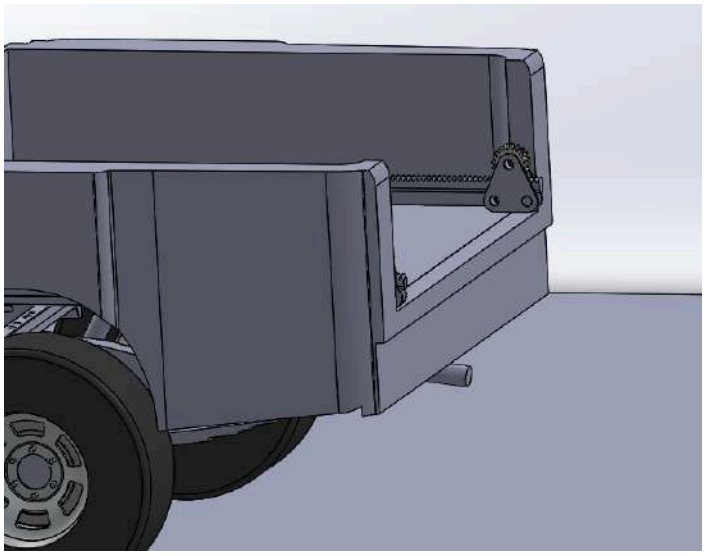


Figura 3-10: Bisagra de la puerta:

Luego, lo que se hace es bajar la puerta como se haría normalmente, de esta forma se pone el mecanismo en posición para poder hacer el descenso (Figura 3-11).

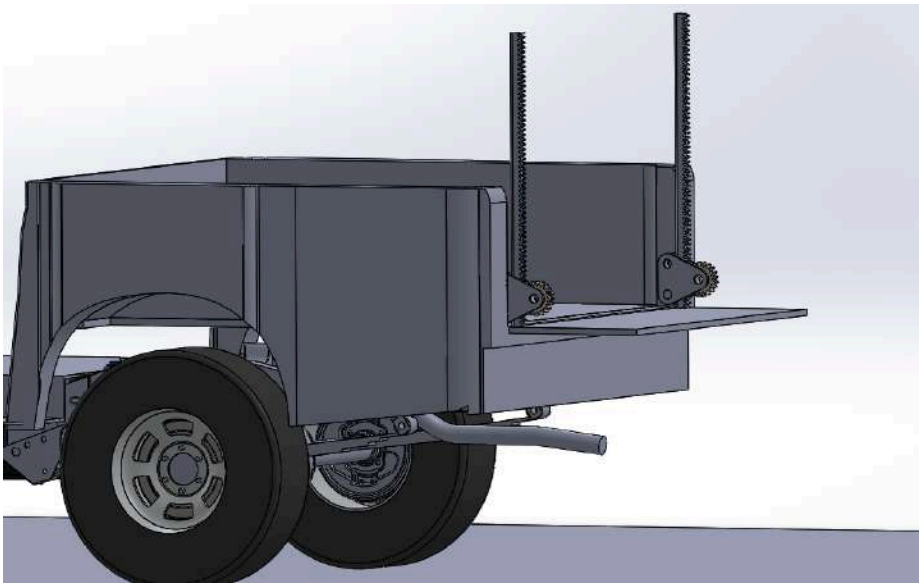


Figura 3-11: Mecanismo en posición para realizar el descenso:

Posteriormente, se acciona el motor para bajar y subir carga según se requiera, (Figura 3-12).

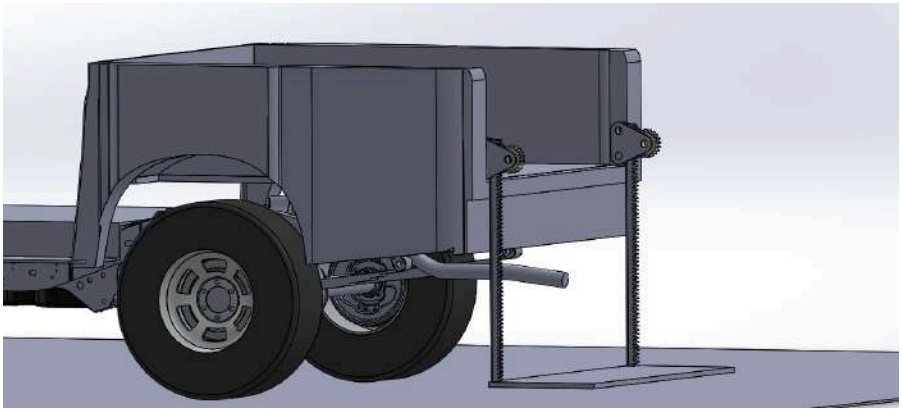


Figura 3-12: Mecanismo en posición para subir carga:

Propuesta 3

En esta propuesta, se utiliza el sistema de elevación del vehículo planteado en la Propuesta 2, pero se cambia el mecanismo de traslación lateral. Utilizando la característica de rotación que poseen los brazos, se suelda en estos una barra en la que se une un cilindro hidráulico, donde el lado fijo de este va montado en el chasis, (Figura 3-13).

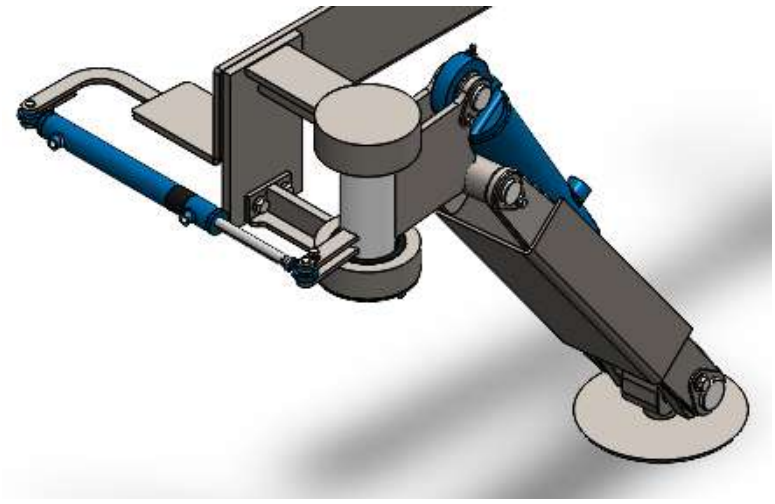


Figura 3-13: Mecanismo completo:

Propuesta seleccionada

Para elevar el vehículo y poder trasladarlo hacia los costados, cambiar sus ruedas y trabajar debajo, se selecciona la **Propuesta 3**, que modifica el mecanismo de traslación lateral de la Propuesta 2. Esta selección se debe a que esta propuesta presenta un mayor rango de movimiento, tanto vertical como lateral, con una menor necesidad de piezas. Por otro lado, dada la distribución y el tipo de sistema, este presenta una estabilidad que no existe en la Propuesta 1 “Elevador mediante dos mecanismos de tijera con dos puntos de pivote”, logrando una mayor reducción de piezas y esfuerzos necesarios, como también de costos. Además, el mecanismo de traslación dado por el cilindro hidráulico pequeño brinda una mejora en el mantenimiento, montaje y durabilidad del sistema. Por otro lado, el sistema de motor hidráulico con piñón-cremallera, aumenta excesivamente el tamaño ocupado y se tiene una muy baja eficiencia, debido a que se colocan componentes desproporcionados solamente para generar un movimiento rotacional de baja velocidad y bajo torque.

Para elevar cargas a la caja del vehículo, se selecciona la **Propuesta 1**, “Sistema de paralelogramo con cama extensible”. Esta propuesta es una solución más adecuada debido a su robustez, ya que en el sistema de elevación de la Propuesta 2 se producen esfuerzos muy elevados debido a su geometría, haciendo que se requieran componentes de más, aumentando el peso y los costos del sistema, además, dados los movimientos que se deben llevar a cabo, y la disposición del sistema, este ocupa demasiado espacio en la caja y por fuera de las misma (tanto sin accionarse como cuando se utiliza), reduciendo la capacidad de carga.

Con la selección de estas dos propuestas, se puede llevar a cabo un diseño de un sistema hidráulico que aproveche los puntos fuertes de cada solución. Cabe aclarar que, para seleccionar la propuesta correctamente se avanzó con el diseño de cada una y se realizaron múltiples cálculos.

Consideraciones de diseño

Para lograr los propósitos propuestos se tienen en cuenta las siguientes consideraciones principales en el diseño.

Adaptabilidad al suelo

Para que el sistema se pueda adaptar a las irregularidades en el suelo, se propone colocar una rótula que permita la inclinación de la base respecto al resto del sistema y la camioneta. Se calcula con respecto a las cargas que se somete el sistema siguiendo las recomendaciones del fabricante, logrando así asegurar la estabilidad del mismo con un componente comercial altamente probado.

Maximizar la capacidad de carga

Para maximizar la capacidad de carga, se debe lograr un sistema con el menor peso posible, para esto, se tienen en cuenta los siguientes criterios:

- Uso conveniente de materiales: para las chapas se emplea SAE 1045 a diferencia del SAE 1010 que se usa normalmente, de esta forma se logra una sección menor en los componentes. Por otro lado, respecto a los ejes, se emplea un acero SAE 4140 el cual tiene excelentes propiedades mecánicas. Para la selección de materiales se tiene en cuenta la disponibilidad en el mercado, ya que aunque existen materiales ampliamente superiores, no están tan difundidos, como por ejemplo la fibra de carbono.
- Sección de las barras/vigas: se utilizan secciones de barras que maximicen la resistencia ante las cargas a las que se ven sometidas, en relación a la cantidad de material. Por ejemplo, para aumentar módulo de la sección, se tienen casos en los que se eligen aquellas secciones en las que el material se encuentre más alejado del eje neutro, para así ahorrar material y disminuir costos y peso.
- Circuito hidráulico: para disminuir el peso del sistema, se aprovecha el motor del vehículo para alimentar a la bomba hidráulica. Esto conlleva un ahorro en peso, pero también en dinero, ya que si no se utiliza directamente conectado al motor/caja se deben agregar packs eléctricos como son baterías, transformadores y motor eléctrico.

Dinámica del vehículo

Para que el sistema no afecte las condiciones de manejo del vehículo, el sistema se debe ubicar de manera que no cambie significativamente el centro de gravedad del vehículo.

- Altura del centro de gravedad: ubicando los componentes a la altura del chasis o por debajo no se afecta la dinámica del vehículo, ya que en el peor de los casos se baja el centro de gravedad, lo que mejora la dinámica.

- Posición del centro de gravedad respecto al ancho del vehículo: ubicando los componentes de manera simétrica al largo del vehículo se evita el desplazamiento del centro de gravedad respecto al ancho.
- Posición del centro de gravedad respecto al largo del vehículo: se deberá ubicar los componentes de manera que se altere mínimamente el centro de gravedad en esta dirección.

Mantenimiento

Para facilitar el mantenimiento se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- Reducir el número de medidas de tornillos: reduciendo la cantidad de medidas distintas de tornillos, implica menos llaves para realizar el mantenimiento además de que se realiza de manera más ágil.
- Uso de elementos estándar: el uso de piezas que sufren desgaste como por ejemplo cojinetes de fricción estandarizados facilitan el acceso al repuesto al momento del cambio, es por esto que se utilizan cojinetes de fricción estándar de SKF [6].
- Uso de pernos con ojales: el uso de pernos con ojales, en vez de su alternativa, que sería poner un anillo de retención en cada extremo.
- Uso de mangueras hidráulicas: en el circuito hidráulico se requieren diferentes caudales, sin embargo, se calcula el diámetro interno de la manguera que alimenta el sector/conjunto de mayor caudal y se iguala este para todas las demás mangueras, con la intención de solamente utilizar un solo tipo, ya que, además, se necesita una gran cantidad.

Periodicidad del mantenimiento

Para reducir el mantenimiento se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- Sistema de elevación del vehículo: para este mecanismo que está a la altura del chasis o por debajo, es conveniente colocar elementos que lleven engrase en los pernos (alemite), ya que por ejemplo si el vehículo pasa por un badén, el agua puede lavar la grasa de los cojinetes de fricción y además introducir suciedad, por lo que en este caso es inevitable este mantenimiento. Sin embargo, coincide con el mantenimiento de la cruceta de cardan del vehículo, ya que el vehículo lleva una con engrase.
- Sistema de elevación de carga a la caja: por su parte, este sistema también contiene componentes de fricción, sin embargo, se los selecciona auto lubricantes, para que no necesiten mantenimiento. Además, a diferencia del sistema de elevación del vehículo, este no se enfrenta a los mismos problemas

de suciedad y/o agua, dado que cuando está retraído, se encuentra lejano al suelo. Por otro lado, cuando el sistema se expande, la puerta es la que tiene contacto con el suelo, y aquí no hay componentes que deban ser engrasados, además, el sistema de bisagra queda por arriba del suelo.

Sistemas montados en el chasis

Para observar cómo resultan montados los sistemas en el chasis y así visualizar el conjunto completo, se realiza un ensamblaje que se muestra en la Figura 3-14.



Figura 3-14: Mecanismo final montado en el chasis

Capítulo 4: Sistema de elevación del vehículo

Parámetros principales

1. Espacio disponible: El sistema se monta debajo de la cabina de la camioneta en la parte exterior del chasis a ambos lados de este, se cuenta con un espacio de **277,5 mm** de ancho, **1950 mm** de largo y **400 mm** de alto en reposo.
2. Movimientos: El movimiento de elevación debe ser tal que se expandan las suspensiones (**220 mm**), se liberen las ruedas de las huellas (**185,5 mm**) y se tenga una elevación de seguridad (**50 mm**). Por lo que, la altura a la que debe quedar la parte inferior del chasis (que en la peor situación se encuentra a **109,5 mm**) con respecto al suelo sano es de **565 mm**. Además, el movimiento de elevación se debe dar en aproximadamente 22 segundos, y el de traslación lateral en 5 segundos.
3. Irregularidades del terreno:
    a. Ángulo de inclinación máximo: **5º**
    b. Desnivel máximo: obstáculo de **50 mm de alto**.
4. Peso a soportar por el sistema: El vehículo posee un Peso Bruto Total (PBT) de **2810 kg** [3], en este valor se considera vehículo+carga+sistema, siendo la carga útil de 1000 kg [3]. Por lo que, para un mejor dimensionamiento y considerando un factor de seguridad, el peso a soportar por el sistema se toma en cuenta como el PBT.
5. Condiciones del terreno: El sistema deberá adaptarse a condiciones de suelo de no solo pavimento o calles/rutas no asfaltadas con buen mantenimiento. Se requiere además de la adaptabilidad a irregularidades, que el sistema no afecte al suelo de tal forma que no se asegure la estabilidad y soporte del vehículo.

En la siguiente Figura 4-1, se observan algunas de las medidas más importantes.

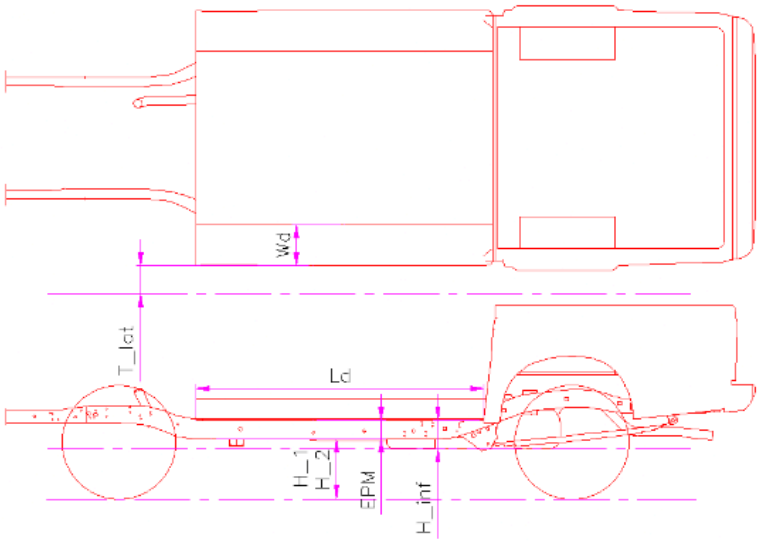


Figura 4-1: Dimensiones principales del problema:

A continuación, en la Tabla 4-1, se resumen los parámetros principales del problema.

DATOS DEL PROBLEMA			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Espacio disponible (peor situación)			
Distancia mínima al suelo	109.5	[mm]	H_1
Distancia máxima al suelo	565	[mm]	H_2
Alto hasta el punto inferior más bajo del chasis	196	[mm]	H_inf
Ancho disponible	277.5	[mm]	Wd
Largo disponible	1950	[mm]	Ld
Piso cabina hasta parte inferior del chasis	128	[mm]	EPM
Movimientos			
Traslación lateral mínima	397.5	[mm]	Tlat
Tiempo de elevación	22	[seg]	Tiemp_El
Tiempo de traslación lateral	5	[seg]	Tiemp_Tlat
Peso del vehículo			
Masa total del vehículo	2810	[kg]	PBT
Peso total del vehículo	27566.1	[N]	PBT_N
Peso repartido en 4 brazos	6891.5	[N]	P_4br
Carga útil	1000	[kg]	C_ut

Tabla 4-1: Datos principales del problema:

Desarrollo mecanismo

El sistema posee 3 puntos o nodos principales que unen el brazo fijo L y el brazo de longitud variable o largo variable del cilindro hidráulico (Lc). La elevación del vehículo, se genera debido al momento del largo del brazo (L) por la componente de la fuerza generada por el cilindro perpendicular al brazo (Fcy).
Se tienen los siguientes datos de entrada:

- Largo brazo L (eslabón 1-2)
- Largo H (eslabón 1-3)
- Largo variable del cilindro hidráulico L_c (eslabón 2-3)
- Distancia desde el piso de la cabina al primer punto de pivote (BSP)

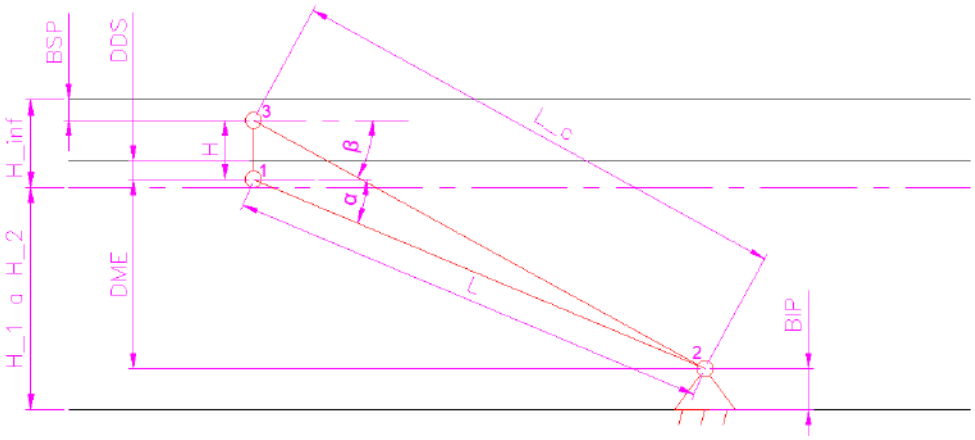


Figura 4-2: Esquema general del problema:

Primero, se determina el ángulo β a partir de la siguiente Figura 4-3.

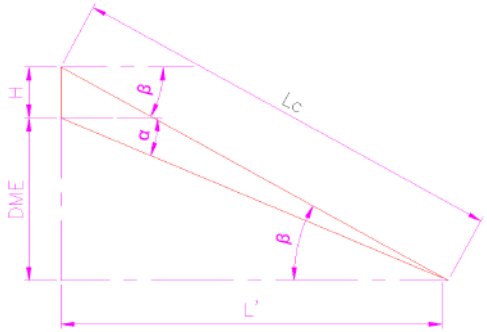


Figura 4-3: Esquema para resolver los ángulos:

$$\beta = tan^{-1}\left(\frac{H+DME}{L'}\right) \quad (4.1)$$

Se debe calcular el largo del brazo correspondiente al cilindro, se considera entonces, que el cilindro está expandido, siendo la posición donde mayor fuerza deberá realizarle al mecanismo, esto se verifica posteriormente.

Entonces, la longitud del cilindro expandido (Lca), es:

$$Lca = \frac{L'}{cos(\beta)} \quad (4.2)$$

Luego para calcular el largo del cilindro cerrado se considera $DME = 0\,mm$ y $\alpha = 0°$, y a partir de la siguiente relación trigonométrica se determina β.

$$\beta = tan^{-1}\left(\frac{H}{L}\right) \quad (4.3)$$

A partir de este ángulo se puede determinar el largo del cilindro retraído.

$$Lcr = \frac{L}{cos(\beta)} \quad (4.4)$$

Análisis estático

Para comenzar con el análisis, se separan las barras individualmente y se aplican sobre ellas las fuerzas correspondientes.
En las condiciones límites, se plantearon dos ángulos de inclinación que debían considerarse a la hora de elevar y trasladar el vehículo hacia los costados. Se trata de los ángulos de cabeceo y rolido.

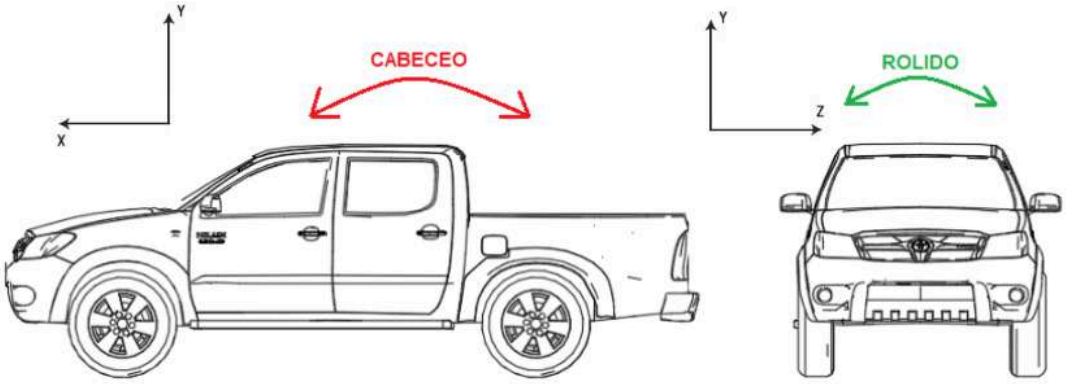


Figura 4-4: Ángulos de cabeceo y rolido [7]:

El vehículo se inclina 5º en Cabeceo (eje Z - transversal) y Rolido (eje X - longitudinal), como se observa en la siguiente Figura 4-5:

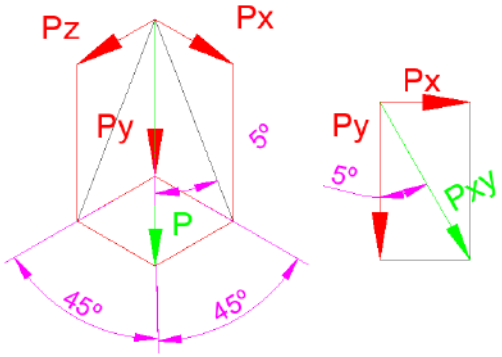


Figura 4-5: Descomposición de la fuerza Peso:

Por lo tanto, la fuerza del peso aplicada sobre los brazos se descompone en 3 direcciones sobre este, una en dirección hacia el piso (eje z), en dirección transversal (eje y) y en dirección longitudinal (eje x).

Se realiza la descomposición de las fuerzas para determinar las componentes:

- Módulo: $|P| = \sqrt{P'^{2}_{x} + P'^{2}_{y} + P'^{2}_{z}}$ (4.5)
- Versores:
  - Dirección x: $seno(5°) = \frac{P_x}{|P|} \rightarrow P'_x = |P|.seno(5°)$ (4.6)
  - Dirección z: $seno(5°) = \frac{P_z}{|P|} \rightarrow P'_z = |P|.seno(5°)$ (4.7)
  - Dirección y: $P'_y = \sqrt{|P|^2 - P'^{2}_{x} - P'^{2}_{z}}$ (4.8)

Se añade el superíndice " ' " (prima), donde se indica que las fuerzas están referenciadas a un sistema de referencia fijo a la camioneta y no al Brazo 1-2 o Barra 1-2.

Barra 1-2

Reacciones y Fuerza del cilindro

Se observa a continuación las fuerzas aplicadas sobre la barra, (Figura 4-6).

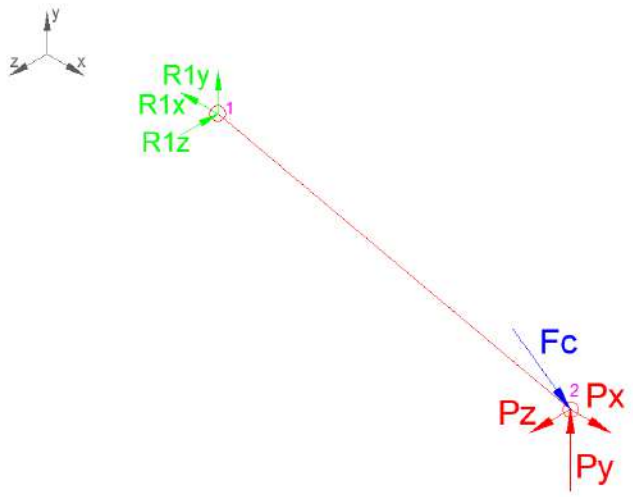


Figura 4-6: Fuerzas aplicadas sobre la Barra 1-2:

Dado que el interés radica en calcular las reacciones en los soportes, se considera la fuerza peso aplicado en sentido inverso al real, es decir, se piensa a la barra en contacto con el suelo y el peso es la fuerza de reacción que este le realiza a la barra. Además, esto es de utilidad a la hora de calcular la fuerza necesaria del cilindro hidráulico.

Se sigue esta metodología dado que si se plantea la fuerza peso en el punto 1 (Figura 4-6), al tener solamente apoyo de un solo lado, el sistema de ecuaciones que se genera no tiene solución, ya que se tienen más incógnitas que ecuaciones, resultando en un sistema hipostático.

Además de la descomposición de la fuerza peso dada por las condiciones de inclinación del suelo, si ahora se tiene en cuenta el movimiento de traslación lateral, allí se produce un ángulo de traslación o de pivote lateral (γ), que influye en la fuerza del peso aplicada a la barra, como se observa a continuación (Figura 4-7).

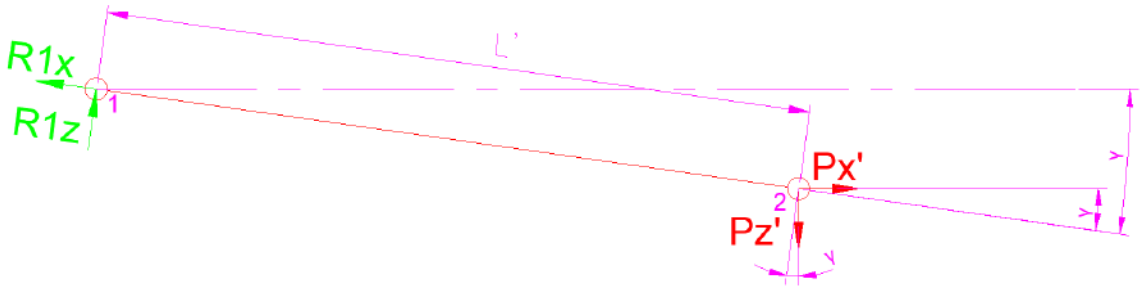


Figura 4-7: Descomposición de fuerzas con respecto al ángulo de translación:

Entonces, se giran los vectores P_x y P_y con respecto al ángulo γ, para referenciarlos al sistema de referencia de la barra 1-2.

$$P_x = P_x'.cos(\gamma) + P_z'.seno(\gamma) \quad (4.9)$$
$$P_z = P_z'.cos(\gamma) - P_x'.seno(\gamma) \quad (4.10)$$

Quedando finalmente los vectores como se observa en la Figura 4-8:

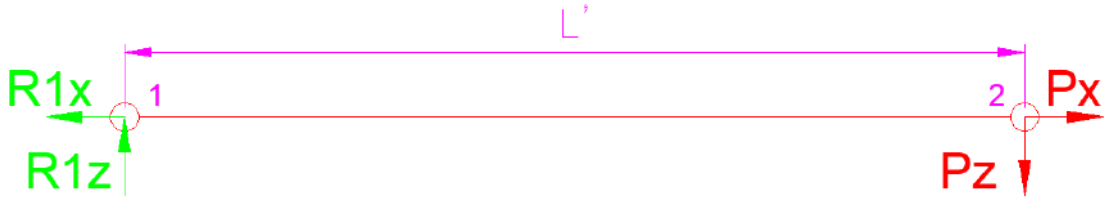


Figura 4-8: Reacciones y fuerzas en referencia a la barra:

El cálculo de las reacciones y la posterior determinación de los esfuerzos internos, se encuentran en el Anexo A.1.

Barra soporte

En esta barra se monta el cilindro hidráulico y la Barra 1-2, aquí se produce el movimiento de rotación que da a la traslación lateral. A su vez, esta barra soporte se monta a una estructura soldada/solidaria al chasis, conectada mediante rodamientos, para que se permita el giro relativo, como se muestra en la Figura 4-9.

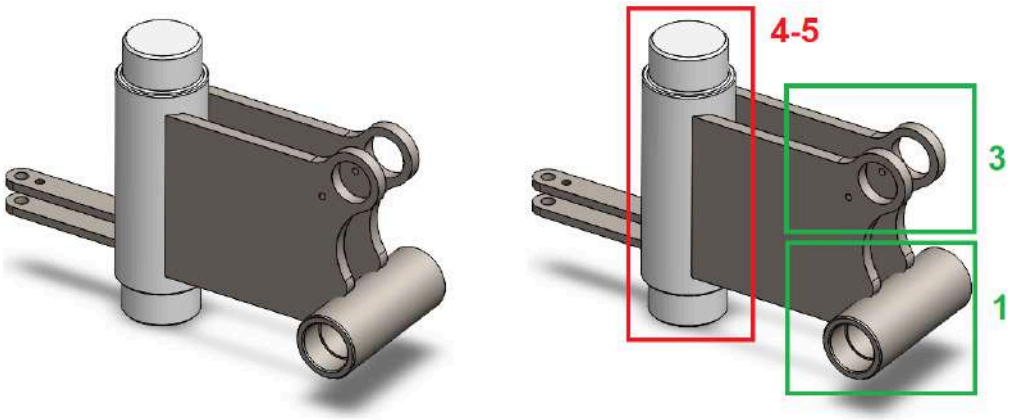


Figura 4-9: Modelado de la Barra soporte:

Para el cálculo estático se considera al árbol como una barra bi-apoyada sobre rodamientos de los cuales uno solo está retenido axialmente, por lo tanto, tiene un vínculo simple y del otro lado un vínculo doble. Luego, esta se considera unida a otras dos barras mediante una vinculación de unión soldada, sobre las cuales se conectan el cilindro y la barra 1-2. Finalmente se incorpora un momento tordente debido al movimiento rotacional que se necesita para producir la translación lateral del vehículo, quedando el diagrama de la siguiente manera, (Figura 4-10):

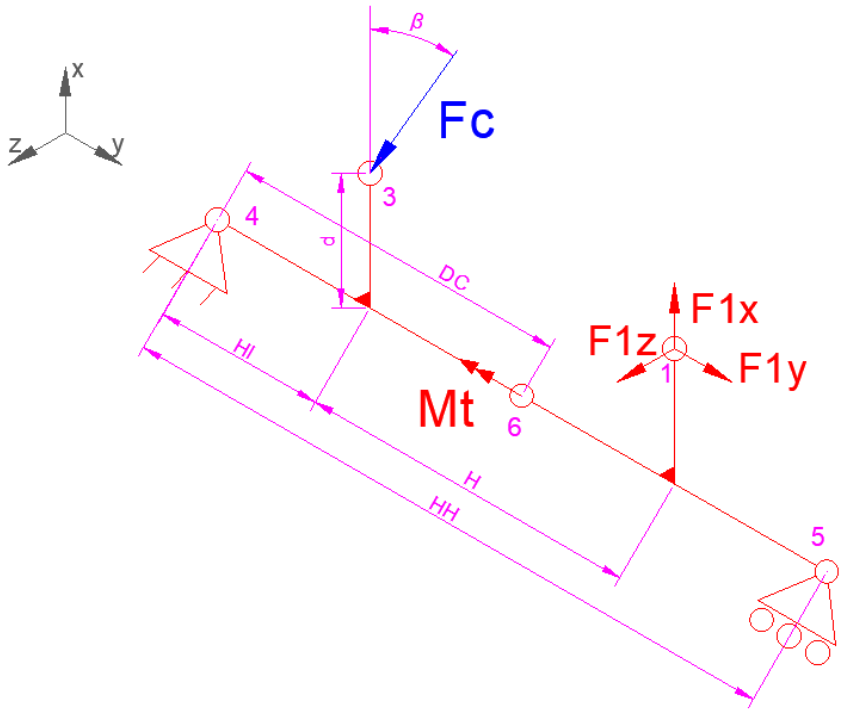


Figura 4-10: Diagrama de fuerzas de la Barra soporte:

El desarrollo de las reacciones, fuerzas y esfuerzos internos se encuentra en el Anexo A.2.

Dimensionamiento

Montajes de pernos pasantes

En el sistema se disponen de tres pernos pasantes principales, estos son los encargados de vincular los elementos que poseen movimientos relativos entre sí, que principalmente se trata de rotación. El montaje se selecciona de tal forma que, en cada uno de los casos, uno de los componentes permanezca solidario al perno mediante un ajuste con apriete, y el otro quede determinado por un ajuste con juego, en este último caso, se deberán lubricar las superficies para evitar el desgaste prematuro. Además, donde hay juego, se colocan cojinetes de fricción, específicamente en los puntos 1, 2 y 3. A continuación, se observan los principales parámetros de los cojinetes seleccionados.

COJINETES DE FRICCIÓN BARRA 1-2 CON BARRA SOPORTE		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	SKF	-
Código	PRM 404420	-
Material	Casquillo recto revestido en bronce	-
Diámetro interno (d)	32	mm
Diámetro externo (D)	36	mm
Ancho (B)	20	mm
Tolerancia del eje	f7	-
Tolerancia del soporte	H7	-
Velocidad relativa máxima admisible	1	m/s
Capacidad de carga	120	N/mm2
Área externa total	2261.9	mm2

Tabla 4-2: Cojinetes de fricción, Barra 1-2 con Barra soporte:

COJINETES DE FRICCIÓN BARRA 1-2 CON BASE AL SUELO		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	SKF	-
Código	PRM 404420	-
Material	Casquillo recto revestido en bronce	-
Diámetro interno (d)	40	mm
Diámetro externo (D)	44	mm
Ancho (B)	20	mm
Tolerancia del eje	h8	-
Tolerancia del soporte	H7	-
Velocidad relativa máxima admisible	1	m/s
Capacidad de carga	120	N/mm2
Área externa total	2764.6	mm2

Tabla 4-3: Cojinetes de fricción, Barra 1-2 con Base al suelo:

Para comprobar la resistencia de los cojinetes, se tiene en cuenta la carga estática máxima admisible, esta es la misma para ambos modelos de cojinetes, de unos 120 N/mm2. Por otro lado, se considera que el área de apoyo es la mitad del área externa total que se observa en las tablas. Por último, para encontrar la fuerza aplicada, se utiliza la mitad de la fuerza del cilindro hidráulico, ya que en cada caso hay un cojinete de cada lado del eje.
Para los cálculos se utiliza el cojinete de los puntos 1 y 3, ya que es el más pequeño.
En la siguiente Tabla 4-4, se observan los cálculos comentados.

CÁLCULOS DE RESISTENCIA		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Carga máxima sobre cojinetes	19159.2	N
Capacidad de carga estática	120	N/mm2
Área externa de apoyo	1131.0	mm2
Tensión sobre cojinete	16.9	N/mm2

Tabla 4-4: Cálculo de resistencia de los Cojinetes:

Como se puede observar, la tensión que se generaría sobre el área de apoyo del cojinete más pequeño, es inferior al límite de carga estática del mismo.

Para asegurar aún más el correcto funcionamiento de los cojinetes, se calcula la velocidad relativa entre este y el perno, para ver si es menor a la permitida por SKF.

Se sabe que el movimiento de elevación debe llevarse a cabo en 22 segundos, conociéndose el recorrido angular del sistema y el largo de la Barra 1-2, se calcula la velocidad buscada.

CÁLCULOS DE VELOCIDAD		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Velocidad de elevación	22	s
Recorrido angular de alpha	0.61	rad
Largo de barra 1-2 (radio de giro)	0.620	m
Velocidad angular	0.028	rad/s
Velocidad relativa perno/cojinete	0.02	m/s

Tabla 4-5: Cálculo de velocidad de los Cojinetes:

Como puede observarse, la velocidad real entre el perno y el cojinete, es menor a la máxima admisible por el fabricante. Dado que estos cojinetes están diseñados para bajas velocidades y grandes cargas, no se informa un límite inferior de velocidad, por lo que se consideran aptos para su utilización.

Perno unión base soporte con barra 1-2 (punto 1)

La base soporte en este punto, tiene soldado un eje hueco, que hace contacto axial con la barra 1-2, para transmitir directamente los esfuerzos entre estos dos componentes. Para el montaje, se coloca un perno interno que estará solidario a la barra 1-2 mediante un ojal abulonado, esta oreja se suelda a la punta del perno y se abulona en la barra 1-2. Este tipo de montaje permite una fácil instalación y una mejora en el mantenimiento, además, no se requieren de aros de retención.

Dado que el perno pasante y el eje hueco de la barra soporte tienen movimiento relativo, se realiza un montaje con dos bujes, los cuales se lubrican a través de un alemite central.

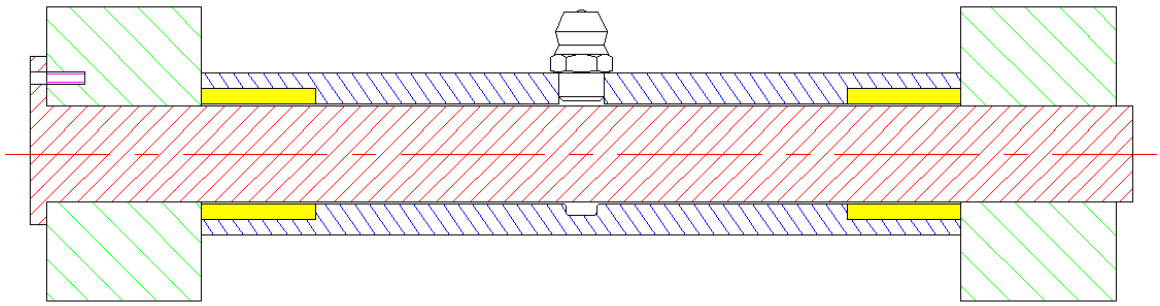


Figura 4-11: Montaje perno punto 1:

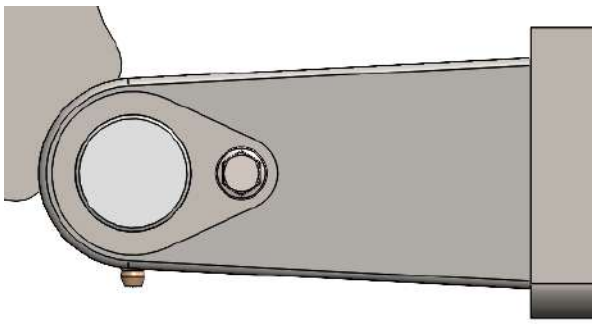


Figura 4-12: Modelado del montaje perno punto 1:

Perno unión Base soporte con Cilindro hidráulico (punto 3)

En este caso, el ojal del cilindro hidráulico posee lubricación mediante un alemite, lo que permite que el rodamiento interno esté permanentemente lubricado, para que no se produzca movimiento relativo entre el perno y el cilindro, allí se tendrá un ajuste con apriete. Por otro lado, entre el perno y la barra soporte habrá un ajuste con juego, ya que solo se necesita que el perno entre en el agujero de la chapa. Luego, la fijación del perno se da mediante la utilización del mismo ojal que en el punto anterior, que, en este caso, se suelda al eje y se abulona a la barra soporte.

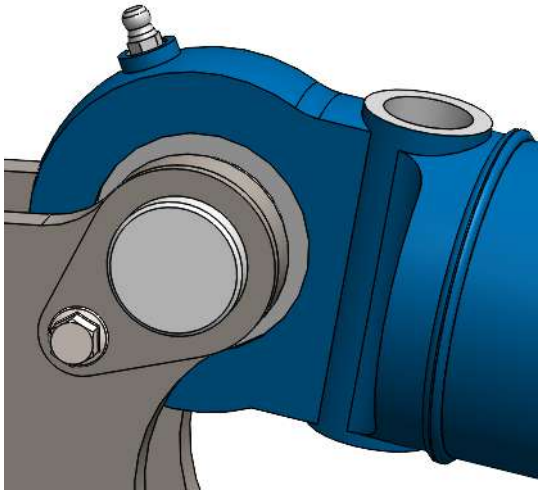


Figura 4-13: Montaje perno punto 3:

Perno unión cilindro hidráulico y barra 1-2 (punto 2)

En este lugar, se tiene al cilindro hidráulico, a la barra 1-2 y también a la rótula. El montaje entre el perno y la barra 1-2 se realiza a través del ya mencionado ojal que se suelda al perno y se abulona a la barra, allí, el perno debe solamente entrar en el agujero sin necesidad de apriete. Por otro lado, en la horquilla del cilindro y en la rótula se tiene un ajuste con juego (Figura 4-14), lo que hace que se deba revisar la lubricación. Tanto en la rótula como en la horquilla (en ambos lados de esta), se colocan alemites de engrase, (Figura 4-15).

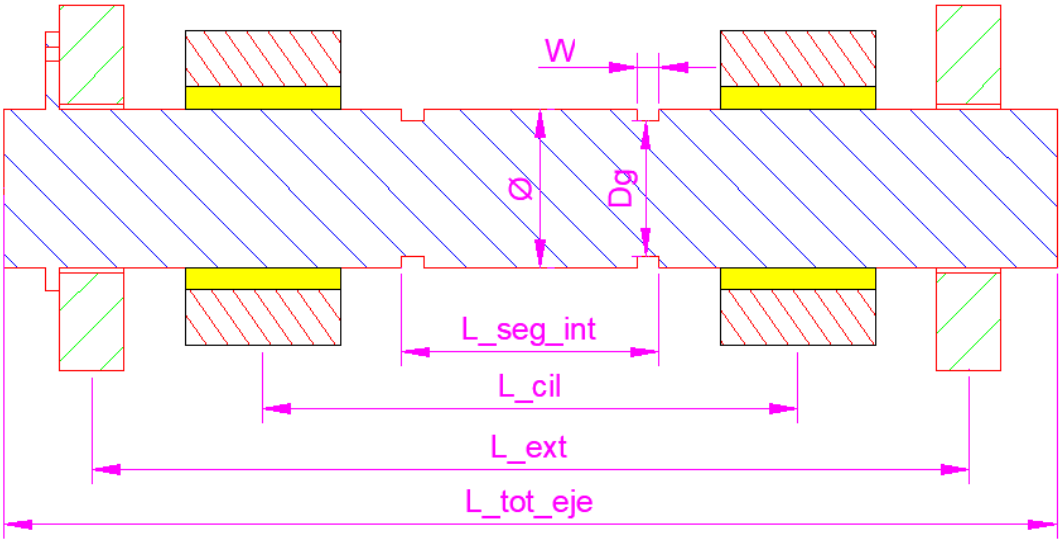


Figura 4-14: Montaje perno punto 2:

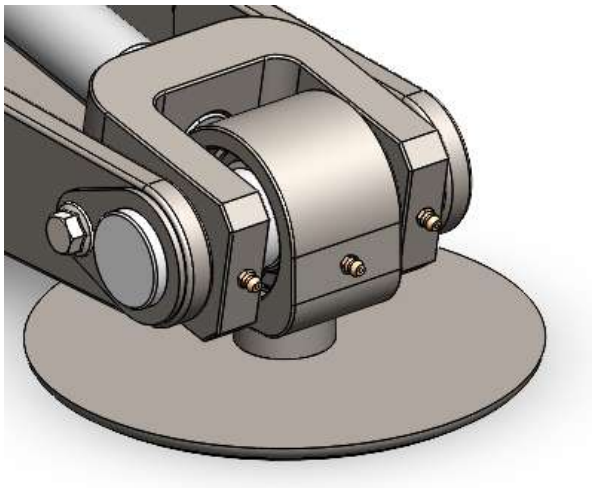


Figura 4-15: Modelado del montaje perno punto 2:

Selección del cilindro hidráulico

Se parte de la fuerza del cilindro calculada en el análisis estático (FC) del Anexo A.1, además, se requiere la carrera (Ccil) necesaria para que se cumplan los requisitos de movimiento de elevación del vehículo.

El montaje del cilindro en el sistema, se lleva a cabo con ojal en el lado de la barra soporte, y mediante horquilla en el lado de la base con el suelo, ambos provistos por Bosch [8] en función del diámetro del vástago del cilindro.

A continuación, se observan los datos de los componentes seleccionados.

CILINDRO HIDRÁULICO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Serie	CDL2	-
Código	CDL2MP5/63/36/224C2X/B11CLUMW	-

Tabla 4-6: Cilindro hidráulico Elevación del vehículo:

Barra 12

Se comienza planteando la sección de la viga, se selecciona una sección en U, a partir del diagrama de la Figura 4-16), se describen sus dimensiones:

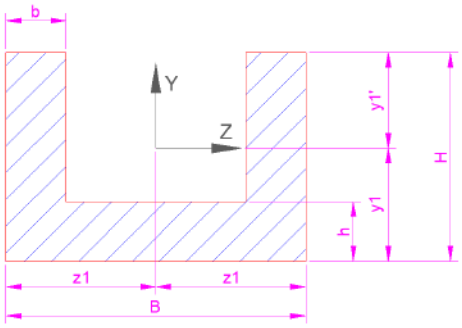


Figura 4-16: Sección en U de la barra 1-2 con sus dimensiones:

Cabe destacar que, se debe conocer la sección mínima que soportará los esfuerzos planteados en el Anexo A.1, sin embargo, la selección de la sección en U se justifica en busca de que el montaje del sistema y su disposición sea compacta, ya que el cilindro hidráulico en su posición expandida se ubicaría dentro del perfil. Por lo tanto, las dimensiones finales del mismo, están dadas por las dimensiones del cilindro hidráulico.

Se muestran a continuación las propiedades del material de la barra y el factor de seguridad seleccionado.

MATERIAL - BARRA 12		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CÓDIGO	SAE 1045	-
Tratamiento	Normalizado	-
σ elástico	530	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**177**	N/mm2

Tabla 4-7: Material Barra 1-2:

Luego se procede a plantear las propiedades de la sección respecto a su eje central:

$$Area = B.h + 2.b.(H - h) \quad (4.11)$$

$$z_1 = \frac{B}{2} \quad (4.12)$$

$$y_1 = \frac{B.h^2 + 2.b.(H^2 - h^2)}{2.[B.h + 2.b.(H-h)]} \quad (4.13)$$

$$y_1' = H - y_1 \quad (4.14)$$

$$I_z = \frac{B.h^3 + 2.b.(H-h)^3}{12} + B.h.\left(y_1 - \frac{h}{2}\right)^2 + 2.b.(H - h).\left(\frac{H-h}{2} + h - y\right)^2 \quad (4.15)$$

$$I_y = \frac{B.h^3 - (H-h).(B-2.b)^3}{12} \quad (4.16)$$

$$J_p = I_z + I_y \quad (4.17)$$

Para poder dimensionar se determinan las tensiones equivalentes de Von Mises. En este problema se tienen esfuerzos normales, esfuerzos de corte y momento flector, para poder llegar a las tensiones equivalentes de Von Mises primero se debe obtener las tensiones normales y de corte, para esto se emplean las ecuaciones del Anexo B.2.

Lo siguiente es determinar los puntos a evaluar. Como ya se conocen los esfuerzos a los que se somete la barra, se pueden determinar los puntos críticos considerando los lugares donde cada uno de los tipos de esfuerzos generan tensiones máximas, es decir, tener en cuenta la distribución de cada tensión generada.

Las tensiones normales, tienen una distribución uniforme en toda la sección, por lo que la tensión normal debido al esfuerzo normal (Nx en este caso) podría calcularse en cualquier punto de la sección, y estaría dado por:

$$\sigma x\ (debido\ a\ Nx12) = \frac{Nx12}{Área} \quad (4.18)$$

Por otro lado, el momento aplicado Mxz actúa como un generador de tensiones normales, que no son uniformes en toda la sección, sino que en este caso, serán máximas en los puntos más alejados del eje y, siendo nulas sobre este. Entonces, de aquí se pueden considerar dos puntos de interés, que son los puntos más alejados del eje y para cada lado, es decir, los extremos laterales de las alas del perfil $z = z1$, para ambos lados. El cálculo de la tensión normal debido al momento, estará dado por la siguiente relación, siendo “y” el eje neutro.

$$\sigma x\ (debido\ a\ Mxz) = \frac{Mxz.c}{Iy} \quad (4.19)$$

Por último, se tiene un esfuerzo de corte aplicado sobre el eje z (Vz), este genera tensiones de corte (paralelas a la sección yz) con una distribución que nuevamente no es uniforme en la sección, sino que este tipo de tensiones son nulas en los extremos y máximas en el eje del centroide (Figura 4-17). Por lo tanto, esto indica que los puntos críticos para el cálculo de esta tensión serán aquellos colineales al eje y.

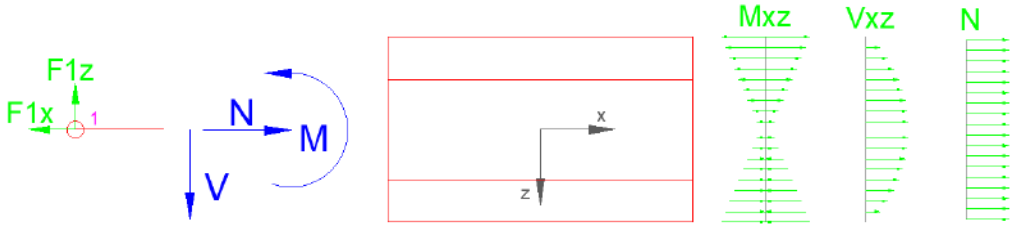


Figura 4-17: Distribución de las tensiones en la sección:

Tensiones equivalentes de Von Mises

A continuación, en la Figura 4-18, se observan los tres puntos críticos donde se calcularán las tensiones equivalentes de Von Mises.

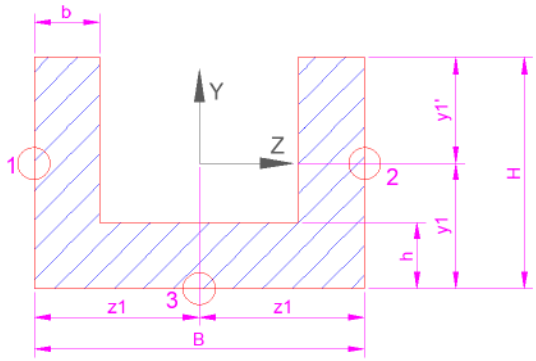


Figura 4-18: Puntos críticos de la sección:

Según los esquemas, las tensiones quedan de la siguiente manera:

- Punto 1: En este punto se tiene tensiones de tracción debido al momento al momento flector Mxz, tensiones de corte nulas y tensiones normales de tracción debido a la fuerza normal $N12$, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx12}{Área} + \frac{Mxz.z1}{Iy} \quad (4.20)$$

- Punto 2: En este punto se tiene tensiones de compresión debido al momento flector Mxz, tensiones de corte nulas y tensiones normales de tracción debido a la fuerza normal $N12$, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx12}{Área} - \frac{Mxz.z1}{Iy} \quad (4.21)$$

- Punto 3: En este punto se tiene tensiones de corte debido a la fuerza de corte Vz y tensiones normales de tracción debido al esfuerzo normal $N12$, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx12}{Área} \quad (4.22)$$

$$\tau_{yz} = \frac{Vz.Q}{Iz.h} \quad (4.23)$$

Una vez determinados estos puntos, se evalúa las tensiones equivalentes de Von Mises en cada uno, estas tensiones se calculan de la siguiente forma:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}.\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x\right)^2 + 6.\left(\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx}\right)\right]} \quad (4.24)$$

De las ecuaciones vistas hasta el momento, resta conocer a Q, que tendrá que ver con la ubicación del punto crítico 1. Dado que el punto se ubica en la parte inferior del alma, se debe considerar el área dada por la mitad superior del alma y el área restante dada por las dos alas de la sección, en ambos casos las áreas se ubican por encima del punto a evaluar.

Entonces, el área A' es:

$$A' = B.\frac{h}{2} + 2.((H - h).b) \quad (4.25)$$

Luego, la distancia del eje neutro al centroide del área A', se calcula considerando el una disminución en el espesor del alma, ahora calculado como $h/2$, y también una disminución en alto H, ahora calculado como $H - h$:

$$y' = \frac{B.(h/2)^2 + 2.b.((H-h)^2 - (h/2)^2)}{2.[B.(h/2) + 2.b.((H-h) - (h/2))]} \quad (4.26)$$

Una vez obtenida Q, se pasa al cálculo de la tensión de corte τyz, como sigue:

$$\tau_{yz} = \frac{Vz.Q}{Iz.h} \quad (4.27)$$

Para continuar con el dimensionamiento, se debe tener en cuenta el material a utilizar con su tratamiento térmico, que otorga un límite elástico. A este límite se lo debe afectar por el factor de seguridad que se considere, para luego poder comparar la tensión admisible con la tensión equivalente de Von Mises.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma el}{FOS} \quad (4.28)$$

Finalmente, para cada punto debe cumplirse la siguiente inecuación:

$$\sigma_{adm} > \sigma_{VM} \quad (4.29)$$

A modo de resúmen, se muestran los resultados del dimensionamiento de este componente.

CÁLCULOS SECCIÓN BARRA 1-2		
Alto (H)	80	mm
Ancho (B)	140	mm
Espesor ala (b)	4.76	mm
Espesor alma (h)	4.76	mm
Ancho interno	130.475	mm
Área	1383.387188	mm2
y1	23.10	mm
z1	70	mm
y1'	56.90	mm
Inercia (Iy)	4367056.41	mm4
Inercia (Iz)	891950.07	mm4
A'	1050.01	mm2
y'	26.60	mm
Q	27932.28246	mm3
J polar	5259006.48	mm4
σvm 1	36.09	N/mm2
σvm 2	24.15	N/mm2
σvm 3	30.89	N/mm2

Tabla 4-8: Resultados de los cálculos estáticos, Barra 1-2:

Las celdas que se observan en verde claro son datos de entrada, en blanco corresponden a cálculos resultados, y finalmente en verde flúor se encuentran las tensiones equivalentes de Von Mises en cada punto crítico. Como se puede observar, estas son menores a la tensión admisible del material seleccionado.

Barra Soporte

Esta barra está compuesta por 3 sub barras, la barra principal 4-5 (árbol) y las barras 1 (unión con viga/barra en U 1-2) y 3 (unión con el cilindro hidráulico), que estarán solidarias a la 4-5, como se observa en la Figura 4-9. En la Figura 4-19, se observan las dimensiones principales.

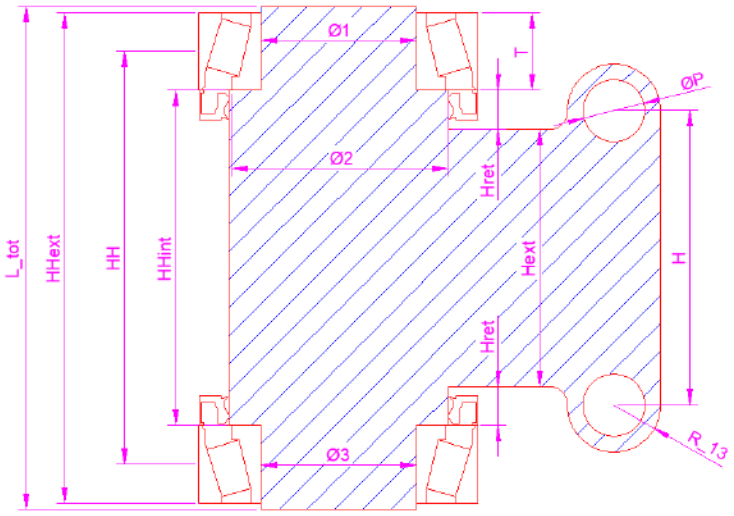


Figura 4-19: Dimensiones principales de la Barra soporte:

Barra 4-5 (Árbol macizo)

Para dimensionar este árbol se divide en mismo en las secciones que fueron calculadas en el Anexo A.2. En el plano xy se divide en tres secciones, y en el plano yz se hace en dos.

Se muestran a continuación las propiedades del material seleccionado y el coeficiente de seguridad utilizado.

MATERIAL - ARBOL		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	AISI 4140 OQT	-
Procesamiento	Est.en.frio	
Tratamiento	TempyRev	-
σ elástico	690	N/mm2
resist. última s_u	807	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**230.0**	N/mm2

Tabla 4-9: Material del árbol de la Barra soporte:

Pre-dimensionamiento

Para cada caso, se comienza pre-dimensionando el árbol, obteniendo un diámetro mínimo teniendo en cuenta los esfuerzos dados solamente por la flexotorsión, es decir, se desprecian los esfuerzos normales (suponiendo que son pequeños y simplificando el cálculo) y cortantes (dado que las tensiones máximas generadas por este se dan en la fibra central del árbol).

$$\emptyset \geq \left(\frac{32}{\pi.\sigma adm}.\sqrt{Mf^2 + 0,75.Mt^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.30)$$

Este cálculo, brinda un diámetro mínimo para cada sección, sin embargo, solamente es útil para tener un valor de referencia para comenzar con el dimensionamiento.

Tensiones equivalentes de Von Mises

Luego del pre-dimensionamiento, se incluyen los esfuerzos despreciados, es decir, se tienen en cuenta todos los esfuerzos de cada sección, y se los utiliza para el cálculo de las tensiones equivalentes de Von Mises.

En la siguiente Figura 4-20, se observan los puntos críticos a considerar, dados los esfuerzos presentes en el componente.

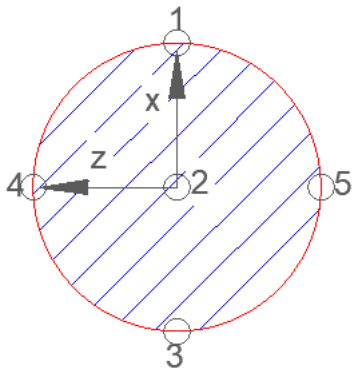


Figura 4-20: Puntos críticos de la sección del árbol:

Parte de la teoría y procedimiento del método de cálculo por tensiones equivalentes de Von Mises, se explica en el dimensionamiento de la Barra 1-2 y se desarrolla en el Anexo B.2, por lo que aquí se informan los puntos críticos.

- Punto 1: En este punto se generan tensiones de tracción debido al momento al momento flector Mz, tensiones de corte nulas ya que no hay esfuerzos cortantes, y tensiones normales de tracción debido a la fuerza normal Ny. Además, se tendrán tensiones cortantes máximas debido al momento torsor My. Finalmente, las ecuaciones se dan de la siguiente forma:

$$\sigma_y = \frac{Ny}{Área} + \frac{Mz}{Iz/r} \quad (4.31)$$

$$\tau_{xz} = \frac{My}{Ip/r} \quad (4.32)$$

- Punto 2: En este punto se generan tensiones de corte máximas debido a los esfuerzos cortantes Vx y Vz. Además, al igual que en todos los puntos, se debe incorporar el accionar del esfuerzo normal. Quedan entonces planteadas las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_y = \frac{Ny}{Área} \quad (4.33)$$

$$\tau_{yx} = \frac{Vx.Q}{Iz.\emptyset} \text{ (4.34)}$$
$$\tau_{yz} = \frac{Vz.Q}{Ix.\emptyset} \text{ (4.35)}$$

- Punto 3: En este punto se tienen en cuenta los mismos esfuerzos que en el punto 1, sin embargo, al cálculo de la tensión normal se le debe restar la tensión debida al esfuerzo del momento flector Mz, dado que debido a su distribución, en un lado del eje neutro se producen tensiones de tracción, y del otro lado se producen tensiones de compresión. Entonces, las ecuaciones resultan como sigue:

$$\sigma_y = \frac{Ny}{Área} - \frac{Mz}{Iz/r} \text{ (4.36)}$$
$$\tau_{xz} = \frac{My}{Ip/r} \text{ (4.37)}$$

- Punto 4: En este punto sucede lo mismo que en los puntos 1 y 3, sin embargo, el momento que aquí se debe considerar es el producido en el eje x, es decir, Mx, además, se considera de la misma forma que antes el momento tordente My. Por lo tanto, las ecuaciones quedan:

$$\sigma_y = \frac{Ny}{Área} + \frac{Mx}{Iz/r} \text{ (4.38)}$$
$$\tau_{xz} = \frac{My}{Ip/r} \text{ (4.39)}$$

- Punto 5: Finalmente, lo único que difiere del punto 5 al punto 4 es que aquí se debe restar el accionar del momento flector en el cálculo de las tensiones normales, entonces:

$$\sigma_y = \frac{Ny}{Área} - \frac{Mx}{Iz/r} \text{ (4.40)}$$
$$\tau_{xz} = \frac{My}{Ip/r} \text{ (4.41)}$$

Dependiendo de la sección que se esté calculando, se tendrán diferentes esfuerzos que afectarán al cálculo de las tensiones equivalentes de Von Mises.

Fatiga

Para este dimensionamiento por fatiga, se tendrá en cuenta el proceso indicado por la referencia [9].

Primero, se debe seleccionar un material, en este caso se tiene un AISI 4140 OQT, se trata de un acero aleado al cromo-molibdeno, templado en aceite y revenido. Como ya se sabe, la resistencia última a la tracción es de $s_u = 870\ MPa$, y el límite elástico es de $\sigma_{el} = 690\ MPa$.

Luego, sabiendo que el material se logra desde un proceso de estirado en frío y posteriormente se realiza un maquinado y posterior pulido, se obtiene del siguiente diagrama la resistencia a la fatiga modificada (Figura 4-21).

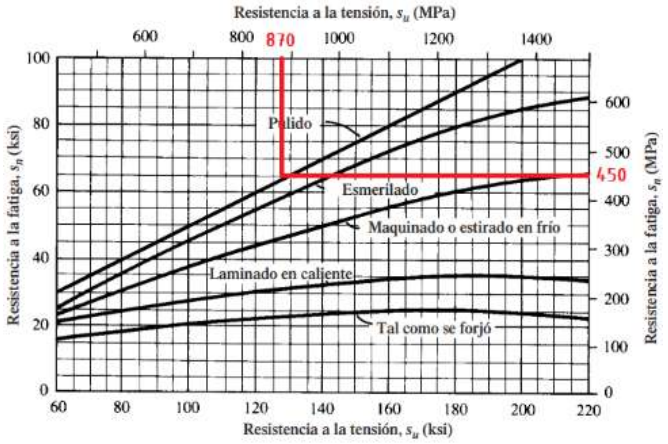


Figura 4-21: Resistencia a la fatiga modificada [9]:

Entonces, la resistencia a la fatiga modificada se considerará de $s_n = 450\,MPa$. Habiendo logrado este valor, se lo debe utilizar en la siguiente fórmula, donde se obtendrá la resistencia a la fatiga estimada real s_n':

$$s_n' = s_n\left(C_m\right)\left(C_{st}\right)\left(C_R\right)\left(C_s\right) \quad (4.42)$$

Los factores que afectan a s_n se detallan a continuación.

El factor del material C_m, se conoce a partir de la conformación del material, en este caso se trata de un acero forjado, se tiene entonces:

$$C_m = 1\ (laminado\ /\ forjado) \quad (4.43)$$

El factor de tipo de esfuerzo C_{st}, se obtiene a partir de los esfuerzos presentes, poniéndonos en la peor situación, seleccionamos esfuerzo flexionante.

$$C_{st} = 1\ (esfuerzo\ flexionante) \quad (4.44)$$

Luego, para el factor de confiabilidad C_R, se debe conocer a partir de la confiabilidad estadística deseada, que se considera de 0,99, entonces, el factor será:

$$C_R = 0,81\ (factor\ de\ confiabilidad) \quad (4.45)$$

Por otro lado, se tiene el factor de tamaño C_s, este resulta de la consideración del diámetro preliminar del árbol, para este caso se tiene un diámetro entre $7,62 < D \leq 50$, por lo tanto, el factor se conseguirá a partir de la siguiente relación:

$$C_s = (D/7,62)^{-0,11}\ (factor\ de\ tamaño)\ (4.46)$$

Luego, a partir del dimensionamiento estático podemos obtener los diámetros preliminares que servirán para determinar los factores de concentración de esfuerzos que posteriormente se emplearán en el cálculo a la fatiga:

Diámetro sección 1: $Ø_1$

Diámetro sección 3: $Ø_2$

Diámetro sección 5: $Ø_3$

Dado que habrá un resalte entre las secciones 1-3 y 3-5, debemos determinar los factores de concentración de esfuerzos Kt.
A partir de los diámetros más pequeños ($Ø_1$ y $Ø_3$) y el radio del redondeo r (dado por SKF), se determina la relación r/d. También se requerirán los diámetros menores y el diámetro mayor, donde se encuentra el resalte ($Ø_2$), para determinar la relación D/d.

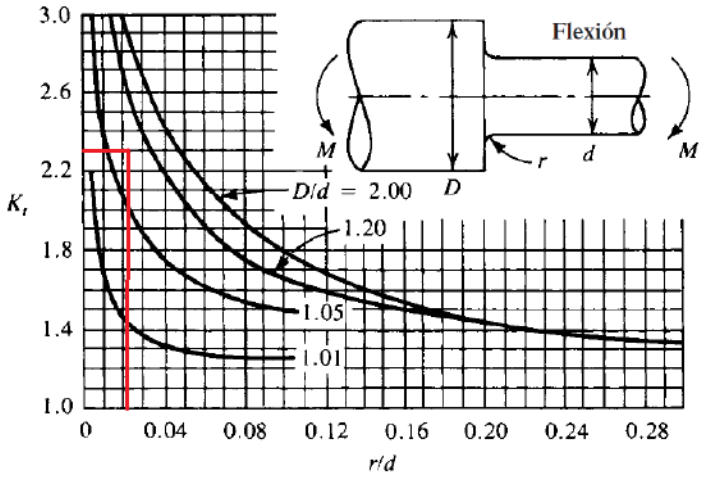


Figura 4-21: Factor de concentración de esfuerzos [9]:

Como se puede observar (Figura 4-21), el valor de Kt es de:

$$Kt = 2,3\ (4.47)$$

Finalmente, se tiene el factor de diseño N, que corresponde a una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En este caso, el árbol está fabricado de un material dúctil, debido al tipo y forma de aplicación de las cargas, estas se suponen estáticas, además, se requiere una alta confiabilidad, por lo tanto, el factor de diseño será:

$$N = 1,25\ (4.48)$$

Finalmente, luego de haber seleccionado todos los factores y valores de resistencia, se calcula el diámetro mínimo debido a la fatiga mediante la siguiente fórmula.

$$D_{fatiga} = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{\sigma_{el}} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (4.49)$$

Estos cálculos, tanto el de tensiones equivalentes de Von Mises, como el de fatiga, se realizan para cada sección del árbol, y luego, el diámetro seleccionado será el que resulte mayor de ambos cálculos. Sin embargo, esta selección no indica que estos sean los diámetros finales, ya que cuando se seleccionan los rodamientos, se requerirán resaltos para el montaje y diámetros mínimos a ser alcanzados. Entonces, los diámetros obtenidos en estos cálculos, se tratan de valores mínimos a tener en cuenta.
Por otro lado, las secciones 1 y 5 (diámetros 1 y 3), donde se ubican los rodamientos, resultan con diámetros distintos, sin embargo, para facilitar el mantenimiento y reducir costos se seleccionan dos diámetros iguales, es decir, se utilizará el que mayor valor resulte.

Resumen resultados Sección 1

RESULTADOS ÁRBOL SECCIÓN 1		
Ø Predimensionamiento	41	mm
σvm 1	160.0	N/mm2
σvm 2	71.9	N/mm2
σvm 3	210.1	N/mm2
σvm 4	22.7	N/mm2
σvm 5	27.4	N/mm2
Diámetro mínimo Ø1 por fatiga	49	mm

Tabla 4-10: Resultados de la sección 1 del árbol:

Resumen resultados Sección 2

RESULTADOS ÁRBOL SECCIÓN 2		
Ø Predimensionamiento	50	mm
σvm 1	194.5	N/mm2
σvm 2	9.1	N/mm2
σvm 3	194.5	N/mm2
σvm 4	1.3	N/mm2
σvm 5	1.3	N/mm2
Diámetro mínimo Ø2 por fatiga	50	mm

Tabla 4-11: Resultados de la sección 2 del árbol:

Resumen resultados Sección 3

RESULTADOS ÁRBOL SECCIÓN 3		
Ø Predimensionamiento	**44**	**mm**
σvm 1	**189.2**	**N/mm2**
σvm 2	**73.9**	**N/mm2**
σvm 3	**189.2**	**N/mm2**
σvm 4	**1.9**	**N/mm2**
σvm 5	**1.9**	**N/mm2**
Diámetro mínimo Ø3 por fatiga	**54**	**mm**

Tabla 4-12: Resultados de la sección 3 del árbol:

Selección de rodamientos Barra 4-5

Como se observa en el cálculo de las reacciones de la Barra soporte, se tienen dos apoyos, uno doble (punto 4) y otro simple (punto 5). Estos corresponden a las ubicaciones de los rodamientos. Dado que en el punto 5 no existen cargas axiales, el rodamiento ubicado allí no necesitará soportar este tipo de cargas, este es el motivo por el que queda la disposición de vínculos mencionada.

A continuación, para seleccionar los rodamientos, se resumen las cargas tanto radiales como axiales que estos deben soportar en cada uno de los puntos (4 y 5).

$$Fr4 = \sqrt{R4x^2 + R4z^2} \quad (4.50)$$

$$Fa4 = R4y \quad (4.51)$$

$$Fr5 = \sqrt{R5x^2 + R5z^2} \quad (4.52)$$

$$Fa5 = 0\ N \quad (4.53)$$

En este caso, se tiene una aplicación con bajas revoluciones ($n < 10\ RPM$), y pocas horas de uso, la utilización del sistema es intermitente, sin embargo, en el momento del accionamiento se requiere una alta confiabilidad, (Figura 4-22).

Tabla 1

Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000

Figura 4-22: Vida especificada de diferentes tipos de máquinas [10]:

Para la vida nominal básica se selecciona el límite superior dado por la tabla de SKF [10], para así tener una mayor confiabilidad, por lo tanto, se tiene que:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.n}. L_{10} = 12000\ horas \quad (4.54)$$

Aquí, n es la velocidad de giro, que como se sabe desde las condiciones límites, el tiempo de traslación lateral es de 5 segundos. Además, dado el desarrollo del mecanismo, se conoce el ángulo de pivote lateral máximo $\gamma = 42°$, por lo tanto:

$$n = \frac{\gamma.\pi/180}{t}. \frac{60}{2.\pi} = 1,4\ RPM \quad (4.55)$$

Luego, para continuar con el dimensionamiento, se debe encontrar P, mediante el dato de C y el exponente p. La relación entre estos tres y la vida nominal básica se muestra a continuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4.56)$$

donde:
L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]
P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]
C = capacidad de carga dinámica básica [kN]
p = exponente de la ecuación de la vida (3 para rodamientos de bolas, 10/3 para rodamientos de rodillos).

Dadas las características del problema, se selecciona un **montaje con dos rodamientos de una hilera de rodillos cónicos**, este tipo de rodamientos soporta cargas combinadas (radiales y axiales), además, se los dispone con montaje en "X" (cara a cara), ya que las pistas interiores son las que rotan y se requiere que la resultante de las fuerzas se distribuya como se hace en este tipo de montaje.
Por otro lado, cuando se los posiciona de esta forma, estos rodamientos van a soportar una fuerza axial hacia un sentido, pero no hacia el otro, lo que hace que todo el tiempo solo uno de ellos está contrarrestando las fuerzas axiales, cumpliéndose así lo planteado con los vínculos (uno doble y el otro simple).

A continuación, en la Figura 4-23, se muestra un esquema del montaje comentado.

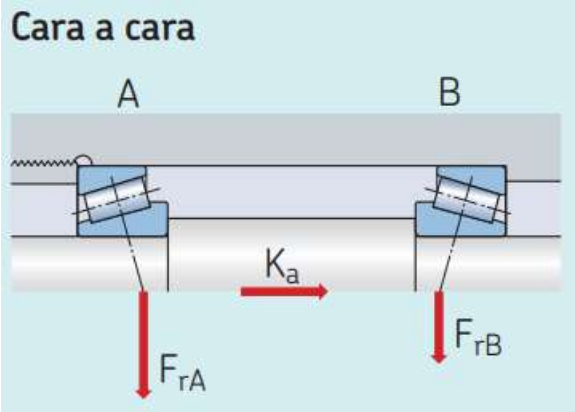


Figura 4-23: Fuerzas generadas en los rodamientos [10]:

Rodamiento fijo

Se comienza con el rodamiento fijo [11], que está ubicado en el punto 4. Deberá soportar cargas radiales y axiales, que se denominaron como $Fr4$ y $Fa4$. Se selecciona un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos, con las siguientes características.

RODAMIENTO LADO FIJO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	SKF	-
Modelo	32011 X	-
Diámetro interno (d)	55	[mm]
Diámetro externo (D)	90	[mm]
Ancho (T)	23	[mm]
Cap. carga dinámica básica (C)	99.4	[kN]
Cap. carga estática básica (Co)	116	[kN]
Factor de carga axial (Y)	1.5	-
Factor de carga axial (Yo)	0.8	-
Límite para la relación de cargas (e)	0.4	-

Tabla 13: Información principal del rodamiento lado fijo:

Cabe destacar, que el diámetro requerido en esta sección es menor al requerido en la sección 5, donde se ubica el rodamiento libre, sin embargo, como se aclaró previamente, se seleccionan diámetros iguales.

Lo siguiente es comenzar con el cálculo de las capacidades de carga.

Por un lado, la carga dinámica equivalente (P), es una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que de ser aplicada causaría en el rodamiento la misma carga máxima en los elementos rodantes que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento. En nuestro caso, como el rodamiento estará sometido a cargas radiales y

axiales, la carga dinámica equivalente puede ser calculada de dos formas distintas, según la relación entre las cargas.

Si $Fa/Fr \leq e$

$$P = Fr \quad (4.57)$$

Si $Fa/Fr > e$

$$P = 0,4.Fr + Y.Fa \quad (4.58)$$

donde:
P: $carga\ dinámica\ equivalente\ del\ rodamiento\ [kN]$
Fr: $carga\ radial\ real\ del\ rodamiento\ [kN]$
Fa: $carga\ axial\ real\ del\ rodamiento\ [kN]$
e: $límite\ para\ la\ relación\ de\ carga$
X: $factor\ de\ carga\ radial\ del\ rodamiento$
Y: $factor\ de\ carga\ axial\ del\ rodamiento$

A continuación, se observan los resultados de los cálculos del rodamiento.

CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Vida nominal básica en horas	12000	[h]	L10h_rf
Factor de cálculo (Y)	1.50	-	Y
Límite para la relación de cargas (e)	0.40	-	e_f
Fa/Fr	0.86	-	Fa/Fr
Carga dinámica equivalente	65.0	[kN]	P_f
Exp. de la ecuación de la vida	3.3	-	p_f
Vida nominal básica en mill.rev	4.1	[mill.rev]	L10_f
Vida nominal básica en horas Calculada	48956	[h]	L10h_f

Tabla 14: Cálculos del rodamiento lado fijo:

Como la vida útil calculada es superior a la seleccionada por diseño, el rodamiento seleccionado es suficiente para las condiciones planteadas.

Rodamiento libre

Este rodamiento libre [12] es el que se ubica en el punto 5. Aquí existen fuerzas radiales, y dados los cálculos de dimensionamiento estático y por fatiga, se encuentra que el diámetro del árbol en este punto es mayor al de la sección 1, por lo tanto, esta sección define la selección del rodamiento, entonces, por lo ya comentado, se utilizará el mismo que el ya seleccionado para la sección 1.

Por lo tanto, a continuación, se observa el rodamiento seleccionado para el lado libre.

RODAMIENTO LADO LIBRE		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	SKF	-
Modelo	32011 X	-
Diámetro interno (d)	55	[mm]
Diámetro externo (D)	90	[mm]
Ancho (T)	23	[mm]
Cap. carga dinámica básica (C)	99.4	[kN]
Cap. carga estática básica (Co)	116	[kN]
Factor de carga axial (Y)	1.5	-
Factor de carga axial (Yo)	0.8	-
Límite para la relación de cargas (e)	0.4	-

Tabla 15: Información principal del rodamiento lado libre:

Precarga de rodamientos

La precarga en los rodamientos aumenta la rigidez, disminuye el nivel de ruido y mejora el guiado del eje (árbol en este caso). Por otro lado, tiene beneficios sobre la vida útil de los rodamientos.

Empleando la herramienta de SKF “SKF Product select” [13], se le indicó la disposición, montaje y esfuerzos sobre los rodamientos, obteniendo la precarga mínima para evitar la separación de los aros de los rodamientos. Luego, para conocer el torque que se le debe dar a los tornillos del cubo inferior para lograr dicha precarga, se hace uso de la siguiente ecuación [9].

$$T = KDP \quad (4.59)$$

Siendo:

T: $Torque\ de\ precarga.$

K: $constante\ según\ lubricación\ y\ características\ del\ montaje.$

D: $Diámetro\ nominal\ del\ tornillo.$

P: $Fuerza\ de\ precarga.$

A modo de resumen, se observa a continuación una tabla con los resultados.

CÁLCULO DE PRECARGA RODAMIENTO			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Fuerza de precarga (SKF)	13100	[N]	Fi
Diámetro nominal del tornillo	10	[mm]	D
Constante según lubricación	0.2	-	K
Torque de precarga	26200	[Nm]	T

Tabla 16: Cálculos del rodamiento lado fijo:

Selección de retenes

Se deben seleccionar dos retenes, que van a separar los dos medios principales, como son los alojamientos de los rodamientos y el medio en ambiente donde se ubica la parte central del árbol ($Ø_2$).

El diámetro interno del retén deberá ser el mismo que el diámetro del árbol en esa sección, el ya comentado $Ø_2$.

Considerando lo mencionado, y dados los datos de entrada (diámetros interiores, exteriores y, espacio axial), se selecciona el siguiente retén.

RETÉN SUPERIOR BARRA SOPORTE		
Parámetro	Valor	Unidades
Norma	DIN 3760	-
Código retén	AS 65x90x10 DIN 3760 - NB	-
Diámetro árbol (d1)	65	[mm]
Diámetro externo (d2)	90	[mm]
Anchura (b)	10	[mm]
Material	Elastómero de caucho nitril-butadieno	-

Tabla 17: Información principal del retén de la Barra soporte:

En ambos lados donde se produce el cambio de sección en el árbol, se monta uno de estos retenes.

Montaje de rodamientos

Para montar los rodamientos de la barra soporte se requieren dos cubos separados, uno superior y otro inferior, vinculados entre sí a través de una bancada. El cubo inferior debe ser removible de forma que se abulona a la chapa que se suelda en la bancada principal, que a su vez se vincula al chasis mediante bulones, (Figura 4-24).

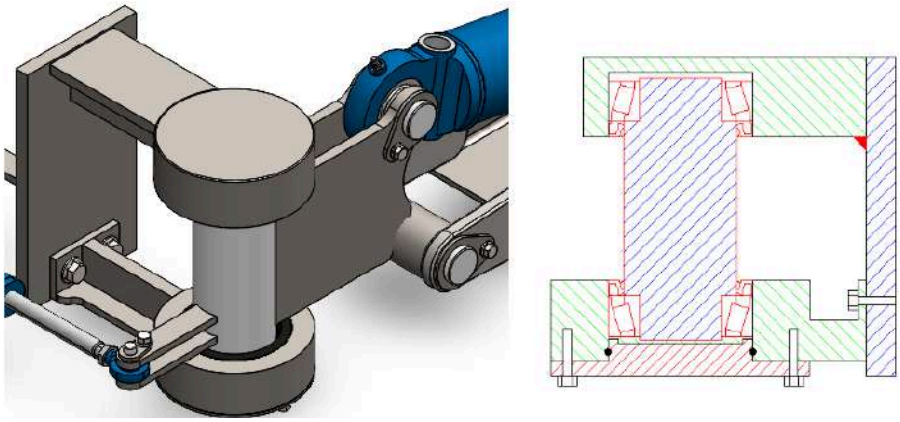


Figura 4-24: Montaje de los rodamientos:

Se plantea la realización de un mecanizado inicial a ambos cubos a un diámetro inferior al final, para posteriormente soldar y abulonar las partes para unir los cubos y realizar un mandrinado de desbaste y posteriormente un mandrinado de acabado, de esta manera se logran las tolerancias (dimensionales y geométricas) y acabado superficial requerido.
En la siguiente Figura 4-25, se observa la tolerancia dimensional que se logra a través de cada herramienta, como se puede ver, no es necesaria la utilización de un escariador para lograr una buena tolerancia como es una IT6 [14].

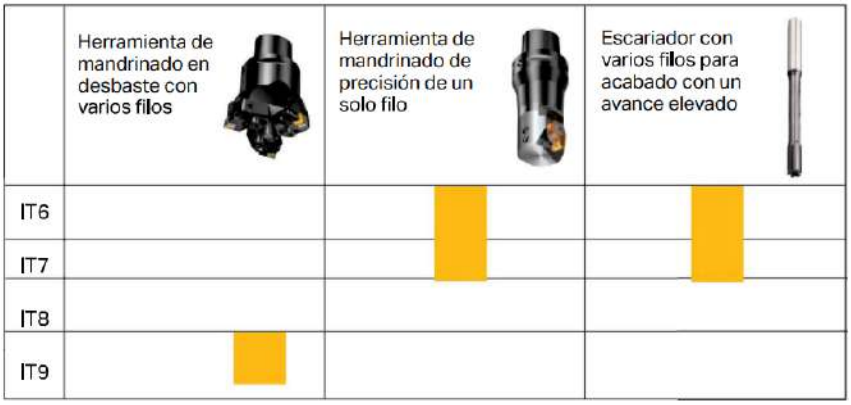


Figura 4-25: Tolerancias dimensionales de diferentes herramientas [14]:

Se observa, además, en la siguiente Figura 4-26, las características del acabado con un mandril de un solo filo.



Figura 4-26: Características del mecanizado con mandril de un solo filo [14]:

Respecto al árbol, en el mecanizado en torno paralelo, es posible lograr tolerancias de hasta IT5 empleando plaquitas adecuadas para acero templado.

Árbol
El rodamiento superior tiene un diámetro interior de 55mm, según las recomendaciones de SKF en base a como están las cargas, es conveniente aplicar una tolerancia k6, (Figura 4-27).

tabla - Ajustes para ejes macizos de acero

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico (excepto rodamientos de alta precisión)

Condiciones[1]	Ejemplos	Diámetro del eje en mm					Clase de tolerancia
		Rodamientos de bolas[1]	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas con aros mecanizados (con aro interior)	Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos CARB y de rodillos a rótula	
Carga rotativa sobe el aro interior o dirección indeterminada de la carga							
Cargas ligeras	Transportadores, rodamientos de	≤ 17	-	-	-	-	js5 (h5)[2]
y variables (P ≤ 0,05 C)	cajas de engranajes	(17) a 100	≤ 25	-	≤ 25	-	j6 (j5)[2]
	con carga ligera	-	-	≤ 10	-	-	k5
		(100) a 140	(25) a 60	(10) a 25	(25) a 60	-	k6

Figura 4-27: Clases de tolerancias recomendadas por SKF para el árbol [10]:

Quedando la tolerancia de la siguiente manera:

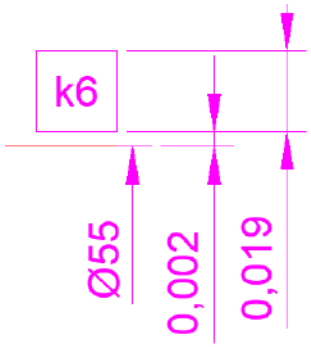


Figura 4-28: Tolerancias dimensionales del árbol:

$$d_e = 55\ ^{+0,021}_{+0,002}\ mm \quad (4.60)$$

Luego, se definen las tolerancias geométricas a partir de los datos de SKF, (Figura 4-29):

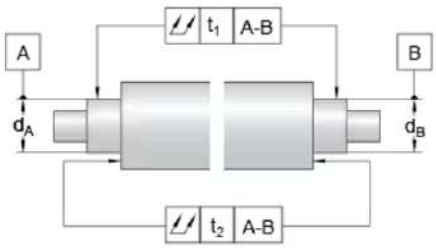


Figura 4-29: Tipos de tolerancias geométricas recomendadas [10]:

	Grado de tolerancia dimensional	Grados de tolerancia geométrica	
		Variación radial	Variación axial
		t_1	t_2
Rodamiento con tolerancias Normales (velocidad y precisión de giro moderadas)	IT6	IT5/2	IT5

Figura 4-30: Tolerancias geométricas recomendadas [10]:

La desviación total radial de las posiciones en los que van montados los rodamientos deberá ser de IT5 / 2 y la desviación total axial de la cara de los resaltos deberá ser de IT6, (Figura 4-30).

En la siguiente Figura 4-31, se observan los valores numéricos de las tolerancias.

Dimensión nominal		Grados de tolerancia		
		IT3	IT4	IT5
>	≤	máx.		
mm		µm		
50	80	5	8	13
80	120	6	10	15
120	180	8	12	18

Figura 4-31: Valores de tolerancias recomendadas [10]:

$$Desviación\ total\ (diámetro\ =\ 55\ mm)\colon dtr_{e} = \frac{13}{2}\ \mu m\ =\ 0,0065\ mm \quad (4.61)$$

$$Desviación\ total\ (entre\ resaltes\ =\ 157\ mm)\colon dta_{e} = 18\ \mu m\ =\ 0,018\ mm \quad (4.62)$$

Cubo superior

El rodamiento superior tiene un diámetro exterior nominal de 90 mm, según las recomendaciones de SKF en base a como están aplicadas las cargas, es conveniente aplicar un ajuste H7, como se observa en la Figura 4-32.

tabla - Ajustes para alojamientos de fundición y de acero

Rodamientos radiales - alojamientos partidos o enterizos			
Condiciones	**Ejemplos**	**Tolerancia**[1)]	**Desplazamiento del aro exterior**
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas ligeras a normales (P ≤ 0,1 C), es deseable que el aro exterior pueda desplazarse axialmente	Máquinas eléctricas de tamaño mediano, bombas, rodamientos del cigüeñal	J7	En general es posible el desplazamiento
Carga estacionaria sobre el aro exterior			
Cargas de todas clases	Aplicaciones en general, cajas de grasa para vehículos ferroviarios	H7[2)]	Es posible el desplazamiento
Cargas ligeras a normales (P ≤ 0,1 C) con condiciones de funcionamiento sencillas	Ingeniería en general	H8	Es posible el desplazamiento
Conducción de calor a través del eje	Cilindros secadores, máquinas electricas con rodamientos de rodillos a rótula	G7[3)]	Es posible el desplazamiento

Figura 4-32: Ajustes recomendados [10]:

Quedando la tolerancia de la siguiente manera:

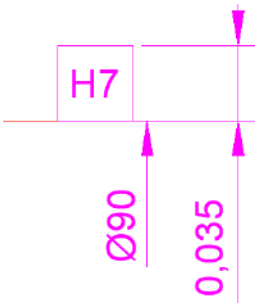


Figura 4-33: Tolerancias resultantes [10]:

$$D_{cs} = 90\ ^{+0,035}_{-0}\ mm \quad (4.63)$$

Luego, se definen las tolerancias geométricas a partir de los datos de SKF, (Figura 4-34).

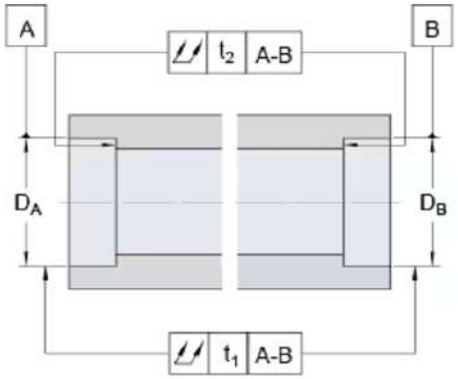


Figura 4-34: Tipos de tolerancias geométricas recomendadas [10]:

Grado de tolerancia dimensional	Grados de tolerancia geométrica	
	Variación radial	Variación axial
	t_1	t_2
IT7	IT6/2	IT6

Figura 4-35: Tolerancias geométricas recomendadas [10]:

La desviación total radial de las posiciones en los que van montados los rodamientos deberá ser de IT6 / 2 y la desviación total axial de la cara de los resaltos deberá ser de IT6., (Figura 4-35).

En la siguiente Figura 4-36, se observan los valores numéricos de las tolerancias.

Dimensión nominal		Grados de tolerancia			
		IT3	IT4	IT5	IT6
>	≤	máx.			
mm		µm			
50	80	5	8	13	19
80	120	6	10	15	22
120	180	8	12	18	25

Figura 4-36: Valores de las tolerancias recomendadas [10]:

$$Desviación\ total\ (diámetro\ =\ 90\ mm)\colon Dtr_c = \frac{22}{2}\ \mu m\ =\ 0,011\ mm \quad (4.64)$$

$$Desviación\ total\ (entre\ resaltes\ =\ 157\ mm)\colon Dta_c = 25\ \mu m\ =\ 0,025\ mm \quad (4.65)$$

Cubo inferior

Este cubo es desmontable, y cumple la función de alojar al rodamiento y al retén inferior, además de hacer de base inferior del árbol. Nuevamente, al permanecer estático como el cubo superior, la tolerancia recomendada por SKF para la pista exterior del rodamiento de 90 mm es de H7, por lo tanto, lo desarrollado en términos de tolerancias dimensionales y geométricas para agujero del cubo superior, se repite aquí de la misma forma.

Por otro lado, este cubo, tal cual se observa en la siguiente Figura 4-37 en corte, se abulona a la chapa que estará soldada a la bancada con el chasis, sobre esta última se mecanizan dos agujeros roscados de métrica M10. Además, se añade por debajo, una tapa que actúa como sostén del rodamiento (haciendo contacto con la pista exterior del mismo) y como retención del lubricante/grasa (mediante un O-Ring), esta tapa se atornilla al cubo inferior mediante tres tornillos métrica M6.

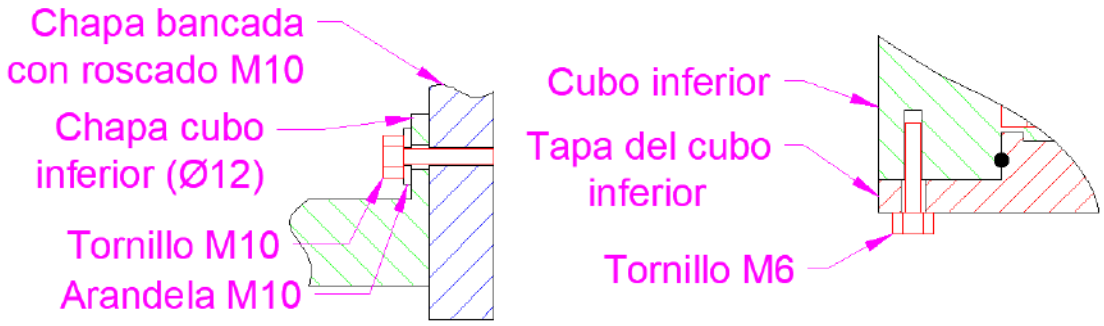


Figura 4-37: Tolerancias geométricas recomendadas [10]:

Para facilitar el montaje, y corregir posibles desalineaciones, se mecanizan los agujeros de la chapa soldada al cubo inferior de 12 mm de diámetro, mientras que en la chapa solidaria a la bancada al chasis se roscan agujeros M10.
De igual forma, los agujeros de la tapa que se abulona al cubo inferior se mecanizan de 8 mm de diámetro, mientras que en el cubo inferior se realizan agujeros roscados de métrica M6.
Considerando que la tolerancia de los agujeros sin rosca corresponde a un H7, y la recomendación de la ISO 965 [15] sobre las tolerancias de las uniones roscadas (H6/g6), se realiza a continuación el cálculo para conocer las tolerancias de Verdadera Posición. Cabe aclarar que, en todos los casos donde se tengan uniones roscadas se debe realizar este cálculo e incorporarse en la planimetría, sin embargo, no se exponen en este informe debido a consideraciones prácticas y de espacio.

Se comienza por los tornillos para abulonar el cubo al chasis, para esto se consideran las siguientes tolerancias:

$$D_{cubo} = 12\ ^{0,018}_{0}\ mm \quad (4.66)$$

$$D_{bancada} = 10\ ^{0,009}_{0}\ mm \quad (4.67)$$

$$d_{tornillo} = 10\ ^{-0,005}_{-0,014}\ mm \quad (4.68)$$

Se tiene entonces:

$$Dmin_{cubo} = 12\ mm \quad (4.69)$$

$$Dmin_{bancada} = 10\ mm \quad (4.70)$$

$$dmax_{tornillo} = 9,995\ mm \quad (4.71)$$

Como los diámetros del lado roscado y el diámetro del tornillo ya están dados de por sí, la única forma de lograr un juego será variando el diámetro del agujero del cubo, cosa que se realizó aumentando al diámetro 12mm.
Se calcula la tolerancia de verdadera posición del cubo respecto al tornillo (TolVP_t) la cual se tendrá que repartir, por lo que no será la tolerancia de verdadera posición final entre el eje y el cubo, ya que es el único diámetro con el que se puede lograr el juego.

$$Tol\,VP_{ct} = Dmin_{cubo} - dmax_{tornillo} = 2,005\ mm \quad (4.72)$$

La tolerancia de verdadera posición de la bancada respecto al tornillo (TolVP_bt) está dada debido a que se le hizo un roscado y tiene un juego mínimo:

$$Tol\,VP_{bt} = \frac{Dmin_{bancada} - dmax_{tornillo}}{2} = 0,0025\ mm \quad (4.73)$$

Se le debe descontar a la tolerancia anterior para posteriormente poder repartir la tolerancia de verdadera posición entre ambos perforados:

$$Tol\,VP_{bc} = 2.005\ mm - 0,0025\ mm = 2.0025\ mm \quad (4.74)$$

Luego, se reparte la tolerancia de verdadera posición para el perforado entre el cubo y la bancada:

$$Tol\,VP_{c} = Tol\,VP_{b} = \frac{2.0025}{2} = 1,00125 \quad (4.75)$$

Tapa inferior

Como ya se comentó, esta tapa actúa como sostén del rodamiento inferior y además, debe asegurar que el lubricante de este rodamiento permanezca en el cubo. Esto último se realiza a través de un O-Ring, del que se observan sus parámetros a continuación.

O-RING - TAPA BARRA SOPORTE		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	Parker	-
Serie	2-043	-
Diámetro de sección	1.78	mm
Diámetro interior	88.62	mm
Diámetro exterior	92.18	mm
Tol. Diámetro interior (+-)	0.51	mm

Tabla 4-18: Información principal del O-Ring de la tapa:

Conjunto

Los rodamientos seleccionados, admiten una desviación angular entre sus pistas de como máximo 0º 4', que equivale a 0,066º, por lo tanto, a partir de las tolerancias geométricas (desviación total), se calcula el ángulo que se genera en el montaje de ambos rodamientos en la peor situación, (Figura 4-38).

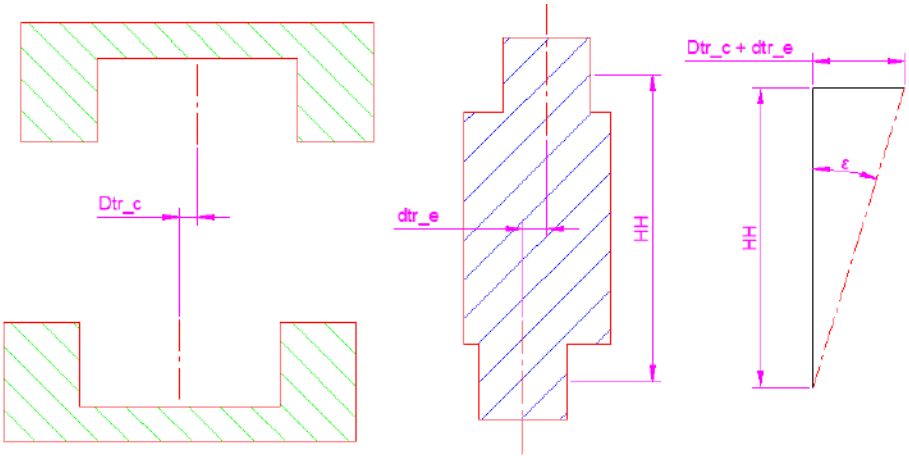


Figura 4-38: Desviación del montaje de los cubos con el árbol:

$$tan(\varepsilon) = \frac{dtr_e + Dtr_c}{HH} \rightarrow \varepsilon = tan\left(\frac{dtr_e + Dtr_c}{HH}\right) \quad (4.76)$$

$$\varepsilon = 0,0055° \quad (4.77)$$

Como se observa, no hay ningún problema en cuanto este aspecto ya que cumple con el requerimiento de la desviación angular máxima.

Barras 1 y 3

Estas barras se pensaron separadas para la obtención de los esfuerzos internos resultantes, sin embargo, en la práctica serán dos chapas soldadas al árbol (barra 4-5), que se mecaniza para cumplir con las medidas, agujeros y demás características que se necesiten.

A continuación, se observan las propiedades del material de la chapa y el factor de seguridad utilizado.

MATERIAL - BARRAS 1 y 3		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	SAE 1045	-
Tratamiento	Normalizado	-
σ elástico	530	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**177**	N/mm2

Tabla 4-19: Material de las Barras 1 y 3:

Dado que los materiales son diferentes, y poseen propiedades de soldabilidad distintas, se debe seleccionar el tipo de soldadura y el material de aporte adecuado para el caso.
La soldadura debe ser mediante electrodos, con un material de aporte de acero de bajo contenido de aleación, como son los tipos E8015-B2L, E8016-B2 o E8018-B2 [16]. En el Anexo B.3, se describen las soldaduras correspondientes a cada pareja de materiales y los cálculos necesarios.

Pernos pasantes

Estos pernos son los que generarán el montaje tanto del cilindro hidráulico como de la barra 1-2, con la barra de soporte. Serán del mismo material que el árbol, a continuación, se observan las características.

MATERIAL - PERNO BARRA 1 y 3		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	AISI 4140 OQT	-
Procesamiento	Est.en.frio	
Tratamiento	TempyRev	-
σ elástico	690	N/mm2
resist. última s_u	870	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**230.0**	N/mm2

Tabla 4-20: Material de los pernos de la Barra 1 y 3:

Para el cálculo de estos dos pernos pasantes, se toma como referencia la fuerza del cilindro FC, ya que es la fuerza máxima que actúa sobre los mismos. Esta fuerza genera solamente esfuerzos cortantes sobre los pernos, por lo tanto, se deben calcular las tensiones generadas por estos, que finalmente entreguen las tensiones equivalentes de Von Mises.
En la Figura 4-39, se observan los puntos críticos de la sección.

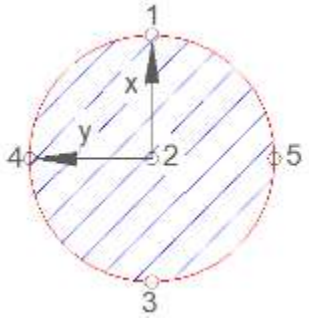


Figura 4-39: Puntos críticos de la sección de los pernos:

Nuevamente, al haber solo una fuerza de corte aplicada en la sección, el punto crítico a evaluar solamente es el 2, quedando entonces, la siguiente ecuación:

$$\tau_{xy} = \frac{FC.Q}{Iy.Øperno} \quad (4.78)$$

Finalmente, mediante la tensión equivalente de Von Mises, se obtiene el diámetro mínimo a utilizar. Sin embargo, el diámetro final está dado por el diámetro interno del ojal del cilindro hidráulico, que es mayor al diámetro que se obtiene por el cálculo. Por lo que los pernos pasantes tendrán el siguiente diámetro.

$$Ø_P = 32\ mm. \quad (4.79)$$

Post Procesamiento Barra soporte
Dados los desarrollos y selecciones descritos, ya se poseen las dimensiones necesarias para acotar completamente la barra soporte, se partirá del siguiente diagrama, (Figura 4-40):

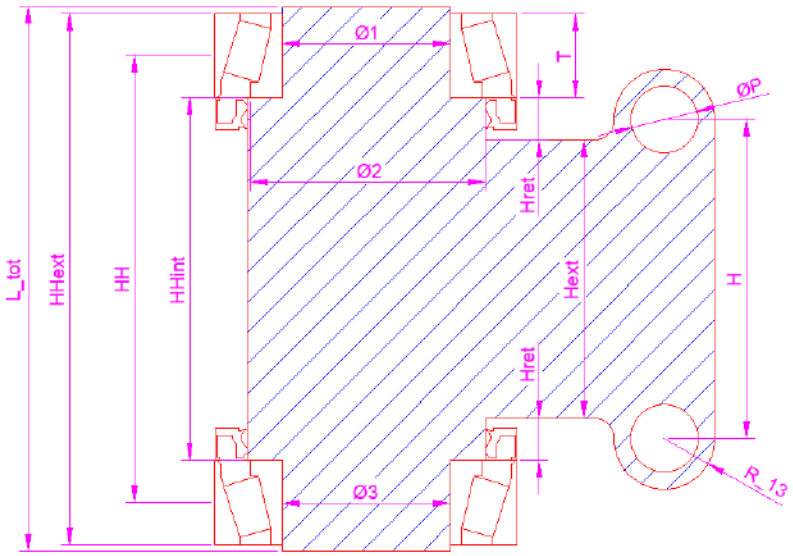


Figura 4-40: Dimensiones principales de la Barra soporte:

Dados los cálculos estáticos, por fatiga, la selección de los rodamientos y retenes, los diámetros principales del árbol quedan definidos de la siguiente forma:

Diámetro 1 ($Ø_1$): por lo explicado en la selección del rodamiento del lado libre, el diámetro del árbol en esta sección será el mismo que en la sección 3, lo que da como resultado el siguiente valor.

$$Ø_1 = 55\ [mm] \quad (4.80)$$

Diámetro 2 ($Ø_2$): una vez calculado el diámetro 1 y 3, se encuentra que el rodamiento tiene un intervalo permitido de diámetro de resalte, por lo que con esto y con el cálculo estático y de fatiga, se consigue el diámetro 2.

$$Ø_2 = 65\ [mm] \quad (4.81)$$

Diámetro 3 ($Ø_3$): esta sección es la más solicitada, su diámetro se encuentra debido a los resultados del cálculo de fatiga y la selección del rodamiento.

$$Ø_3 = 55\ [mm] \quad (4.82)$$

Resta determinar las dimensiones finales del árbol, las cotas H y HH son dimensiones de entrada, se debe tener en cuenta que siempre se debe cumplir que $H < HH$**.** Por otro lado, utilizando los valores de ancho de rodamientos y retenes, además de los márgenes o luces determinados, se calculan a continuación los largos finales.

$$H_{ext} = HH - T - 2.H_{ret} \quad (4.83)$$

$$HH_{ext} = HH + T \quad (4.84)$$

$$HH_{int} = HH - T \text{ (4.85)}$$

$$L_{tot} = HH_{ext} + 2\,.\,5\,mm \text{ (4.86)}$$

Siendo:
T: $Ancho\ de\ los\ rodamientos.$
H_{ret}: $Ancho\ de\ los\ retenes.$
H_{ext}: $Distancia\ exterior\ entre\ las\ sub-barras\ 1\ y\ 3\ .$
HH_{ext}: $Distancia\ exterior\ entre\ los\ rodamientos.$
HH_{int}: $Distancia\ interior\ entre\ los\ rodamientos.$
L_{tot}: $Largo\ total\ del\ árbol.$

Eje base

El eje base (también es un perno pasante), se encuentra montado en el punto 1, retenido por un ojal soldado al eje y abulonado a la barra 1-2, entonces, las fuerzas axiales serán transferidas directamente a la barra 1-2. Luego, en su parte media se encuentra la rótula, la cual está vinculada al suelo mediante un cubo, y finalmente entre estos se encuentra la horquilla del cilindro hidráulico, por lo tanto, quedará dibujado como se observa en el siguiente diagrama de la Figura 4-41:

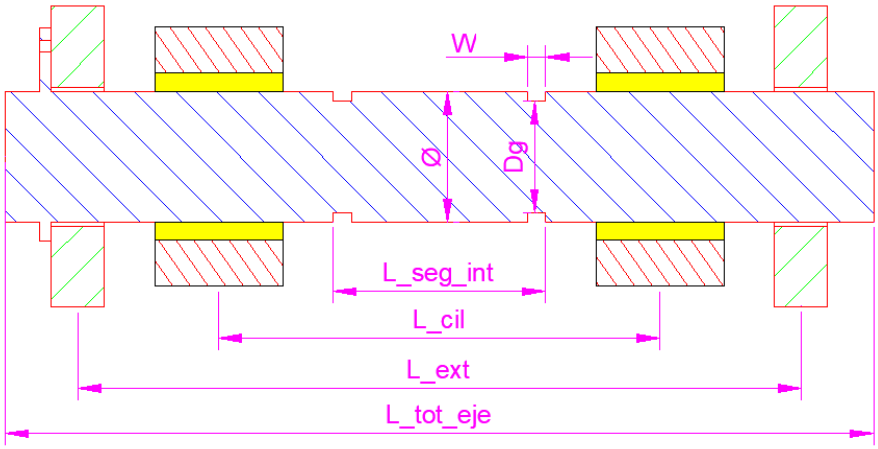


Figura 4-41: Montaje y dimensiones del Eje base:

La parte interna de la rótula se fija al eje base o perno pasante mediante anillos de retención, por otro lado, la parte externa (que tiene movimiento relativo de rótula), está vinculada a un cubo (también por anillos de retención) que a su vez se vincula a la base que tiene contacto con el suelo.
Al tratarse de un perno pasante con diversos componentes montados sobre él, no es posible la incorporación de resaltes sobre este, ya que permitiría el montaje dentro de las chapas soporte de la barra 1-2, y el montaje de la rótula, pero, sin embargo, sería imposible montar la horquilla del cilindro hidráulico.
Como se explicó, la incorporación del ojal soldado al eje pasante y a su vez abulonado a la chapa de la barra 1-2, beneficia enormemente al mantenimiento del sistema, y

además, coloca al mismo en una mejor situación de cara a la fatiga, ya que no se tienen ranuras de anillos de retención en los extremos. En las siguiente Figura 4-42 y Figura 4-43, se observan las vistas de los conjuntos.

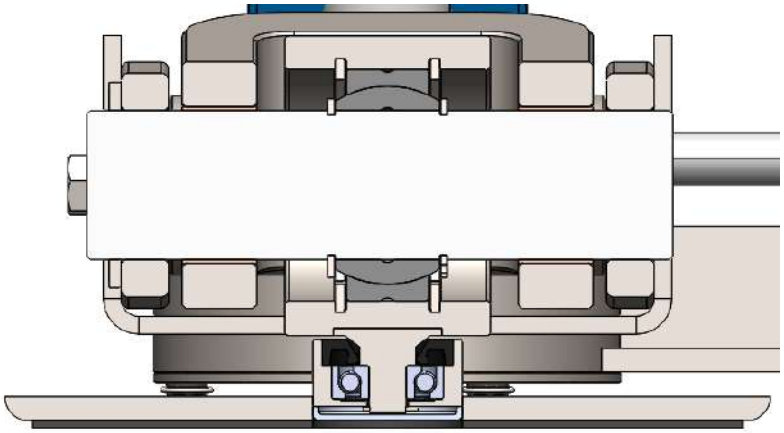


Figura 4-42: Vista en corte del modelado del Eje base montado:

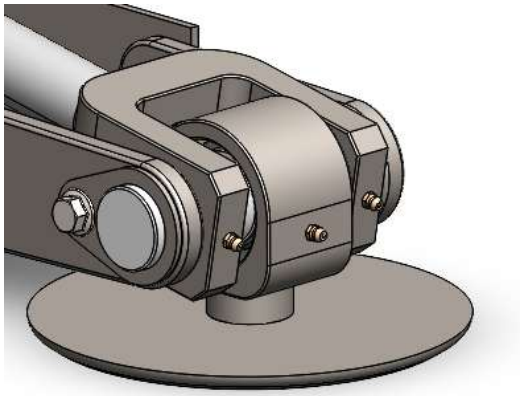


Figura 4-43: Vista isométrica del modelado de la Base al suelo:

El cálculo de reacciones, fuerzas y esfuerzos internos para el Eje base se encuentra desarrollado en el Anexo A.3.

Dimensionamiento del Eje base

Primero, se selecciona el mismo material que el árbol de la barra soporte, a continuación, se observan las características.

MATERIAL - EJE BASE		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	AISI 4140 OQT	-
Procesamiento	Est.en.frio	
Tratamiento	TempyRev	-
resist. última s_u	870	N/mm2
σ elástico	690	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**230.0**	N/mm2

Tabla 4-21: Material del eje base:

Una vez calculados los esfuerzos internos en cada sección (Anexo A.3), se encuentra que los valores máximos de normal, corte y momento, se dan en la sección 5 (última sección). Por lo tanto, el dimensionamiento del eje se realiza con los valores obtenidos de esta sección y se define un mismo diámetro para todo el eje.

Luego, se sigue con el mismo procedimiento que para el cálculo de las secciones del árbol de la barra soporte, primero realizando un pre-dimensionamiento, luego calculando las tensiones principales de Von Mises en los cinco puntos críticos de un eje, y finalmente, haciendo el cálculo a fatiga. Todo lo anterior, brinda los siguientes resultados.

RESULTADOS PERNO SECCIÓN MÁXIMA		
Ø Predimensionamiento	**25**	**mm**
σvm 1	**205.0**	**N/mm2**
σvm 2	**73.9**	**N/mm2**
σvm 3	**204.8**	**N/mm2**
σvm 4	**0.1**	**N/mm2**
σvm 5	**0.1**	**N/mm2**
Diámetro mínimo Ø1 por fatiga	**35**	**mm**

Tabla 4-22: Resultados estáticos y de fatiga del perno:

Debido a que se necesitan de componentes normalizados como una rótula, anillos de retención, y demás, se selecciona un diámetro final para el eje de $\emptyset = 40\,mm$.

Selección de rótula

Dado que se requiere que el sistema se adapte a inclinaciones de 5°, se debe disponer de un movimiento de rotulación que permita que el sistema se desplace verticalmente paralelo al vehículo (en este caso inclinado) y sin embargo, la base que apoya en el suelo absorba esos movimientos mediante la rótula.

Para la selección de este componente, se consideran tres datos de entrada principales. El primero es el diámetro del eje, que es de 40 mm, el segundo es el espacio disponible que brinda la horquilla del cilindro, y el tercero es la distancia del centro del eje al suelo en la peor condición, que en este caso es cuando la base está en contacto con el suelo. Esa distancia corresponde a la dimensión BIP, que es de 65 mm.

Las fuerzas que debe soportar la rótula son principalmente axiales, sin embargo, teniendo en cuenta la peor situación, donde se tienen también fuerzas radiales (5° de inclinación), estas se deben calcular de la siguiente forma.

$$Fr = \sqrt{Px^2 + Py^2} \quad (4.87)$$

$$Fa = Pz \quad (4.88)$$

En módulo, el valor de Py es mayor al de las otras fuerzas, por lo tanto, Fr será la fuerza dominante. Debido a esto, se selecciona una rótula esférica radial.
Se selecciona una rótula SKF [17], y en la Tabla 4-23 se observan sus características principales.

RÓTULA BASE CON EL SUELO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	SKF	-
Modelo	GE 40 ES-2LS	-
Diámetro interno (d)	40	[mm]
Diámetro externo (D)	62	[mm]
Ancho (B)	28	[mm]
Cap. carga dinámica básica (C)	100	[kN]
Cap. carga estática básica (Co)	500	[kN]
Factor de carga axial (Y)	1.1	-
Ángulo de inclinación	6	[grados]

Tabla 4-23: Información principal de la rótula:

Lo siguiente es verificar si esta rótula soporta las condiciones de carga del sistema. El cálculo [18] se basa en encontrar la carga permisible y contrastar con la carga a la que se somete el componente.

Primero, se debe calcular la relación entre las cargas.

DATOS CARGAS SOBRE LA RÓTULA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Fuerza Peso Axial	0.04	[kN]	Fa
Fuerza Peso Radial	6.89	[kN]	Fr
Fa/Fr	0.01	[kN]	Fa/Fr

Tabla 4-24: Datos de carga sobre la rótula:

Mediante esta relación, se entra en las abscisas de la gráfica de la siguiente Figura 4-44, y se obtiene el factor de carga axial Y.

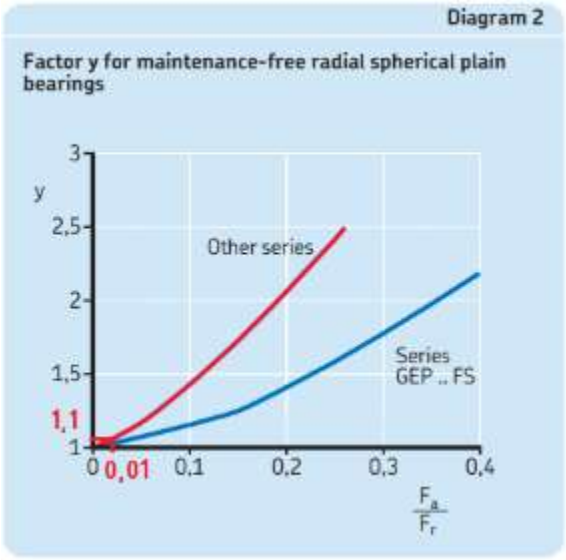


Figura 4-44: Factor de carga Y [18]:

Entonces, se puede calcular la carga dinámica equivalente, como sigue:

$$P = Y.Fr \quad (4.89)$$

Ahora, se deben encontrar dos factores, que ambos se obtienen a partir del catálogo de SKF, el factor de temperatura ($b2$) observado en la Figura 4-45, y el factor del tipo de carga ($b6$) en la Figura 4-46.

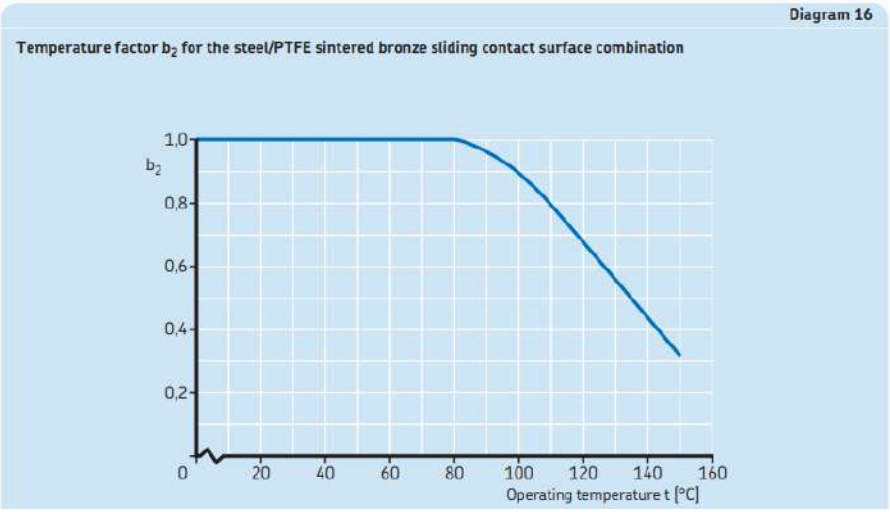


Figura 4-45: Factor de carga Y [18]:

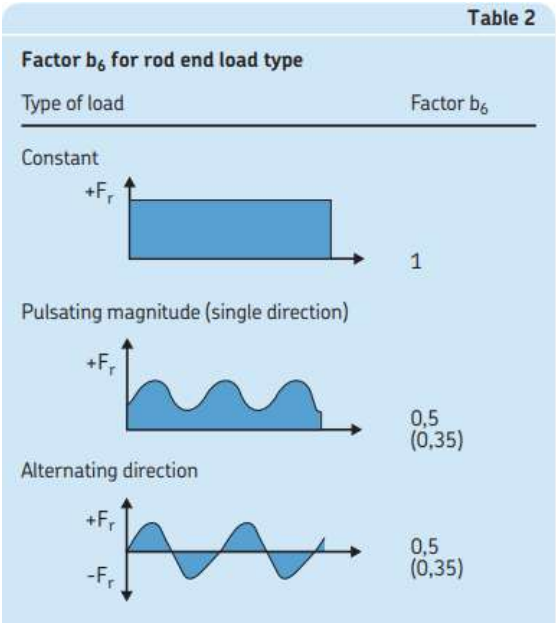


Figura 4-46: Factor de carga Y [18]:

Se encuentra entonces, que los dos factores necesarios son:

$$b2 = 1 \quad (4.90)$$

$$b6 = 1 \quad (4.91)$$

Finalmente, se calcula la carga dinámica equivalente permisible, de la siguiente forma:

$$Pperm = C_0 . b2 . b6 \quad (4.92)$$

A modo de resumen, se muestra a continuación una tabla con los valores intermedios y el resultado final que corrobora la resistencia de la rótula.

RÓTULA CÁLCULOS			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Carga dinámica equivalente	8	[kN]	P
Factor de temperatura	1	-	b2
Factor de tipo de carga	1	-	b6
Carga dinámica equivalente permisible	500	[kN]	Pperm

Tabla 4-25: Cálculos de la rótula:

Selección de anillos de retención

Como se comentó anteriormente, se necesitan cuatro anillos de retención [19] (tipo Seeger) que tendrán sus ranuras en el eje/perno de la base. Pero, además, se tendrán dos anillos de retención que actúan sobre la rótula y el cubo de la misma. Por lo tanto, se tienen en total, dos anillos de retención externos, y dos internos. A continuación, se observan sus características.

ANILLO DE RETENCIÓN PERNO BASE (externos)		
Parámetro	Valor	Unidades
Norma	DIN 471	-
Modelo	DSH - 40	-
Diámetro del eje (Ds)	40	[mm]
Diámetro interno del anillo (Dg)	36.5	[mm]
Ancho del anillo (T)	1.75	[mm]
Ancho de la ranura (W)	2	[mm]
Espesor del anillo (S)	4.4	[mm]
Margen de borde (Y)	3.8	[mm]
Radio de redondeo externo máximo (Rmax)	2	[mm]
Radio redondeo interno (*R)	0.2	[mm]
Carga axial máxima (Pr)	51	[kN]
Carga axial máxima con Rmax (Pr')	9.5	[kN]

Tabla 4-26: Anillo de retención perno base (externos):

ANILLO DE RETENCIÓN PERNO BASE (internos)		
Parámetro	Valor	Unidades
Norma	DIN 472	-
Modelo	DHO - 62	-
Diámetro del cubo (Dh)	62	[mm]
Diámetro externo del anillo (Dg)	65	[mm]
Ancho del anillo (T)	2	[mm]
Ancho de la ranura (W)	3	[mm]
Espesor del anillo (S)	5.5	[mm]
Margen de borde (Y)	4.5	[mm]
Radio de redondeo externo máximo (Rmax)	2	[mm]
Radio redondeo interno (*R)	0.3	[mm]
Carga axial máxima (Pr)	60.9	[kN]
Carga axial máxima con Rmax (Pr')	13	[kN]

Tabla 4-27: Anillo de retención perno base (internos):

Base con el suelo

Esta base se utiliza para absorber las desalineaciones entre el sistema y el suelo, en caso de que este se encuentre inclinado o presente ciertos obstáculos como piedras, pozos, etc.

Este componente se divide a su vez en dos subcomponentes principales, la base 1 y la base 2, como se observa en la Figura 4-47. La base 1, corresponde a la carcasa o alojamiento de la rótula, este tendrá las ranuras correspondientes para los anillos de retención internos que con los que se retiene a la carcasa de la rótula. Por otro lado, en la parte inferior de esta base se suelda un eje con resalto, que actúa como eje pivote sobre la base 2, mediante un rodamiento de bolas de contacto angular. Estas dos piezas se fabrican por separado y luego se unen (se sueldan), debido a que se consiguen a través de procesos diferentes, para simplificar el mecanizado y reducir costos.

Por su parte, la base 2 permanece solidaria al suelo, en ella se encuentran los resaltos para mantener al rodamiento en su posición, y la ranura para el anillo de retención tipo Seeger correspondiente. Además, esta base tiene un agujero pasante en el medio, que actúa como alojamiento del rodamiento y del retén que separa los medios (lubricación de rodamiento y medio ambiente), debajo de esta base se coloca una tapa (denominada comúnmente como tapacubos) de aluminio, para evitar que la grasa del rodamiento se escape por gravedad, y además para que separe los ambientes.

Por último, debajo de la base 2, se instala una lámina de caucho de neopreno, que mejora la tracción con el suelo, ya que sino se estaría produciendo un contacto acero/tierra, acero/pavimento, etc. Estas últimas superficies de contacto son deficientes en comparación con el agregado de caucho mediante vulcanizado, ya que podría producirse deslizamientos indeseados, desgastes, rozamiento excesivo, etc.

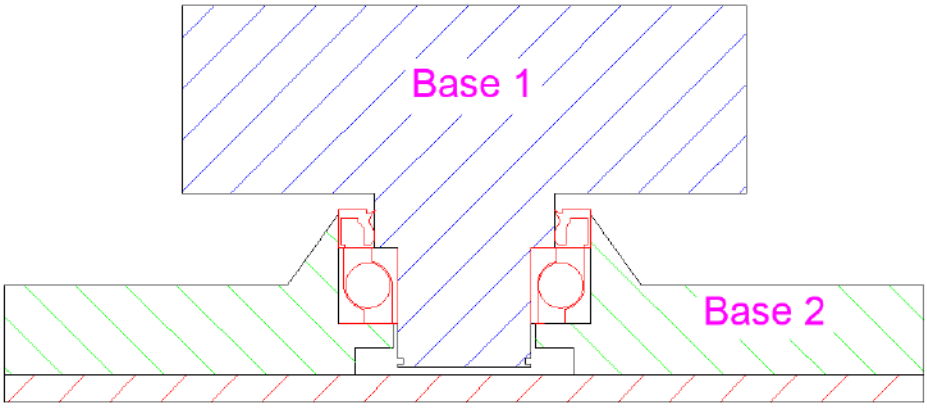


Figura 4-47: Esquema con vista en corte de base al suelo:

Selección del rodamiento de la base suelo

Tal como se comentó, la incorporación de la rótula soluciona el problema de adaptabilidad a suelos inclinados, sin embargo, además, se necesita que el sistema pueda rotar, por lo que la base que está en contacto con el suelo (solidaria a este) debe tener un movimiento de giro relativo al soporte inmediato que la conecta al sistema. Este movimiento se permite mediante la incorporación de un rodamiento de bolas de contacto angular, ya que la carga principal es axial, pero también se tienen cargas radiales, por lo que no se puede utilizar un rodamiento que sea puramente aplicable a cargas axiales.

Dadas las complicaciones de espacio que se tienen en el sistema y su montaje en el vehículo, relacionados con la peor situación (que es cuando el vehículo está encajado y la carga que este transporta es la máxima), se selecciona un rodamiento principalmente por su espesor, siempre y cuando soporte las cargas aplicadas.

A continuación, se observan las características del rodamiento seleccionado [20].

RODAMIENTO BASE CON EL SUELO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	SKF	-
Modelo	7200 BECBP	-
Diámetro interno (d)	10	[mm]
Diámetro externo (D)	30	[mm]
Ancho (B)	9	[mm]
Cap. carga dinámica básica (C)	7.02	[kN]
Cap. carga estática básica (Co)	3.35	[kN]
Factor de carga radial (X)	0.35	-
Factor de carga axial (Yo)	0.26	-
Factor de carga axial (Y2)	0.57	-
Límite para la relación de cargas (e)	1.14	-

Tabla 4-28: Rodamiento de la Base con el suelo:

El cálculo de este rodamiento es similar al ya realizado para los de la barra soporte, la diferencia radica en el cálculo de la carga dinámica equivalente, que se muestra en la siguiente ecuación.

$$P = X.Fr + Y2.Fa \text{ (4.93)}$$

Nuevamente, a partir de este valor y los datos del catálogo, se calcula la vida útil del rodamiento.

RODAMIENTO BASE SUELO			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Vida nominal básica en horas	12000	[h]	L10h
Factor de cálculo (Y)	0.26	-	Y
Límite para la relación de cargas (e)	1.14	-	e
Fa/Fr	8.05	-	Fa/Fr
Carga dinámica equivalente	4.2	[kN]	P
Exp. de la ecuación de la vida	3.3	-	p
Vida nominal básica en mill.rev	5.6	[millrev]	L10
Vida nominal básica en horas Calculada	66205	[h]	L10h

Tabla 4-29: Cálculos del rodamiento de la Base con el suelo:

Como puede observarse, la vida nominal básica calculada, es superior a la seleccionada por diseño, por lo tanto, el rodamiento seleccionado es apto para soportar las cargas del sistema.

Selección del retén de la base suelo

La selección de este componente [19], se basa en los datos del rodamiento, ya que este define el tamaño de la base. Entonces, una vez seleccionado el rodamiento, se encuentra el retén, del que se observan sus características a continuación.

RETÉN BASE CON EL SUELO		
Parámetro	Valor	Unidades
Norma	DIN 3760	-
Código retén	AS 15x35x7 DIN 3760 - NB	-
Diámetro eje (d1)	15	[mm]
Diámetro externo (d2)	35	[mm]
Anchura (b)	7	[mm]
Material	Elastómero de caucho nitril-butadieno	-

Tabla 4-30: Retén de la Base con el suelo:

Selección del anillo de retención de la base suelo

Al igual que con la selección del retén, este componente se selecciona en base al rodamiento, ya que este requiere un cierto resalte para funcionar correctamente. Se muestran entonces, a continuación, las características del anillo de retención seleccionado [19].

ANILLO DE RETENCIÓN BASE CON EL SUELO		
Parámetro	Valor	Unidades
Norma	DIN 471	-
Modelo	DSH - 10	-
Diámetro del eje (Ds)	10	[mm]
Diámetro interno del anillo (Dg)	9.6	[mm]
Ancho del anillo (T)	1	[mm]
Ancho de la ranura (W)	1.1	[mm]
Espesor del anillo (S)	1.8	[mm]
Margen de borde (Y)	0.6	[mm]
Radio de redondeo externo máximo (Rmax)	1	[mm]
Radio redondeo interno (*R)	0.09	[mm]
Carga axial máxima (Pr)	4	[kN]
Carga axial máxima con Rmax (Pr')	2.4	[kN]

Tabla 4-31: Anillo de retención de la Base con el suelo:

Selección de lámina de caucho de la base suelo

Como se comentó previamente, el caucho se añade para mejorar las propiedades de la interface sistema/suelo, sin embargo, dadas las complicaciones de espacio, no se puede seleccionar un caucho con un espesor considerable, por lo que se utiliza un caucho de alta resistencia al medio ambiente [21], como es el descrito a continuación.

LÁMINA DE CAUCHO		
Parámetro	Valor	Unidades
Material	Caucho sintético	-
Tipo	Neopreno	-
Espesor	2	[mm]
Dureza	60	[ShA]
Temperatura máxima	95	[°C]

Tabla 4-32: Lámina de caucho de la Base con el suelo:

Esta lámina se coloca en el área de la base que realiza efectivamente contacto con el suelo, y se evita colocarla en el centro de la misma, donde se ubica la tapa tapacubo, ya que esta no debe transmitir esfuerzos.

Diámetro mínimo de la base

Por cuestiones de espacio y simplicidad se opta por que la base sea circular, su diámetro quedará definido por su área, que a su vez dependerá por un lado de la resistencia al corte del suelo al permitir el desplazamiento lateral de la camioneta sin que la base deslice, y por otro lado de la capacidad de soporte del suelo, es decir, la capacidad del suelo para sostener el peso de la camioneta sin deformarse.

La fuerza de corte máxima que soporta el suelo en la interfaz suelo/metal antes del deslizamiento viene definido por la siguiente ecuación [22].

$$F_d = c_\alpha . A + Q . tan(\delta) \ [N] \quad (4.94)$$

Siendo:

$c_\alpha = \ adhesión\ entre\ el\ suelo\ y\ la\ base \ \left[N/mm^2\right]$

$A = área\ de\ la\ superficie\ de\ falla \left[mm^2\right]$

$Q = carga\ normal\ en\ la\ superficie \ [N]$

$\delta = ángulo\ de\ fricción\ suelo/metal \ [°]$

A partir de la siguiente Figura 4-48 se obtuvo la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal considerando la peor condición.

Adhesión c_α	Angulo de fricción suelo/metal
Insignificante en la mayoría de los casos	Superficie pulida 5°
Arcillas plásticas con alta humedad 10–30 kN/m²	Superficie limpia 5° a 15°
	Superficie oxidada 15° a 25°

Figura 4-48: Valores normales de adhesión y ángulo de fricción [23]:

La carga normal en la superficie (Q) viene definida por el peso de la camioneta que se reparte entre las 4 bases, y la fuerza de corte máxima (F_d) por su parte viene dada por las reacciones sobre la pata soporte. Finalmente, si observamos la ecuación, la única incógnita por definir es el área y se puede despejar a partir de dichos datos. Una vez definida el área, se la afecta por un coeficiente de seguridad para asegurarse de que no haya deslizamientos por variaciones en las condiciones del suelo que afecten a los factores seleccionados.

Por otro lado, se debe definir cuál es el área mínima que permite soportar el peso del vehículo, esto se hace a través del índice de cono [23]. El valor del índice seleccionado es tal que coloca al sistema en la peor condición (blando y arenoso) (Figura 4-49), para asegurar de que cumpla los requisitos en suelos de mejores condiciones.

Soil	*CI* (kPa)	B_n
Hard	1800	80
Firm	1200	55
Tilled	900	40
Soft, sandy	450	20

Figura 4-49: Valores del índice de cono [23]:

A partir de este parámetro, se sabe el valor del esfuerzo a partir del cual la base se hundirá. Se divide la carga normal en la superficie (Q) por el área planteada para el caso anterior y se verifica que la tensión normal aplicada no supere el índice de cono.

$$S_n = \frac{Q}{A_{min}} \quad (4.95)$$

A modo de resumen, se observan los parámetros y resultados finales de los cálculos.

BASE MÍNIMA - DESLIZAMIENTO			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Diámetro tapacubo	40.00	[mm]	d_t
Carga normal (Peso por pie)	6838.98	[N]	Q
Fuerza de corte máxima	849.43	[N]	Fd
Adhesión	0.01	[N/mm2]	c_α
Ángulo de fricción	5	[grados]	δ
Ángulo de fricción	0.09	[rad]	δ
Área mínima de la base	26366.1	[mm2]	A_min
Diámetro mínimo de la base	**183.2**	[mm]	d_min

Tabla 4-33: Cálculos de deslizamiento:

BASE MÍNIMA - CAPACIDAD DE SOPORTE DEL SUELO			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Diámetro tapacubo	40	[mm]	d_t
Fuerza normal	6838.98	[N]	Q
Diámetro base	195	[mm]	d_min
Índice de Cono (CI)	0.45	[N/mm2]	CI
Area base	28608	[mm2]	A_min
Tensión normal aplicada	**0.239**	[N/mm2]	S_n

Tabla 4-34: Cálculos de capacidad de soporte:

Se observa que el resultado del área mínima seleccionado para que se cumpla la capacidad de soporte del suelo es suficiente además para el deslizamiento, sin embargo, se toma un valor más holgado (195 mm de diámetro), debido a que los parámetros del suelo que modelan las condiciones de los mismos pueden cambiar y además son valores promedios. Por lo tanto, se concluye que la base cumple con los requisitos de contacto con el suelo, asegurando la estabilidad del sistema y del vehículo.

Mecanismo de traslación lateral

Se debe imponer un movimiento rotacional a la barra soporte, para que esta lo traslade a los componentes solidarios a ella, y así, se produzca el movimiento lateral del vehículo. Se conoce la velocidad de rotación necesaria (5 segundos), y el espacio disponible. Dadas estas condiciones, se selecciona un sistema de movimiento a través de una fuerza aplicada por un cilindro hidráulico, sobre un brazo extendido desde la barra soporte. A continuación, se muestra el modelado del mecanismo, (Figura 4-50).

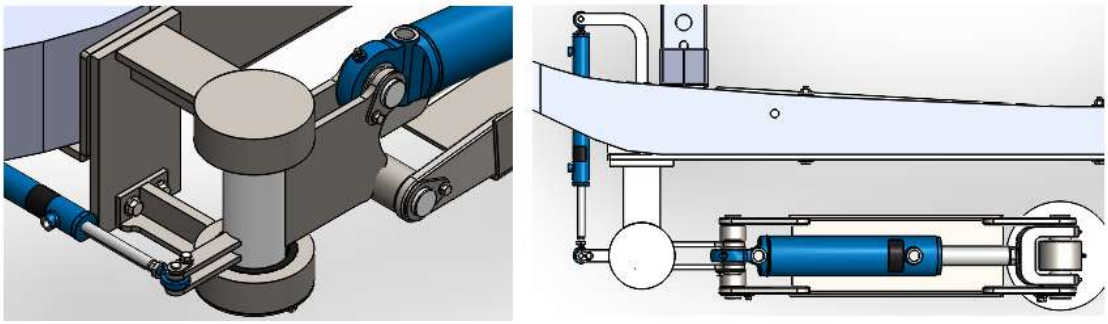


Figura 4-50: Modelado del mecanismo de traslación lateral:

La modelización mediante diagramas del sistema con sus componentes y parámetros se observa a continuación.

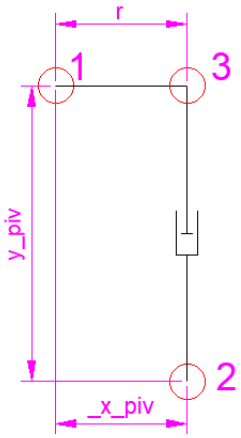


Figura 4-51: Esquema general del mecanismo de traslación lateral

En la Figura 4-51, se observa el mecanismo en su posición de reposo, donde se forma un ángulo de 90° entre las barras 1-3 y 2-3. Luego, la rotación de la barra 1-3 hacia arriba o hacia abajo (los 42° de movimiento lateral), generan el pivote lateral del vehículo.
Toda la disposición del sistema varía con respecto al sentido de giro, tanto las relaciones entre los ángulos, como las fuerzas y velocidades, estas no son iguales si se gira para un lado o para el otro. Por lo tanto, los desarrollos se realizan de a pares, teniendo en cuenta el giro para ambos lados. Cabe destacar que, la dimensión de la posición del punto 2 respecto al 1 será igual al radio.

Selección del cilindro hidráulico
Para la selección del cilindro, se tienen algunos parámetros muy importantes, como son el espacio disponible, torque necesario y la velocidad del giro. Primero, se debe conocer qué modelo de cilindro cumple con el torque necesario, esto se realiza a través de imponer una longitud del brazo extendido, es decir, donde estará aplicada la fuerza, por lo tanto, el cilindro deberá ser capaz operar en valores por encima de esa fuerza.
Sin embargo, al tener la posibilidad del pivoteo, y dado que la barra soporte gira con respecto a su eje, la dirección de la fuerza varía según el ángulo girado. Solamente en el instante inicial se aprovecha toda la fuerza del cilindro como la que realmente genera torque, por lo que, la selección del cilindro se hace a partir de la fuerza tangencial.
A continuación, se observan los esquemas con los ángulos y fuerza del cilindro, (Figura 4-52).

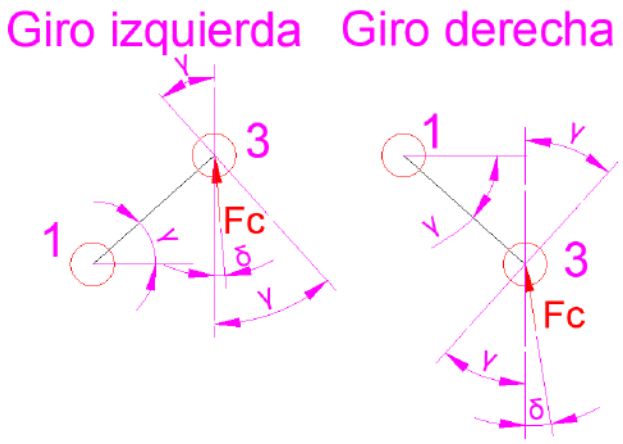


Figura 4-52: Esquemas con ángulos y fuerzas del cilindro hidráulico:

El ángulo δ, corresponde al ángulo de pivote del cilindro hidráulico, es decir, el ángulo que se genera con el chasis del vehículo a medida que aumenta el ángulo de rotación γ.

A medida que aumente el ángulo γ, disminuirá la componente de la fuerza del cilindro hidráulico que efectivamente aplica una fuerza útil para rotar la barra, por lo tanto, se calcula mediante el γ máximo y como consecuencia el δ máximo, la fuerza total del cilindro necesaria en esta situación.
Conociendo el torque necesario y la distancia de aplicación de la fuerza, se tiene:

$$Ft_{cil} > Mt/d \quad (4.96)$$

Teniendo el valor de la fuerza tangencial, y la ubicación de los ángulos presentes, se calcula la fuerza total del cilindro hidráulico, en la peor condición, es decir, cuando la componente tangencial se hace mínima. Allí, dicha componente tangencial deberá continuar siendo capaz de generar el movimiento requerido. Como se tiene el giro para ambos lados, las relaciones entre los ángulos no es la misma, como tampoco el valor final de δ es igual en ambos casos. Por lo tanto, el valor de la fuerza del cilindro será diferente para ambos giros, por lo que, como parámetro base para seleccionarlo se toma el resultado máximo.

$$F_{cil} = \frac{Ft_{cil}}{cos(\gamma+\delta_1)} \ (giro\ izquierda) \quad (4.97)$$

$$F_{cil} = \frac{Ft_{cil}}{cos(\gamma-\delta_2)} \ (giro\ derecha) \quad (4.98)$$

Una vez calculadas las fuerzas se debe calcular el largo abierto y cerrado del cilindro, para esto se deben plantear dos desarrollos por trigonometría para cada lado de rotación (izquierda o derecha), para esto se requiere determinar los ángulos δ que también se emplean en el cálculo de las fuerzas de cilindro antes mencionadas.
El mecanismo rotará un ángulo γ hacia la izquierda, quedando en la posición que se observa en la siguiente Figura 4-53:

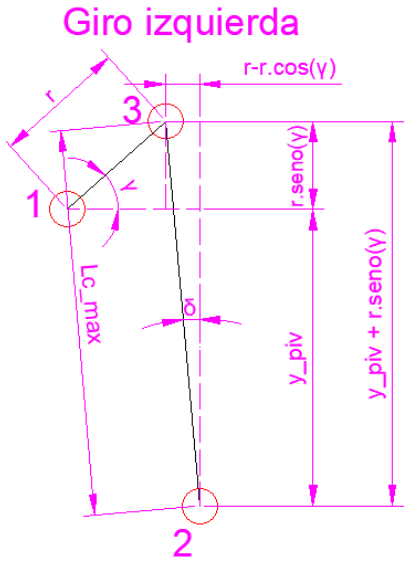


Figura 4-53: Esquema de giro a la izquierda:

Se plantea dos triángulos rectángulos para obtener relaciones trigonométricas como se observa en la siguiente Figura 4-54:

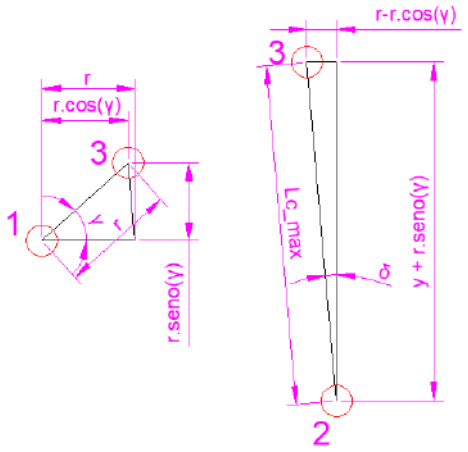


Figura 4-54: Planteo de triángulos:

Del primer triángulo rectángulo se obtiene la cota que falta del segundo rectángulo, luego a partir este último se despeja el ángulo δ_1:

$$tan(\delta_1) = \frac{opuesto}{adyacente} \rightarrow \delta_1 = tan^{-1}\left(\frac{r - r.cos(\gamma)}{y_{piv} + r.seno(\gamma)}\right) \quad (4.99)$$

Luego a partir de este ángulo se determina el largo del cilindro abierto (Lc_max):

$$Lc_{max} = \frac{y_{piv} + r.seno(\gamma)}{cos(\delta_1)} \quad (4.100)$$

Finalmente, cuando el mecanismo rote un ángulo γ hacia la derecha, el mecanismo en la posición que se observa en la Figura 4-55:

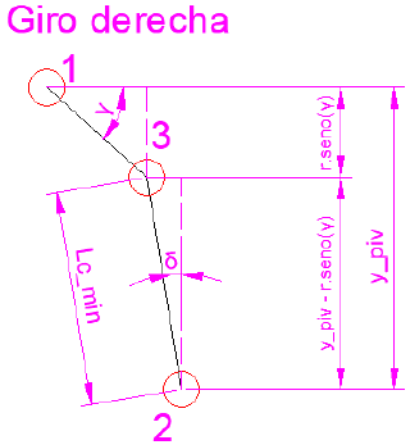


Figura 4-55: Esquema de giro a la derecha:

Se plantea dos triángulos rectángulos para obtener relaciones trigonométricas como se observa en la Figura 4-56:

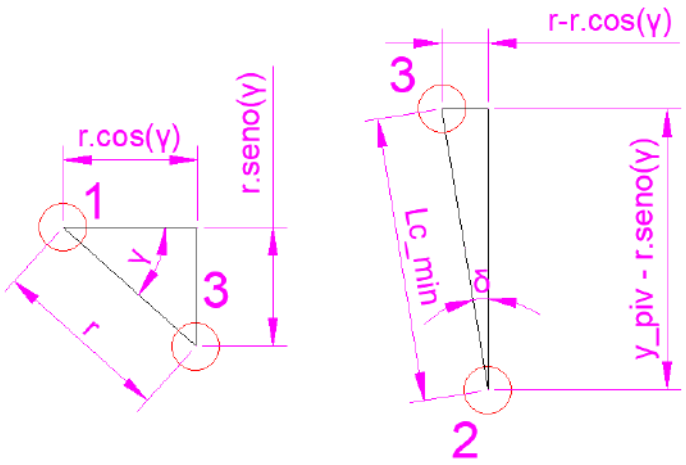


Figura 4-56: Planteo de triángulos:

Del primer triángulo rectángulo se obtiene la cota que falta del segundo rectángulo, luego a partir este último se logra el ángulo δ_2:

$$tan(\delta_2) = \frac{opuesto}{adyacente} \rightarrow \delta_2 = tan^{-1}\left(\frac{r - r.cos(\gamma)}{y_{piv} - r.seno(\gamma)}\right) \quad (4.101)$$

Luego a partir de este ángulo, se conoce el largo del cilindro abierto (Lc_max):

$$Lc_{min} = \frac{y_{piv} - r.seno(\gamma)}{cos(\delta_2)} \quad (4.102)$$

Finalmente, y a modo de resumen, se observa una Tabla 4-35 y Tabla 4-36, con los componentes finales seleccionados, el cilindro hidráulico [8] y su ojal correspondiente.

CILINDRO HIDRÁULICO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Serie	CDL2	-
Código	CDL2MP5/25/14/191C2X/B11CLUMW	-

Tabla 4-35: Información del cilindro hidráulico de traslación lateral:

OJAL CILINDRO HIDRÁULICO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Modelo	CGKL 10	-
Diámetro agujero ojal (ØCN)	10	[mm]
Ancho ojal (EN)	9	[mm]
Profundidad rosca (BA)	26	[mm]
Distancia centro ojal al extremo (CP)	48	[mm]
Alemite de engrase	DIN 71412 - Cabeza cónica	-

Tabla 4-36: Información del ojal cilindro hidráulico:

Montaje del cilindro hidráulico

Dadas las necesidades del sistema, y conociendo cómo deben ser los movimientos para lograr la traslación lateral, se plantea un montaje tal que el cilindro hidráulico pueda expandirse y contraerse, y al mismo tiempo pivotar, sin interferir con el movimiento rotativo de la barra soporte. Sobre esta última se monta el lado móvil del cilindro, mediante una extensión que se realiza a través de dos chapas soldadas a la barra. Por otro lado, el montaje del lado fijo del cilindro, se realiza con el chasis, precisamente con la chapa soporte o bancada, soldando una barra a esta última y teniendo en cuenta el espacio disponible debajo del chasis.

En la siguiente Figura 4-57, se observa el vehículo por debajo, en una versión escaneada. Además, se distinguen los espacios donde se puede colocar el montaje del lado fijo del cilindro hidráulico.

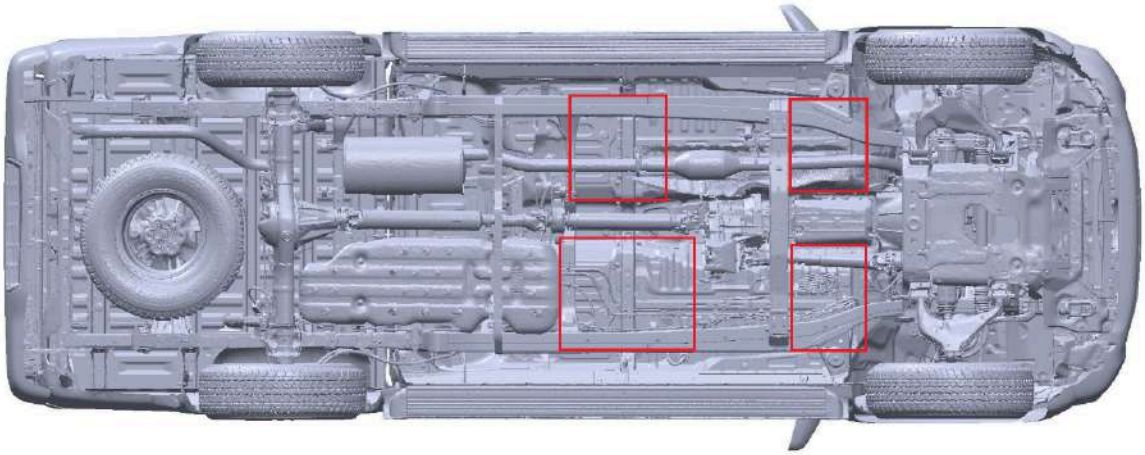


Figura 4-57: Ubicación de mecanismo de traslación lateral [24]:

Los elementos que interfieren principalmente en el montaje son algunos travesaños y el caño de escape, sin embargo, estos están ubicados por encima de la parte inferior de

los largueros, y el cilindro se monta por debajo de estos, por lo que no hay una interferencia real.

Finalmente, el montaje se lleva a cabo a través de pernos pasantes, con un ojal soldado a este y abulonado al soporte (Figura 4-58), como ya se pudo ver en otros montajes del sistema.

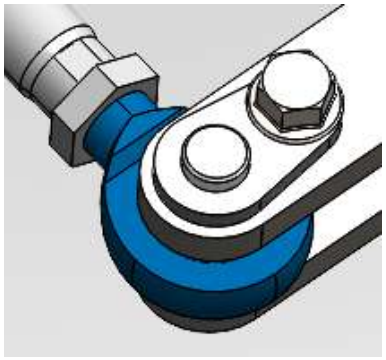


Figura 4-58: Montaje de cilindro hidráulico de traslación lateral:

Bancada al chasis

En base a las necesidades del montaje, el espacio disponible y la forma de sujeción de accesorios al chasis recomendado por el fabricante [4], se opta por realizar un perfil en L para vincular los sistemas de elevación al chasis. Al momento de elevar la camioneta, la vinculación entre el chasis y el mecanismo es a través de la cara inferior del perfil en L y la fricción generada en la pared lateral por la precarga de los bulones de montaje, luego, cuando la camioneta circula normalmente y los brazos están elevados, el mecanismo queda vinculado al chasis únicamente mediante los bulones.
Se dimensiona este perfil en L y luego se estudia el efecto de este sobre el chasis para evitar deformarlo.
Se comienza dimensionando el perfil en L, para esto se considera el perfil como una viga bi-apoyada sobre vínculos simples, los cuales simulan los brazos de soporte vinculados a esta por vínculos simples (Figura 4-59).

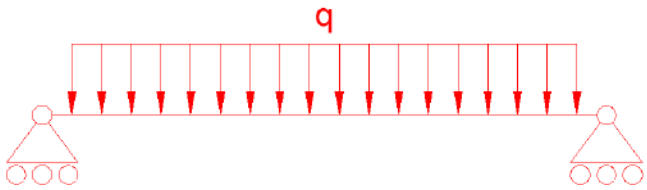


Figura 4-59: Carga repartida sobre la bancada:

Quedando las reacciones como se observa en la Figura 4-60:

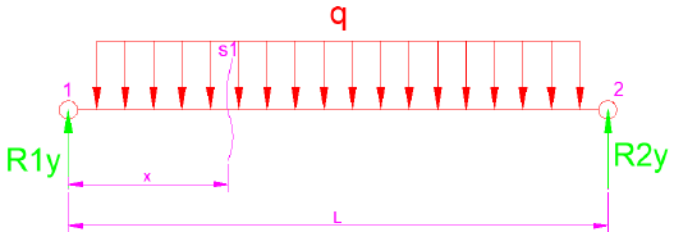


Figura 4-60: Reacciones y carga repartida:

Reacciones y carga repartida

Se tendrán 2 bancadas vinculadas al chasis, por lo que el peso de la camioneta se reparte sobre estas, si se considera a la carga repartida como una carga puntual en el centro de la bancada se puede despejar el valor de la carga repartida y las reacciones como se observa en la Figura 4-61.

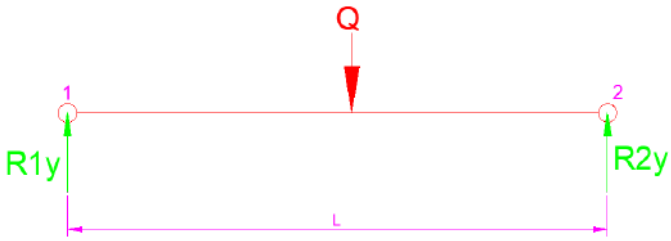


Figura 4-61: Reacciones y carga equivalente:

Primero, se desarrolla la carga repartida a partir del Peso Bruto Total del vehículo:

$$Q = q.L = \frac{PBT.g}{2} \quad (4.103)$$

Luego, se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_y = R1y + R2y - Q \quad (4.104)$$

$$R1y = R2y \quad (4.105)$$

Una vez planteadas las ecuaciones de equilibrio se despeja las reacciones y la carga repartida:

$$q = \frac{PBT}{2.L} \quad (4.106)$$

$$R1y = R2y = \frac{Q}{2} \quad (4.107)$$

Obtenida la carga repartida y las reacciones se puede continuar con el método de las secciones, para obtener los esfuerzos internos, esto se desarrolla en el Anexo A.4.

Tensiones equivalentes de Von Mises

Una vez realizado el método de las secciones se debe dimensionar la sección, para esto se comenzará sabiendo la forma de la misma, que se trata de una sección en L. Por otro lado, una vez obtenidos los parámetros necesarios, se continúa con el cálculo de las tensiones equivalentes de Von Mises, para así saber si las dimensiones de la sección son suficientes en términos resistenciales. A continuación, en la Figura 4-62, se observan las dimensiones principales y los puntos donde se evalúan las tensiones de Von Mises.

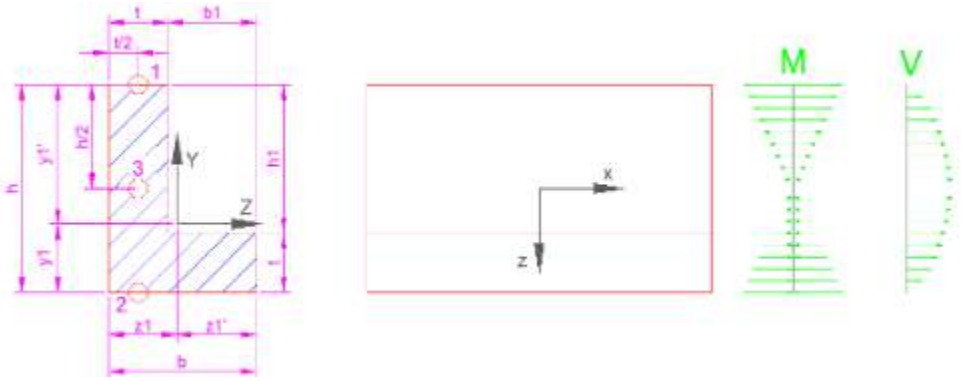


Figura 4-62: Puntos críticos y distribución de tensiones:

Lo siguiente es definir el material de la bancada, su límite elástico y el factor de seguridad seleccionado. En la siguiente tabla se resumen los parámetros mencionados.

MATERIAL - BANCADA		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	SAE 1045	-
Tratamiento	Normalizado	-
σ elástico	530	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**177**	N/mm2

Tabla 4-37: Material de la bancada:

Entonces, se prosigue con los cálculos preliminares a las tensiones de Von Mises, primero se calcula la inercia de la sección en su eje vertical (misma dirección que la fuerza de corte).

Para comenzar, se procede a plantear las propiedades de la sección respecto a su eje central.

$$z_1 = \frac{b^2 + h_1.t}{2.(b + h_1)} \quad (4.108)$$

$$z_1' = b - x_1 \quad (4.109)$$

$$y_1 = \frac{h^2 + b_1.t}{2.(h + b_1)} \text{ (4.110)}$$

$$y_1' = h - y_1 \text{ (4.111)}$$

$$I_y = \frac{1}{3}.\left(t.\left(b - z_1\right)^3 + h.x_1^{\,3} - h_1.\left(x_1 - t\right)^3\right) \text{ (4.112)}$$

$$Área = t.(b + h1) \text{ (4.113)}$$

$$A' = t.y_1' \text{ (4.114)}$$

Finalmente, se determinan las tensiones en cada uno de los puntos críticos de interés:

- Punto 1: En este punto se tiene tensiones de tracción debido al momento al momento flector Mz, tensiones de corte nulas y tensiones normales de tracción también nulas (debido a que no existe fuerza Normal), quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Mxz.z1}{Iy} \text{ (4.115)}$$

- Punto 2: En este punto se tiene tensiones de compresión debido al momento flector Mz, tensiones de corte nulas y nuevamente tensiones normales de tracción nulas debido a la ausencia de fuerza normal, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = -\frac{Mxz.z1}{Iy} \text{ (4.116)}$$

- Punto 3: En este punto se tiene tensiones de corte debido a la fuerza de corte Vy , quedando de la siguiente manera:

$$\tau_{yz} = \frac{Vy.Q}{Iy.h} \text{ (4.117)}$$

A modo de resumen, se observan a continuación, todos los datos de entrada, los parámetros calculados y las tensiones equivalentes de Von Mises como resultado final.

CÁLCULOS SECCIÓN BANCADA		
Alto interno (h1)	128	mm
Ancho interno (b1)	90	mm
Espesor (t)	9.53	mm
Alto (h)	137.53	mm
Ancho (b)	99.53	mm
Área	2167.2	mm2
y1	43.45	mm
z1	24.45	mm
y1'	94.08	mm
Inercia (Iy)	1871658.93	mm4
A'	896.10	mm2
y'	94.08	mm
Q	84303.3	mm3
σvm 1	24.30	N/mm2
σvm 2	24.30	N/mm2
σvm 3	1.80	N/mm2

Tabla 4-38: Resultados del cálculo de la bancada:

Como se puede observar, las tensiones equivalentes de Von Mises son menores a la tensión admisible del material, por lo que se puede concluir que la sección resiste los esfuerzos presentes.

Tornillos para vinculación de la Bancada al Chasis

La cara inferior interna del perfil en L (en contacto con el chasis) será la que sostiene al vehículo, y luego, con los brazos retraídos la bancada queda suspendida del chasis mediante tornillos, estos tornillos tendrán una precarga que fijan la bancada al chasis mediante fricción estática.

Determinada la cantidad admisible de sujetadores, dada por el procedimiento planteado en el Anexo B.1, se observan las fuerzas a las cuales la unión estará sometida, además de algunos datos adicionales, como la cantidad de sujetadores dadas por el modelado (pre-dimensionamiento de la unión roscada).

FUERZAS MÁXIMAS SOBRE LOS TORNILLOS DE LA BANCADA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Cantidad de tornillos	2	-	N
Masa del conjunto total	122	[kg]	Masa_tot
Ángulo de pivote lateral	0.73	[rad]	γ
Fuerza máxima en dirección x	22539	[N]	Fmax_x
Fuerza máxima en dirección y	20294	[N]	Fmax_y
Fuerza máxima en dirección z	1196.8	[N]	Fmax_z
Carga normal máxima (por tornillo)	10147	[N]	Fn_max
Carga tangencial máxima (por tornillo)	11285	[N]	Ft_max

Tabla 4-39: Fuerzas máximas sobre los tornillos:

Por otro lado, se calcula la precarga necesaria para lograr la fricción estática de la cara lateral del chasis con la bancada (Tabla 4-40).

CÁLCULO DE PRECARGA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Coeficiente de rozamiento acero/acero	0.74	-	f
Carga tangencial máxima	11285	[N]	Fr_5
Fuerza de precarga mínima	**15250.6**	[N]	Fi_min
Condición del perno	**0.3**	[-]	K
Torque de precarga	**45751.7**	[Nmm]	T

Tabla 4-40: Cálculo de precarga:

Finalmente, se procede a calcular la cantidad de sujetadores admisible. En la siguiente tabla se resume todo el proceso anteriormente explicado, sobre el final de la misma se encuentra el valor de N_{adm}.

CÁLCULO DE LA UNIÓN ROSCADA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Cantidad de tornillos	2	-	N
Diámetro nominal del tornillo	10	[mm]	d
Longitud del tornillo	140	[mm]	L
Espesor chapa del cubo	9.53	[mm]	t1
Espesor chapa soporte	120	[mm]	t2
Espesor de la arandela	2	[mm]	t
Espesor de la tuerca	9.5	[mm]	H
Área de la parte roscada	58	[mm2]	At
Ángulo de cono para rigidez	30	[°]	alpha
Longitud de la rosca	32	[mm]	Lt
Longitud sin contacto	11.53	[mm]	h
Agarre efectivo	142	[mm]	l
Longitud de la parte útil sin rosca	108	[mm]	ld
Longitud de la parte útil roscada	34	[mm]	lt
Área de la parte sin rosca	78.5	[mm2]	Ad
Rigidez parte roscada	353117.6	[N/mm]	kt
Rigidez parte sin roscar	150534.6	[N/mm]	kd
Rigidez del sujetador	105541.9	[N/mm]	kb
Rigidez del elemento	1338643.5	[N/mm]	km
Constante de rigidez de la unión	0.1	[-]	C
Carga resultante en el perno	15992.1	[N]	Fb
Cantidad de tornillos admisible	**0.1**	[-]	N_adm

Tabla 4-41: Cantidad admisible de sujetadores:

Como se puede observar, el valor admisible de sujetadores (0,1) es inferior al preseleccionado (2), por lo que se concluye que la unión puede estar provista de dos pernos M10.

Tolerancias de la unión Base/Chasis

Lo siguiente es determinar los diámetros de los agujeros con sus respectivas tolerancias, para así poder asegurar el juego requerido.

El chasis debe ser perforado, por lo que para montar el brazo se debe presentar la bancada en su posición correspondiente del chasis y luego tomando como referencia los agujeros ya hechos perforar para colocar los tornillos y realizar el montaje, teniendo en cuenta que se tendrá un error al marcar y perforar.

Se parte del diámetro máximo de agujero posible que se puede realizar en el chasis según el manual [4] que es de 11 mm, considerando las tolerancias de los agujeros como H7 (tanto para los del chasis como para los de la bancada), teniendo en cuenta las tolerancias de uniones roscadas dadas por la ISO 965 (g6 para tornillos) [15], y además, seleccionando el diámetro de los agujeros de la bancada de 12 mm para que así se tenga un margen y se permita un mayor error, se tiene, (Figura 4-63):

$$D_{chasis} = 11\ ^{0,018}_{0}\ mm \text{ (4.118)}$$

$$Dmin_{chasis} = 11\ mm \text{ (4.119)}$$

$$d_{tornillo} = 10\ ^{-0,005}_{-0,014}\ mm \text{ (4.120)}$$

$$dmax_{tornillo} = 9,995\ mm \text{ (4.121)}$$

$$Tol\,VP_{chasis/tornillo} = Dmin_{chasis} - dmax_{tornillo} = 1,005\ mm \text{ (4.122)}$$

$$D_{bancada} = 12\ ^{0,018}_{0}\ mm \text{ (4.123)}$$

$$Dmin_{bancada} = 12\ mm \text{ (4.124)}$$

$$Tol\,VP_{bancada/tornillo} = Dmin_{chasis} - dmax_{tornillo} = 2,005\ mm \text{ (4.125)}$$

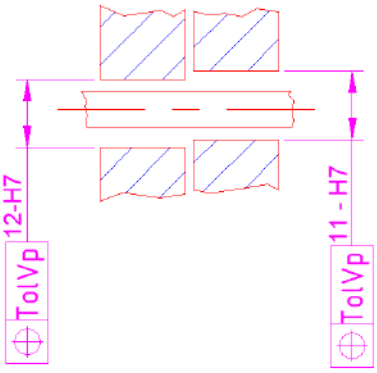


Figura 4-63: Tolerancias de montaje con sujetadores:

Tornillos para vinculación del Cubo inferior a la bancada

Como el cubo inferior debe ser desmontable para poder colocar los rodamientos, se vincula mediante bulones a una chapa, la cual a su vez estará soldada a la bancada. Los tornillos no deben trabajar al corte, en cambio, la vinculación del cubo debe ser debido a la fricción estática entre superficies, para esto se debe lograr la suficiente fuerza normal a la superficie a través de la precarga mediante bulones.

Se comienza determinando las fuerzas involucradas, como estas varían según el ángulo de pivote lateral (γ) y el ángulo de inclinación (α) del brazo, se toman valores máximos para dimensionar en la peor condición. Existen dos posibilidades, que el brazo esté retraído, entonces solo existirá F_z, que es el peso del conjunto del brazo que deberá ser soportado por el cubo inferior o que el brazo esté en su punto más bajo, en ese caso se tendrán reacciones que serán transferidas al cubo generando las componentes F_x y F_y. Para asegurar que la sujeción resista en cualquier situación se considerarán las 3 componentes, (Figura 4-64).

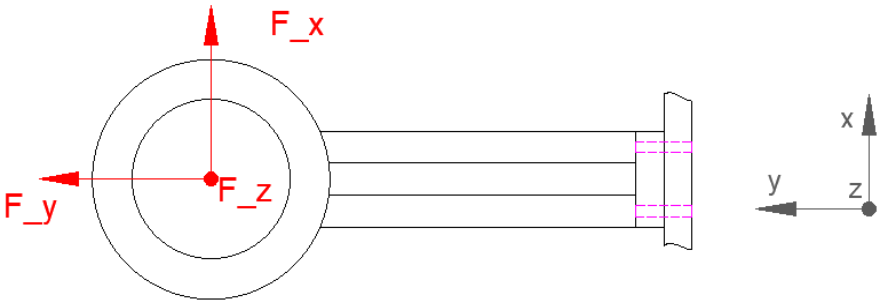


Figura 4-64: Fuerzas normales y tangenciales al sujetador:

A continuación, se detalla el cálculo de las componentes de las fuerzas F_x y F_y, se comienza adecuando las reacciones de la barra soporte según el ángulo de pivote lateral (γ) a un sistema de referencia fijo al cubo.

$$Módulo\ xy:\ M_{xy} = \sqrt{R5x^2 + r5z^2} \quad (4.126)$$

$$F_x = M_{xy}.cos(\gamma) \quad (4.127)$$

$$F_y = M_{xy}.seno(\gamma) \quad (4.128)$$

Obtenidas las componentes se agrupan según su dirección sea normal o tangente al tornillo:

$$Fuerza\ normal\ Fn = F_y \quad (4.129)$$

$$Fuerza\ tangencial\ Ft = \sqrt{F_x{}^2 + F_z{}^2} \quad (4.130)$$

Las cargas descritas se observan a continuación en la siguiente Tabla 4-42.

FUERZAS MÁXIMAS SOBRE EL CUBO INFERIOR			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Cantidad de tornillos	2	-	N
Masa del sistema	50	[kg]	Masa_sist
Ángulo de pivote lateral	0.73	[rad]	γ
Fuerza máxima en dirección x	22539	[N]	Fmax_x
Fuerza máxima en dirección y	20294	[N]	Fmax_y
Fuerza máxima en dirección z	490.5	[N]	Fmax_z
Carga normal máxima (por tornillo)	10147	[N]	Fn_max
Carga tangencial máxima (por tornillo)	11272	[N]	Ft_max

Tabla 4-42: Fuerzas máximas sobre el cubo inferior:

Una vez definidas las cargas, se comienza con el cálculo de la precarga, a continuación, se observa la Tabla 4-43 de los valores resultantes.

CÁLCULO DE PRECARGA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Coeficiente de rozamiento acero/acero	0.74	-	f
Carga tangencial máxima	11272	[N]	Fr_5
Fuerza de precarga mínima	**15232.7**	[N]	Fi_min
Condición del perno	**0.3**	[-]	K
Torque de precarga	**45698.1**	[Nmm]	T

Tabla 4-43: Cálculo de precarga:

Finalmente, se muestra el resumen del procedimiento del cálculo de la cantidad de tornillos admisible en la unión roscada (Tabla 4-44).

CÁLCULO DE LA UNIÓN ROSCADA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Cantidad de tornillos	2	-	N
Diámetro nominal del tornillo	10	[mm]	d
Longitud del tornillo	20	[mm]	L
Espesor chapa del cubo	6.35	[mm]	t1
Espesor chapa soporte	12.7	[mm]	t2
Área de la parte roscada	58	[mm2]	At
Espesor de la arandela	2	[mm]	t
Ángulo de cono para rigidez	30	[°]	alpha
Longitud de la rosca	12.7	[mm]	Lt
Longitud sin contacto	8.35	[mm]	h
Agarre efectivo	13.35	[mm]	l'
Longitud de la parte útil sin rosca	7.3	[mm]	ld
Longitud de la parte útil roscada	6.05	[mm]	lt
Área de la parte sin rosca	78.5	[mm2]	Ad
Rigidez parte roscada	1984462.8	[N/mm]	kt
Rigidez parte sin roscar	2227087.9	[N/mm]	kd
Rigidez del sujetador	1049393.3	[N/mm]	kb
Rigidez del elemento	2827204.0	[N/mm]	km
Constante de rigidez de la unión	0.3	[-]	C
Carga resultante en el perno	17979.5	[N]	Fb
Cantidad de tornillos admisible	**0.2**	[-]	N_adm

Tabla 4-44: Cantidad admisible de sujetadores:

Resistencia del chasis

El montaje entre la bancada soporte (chapa en L) y el chasis, como se comentó anteriormente, se realiza a través de dos pernos, que solamente actúan cuando el sistema no está en uso y se requiere que la bancada permanezca solidaria al chasis. Por otro lado, cuando el sistema está en uso, la bancada trabaja de sostén del chasis (de la totalidad del vehículo en realidad) mediante su superficie inferior en contacto con la superficie inferior del larguero del chasis.

Entonces, la sección del larguero donde se apoya la bancada, se modeliza como una viga doblemente empotrada, con una carga repartida uniformemente en todo el largo (largo de la bancada). A continuación, se observa el diagrama de la viga (Figura 4-65), y luego las reacciones de la misma (Figura 4-66).

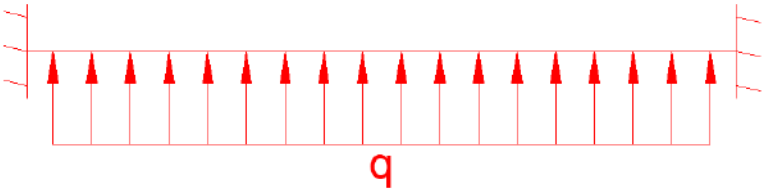


Figura 4-65: Esquema de la viga:

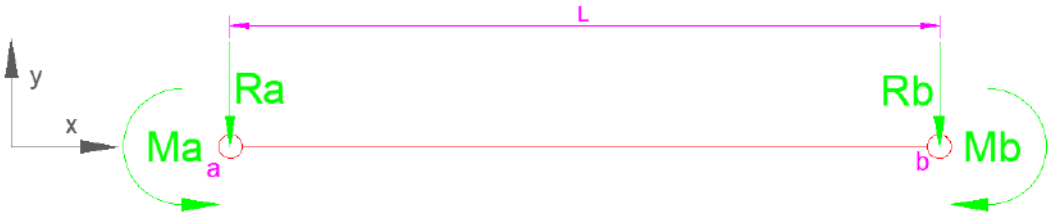


Figura 4-66: Reacciones y momentos:

Para conocer la carga repartida, se entiende que cada una de las bancadas soportará el peso total del vehículo (PBT) dividido entre dos (Q), por lo que esta carga será la misma que actúa contra el chasis.

$$Q = \frac{PBT}{2} \quad (4.131)$$

Por lo tanto, la carga repartida será:

$$q = \frac{Q}{L} \quad (4.132)$$

Lo siguiente es encontrar el valor de las fuerzas y momentos de reacción, pertenecientes a cada empotramiento. Se sabe que la viga es simétrica, tanto en su disposición como en las cargas que actúan sobre ella, por lo que se puede tener en cuenta los siguientes criterios.

$$R_A = R_B = Q \quad (4.133)$$

$$M_A = M_B = M \quad (4.134)$$

Resta calcular el valor de M, que nuevamente, al ser una viga con características de simetría y con carga repartida uniformemente, se plantea la siguiente ecuación.

$$M = \frac{q.L^2}{12} \quad (4.135)$$

Una vez conocidos los valores preliminares, ya se puede plantear el método de las secciones para conocer los esfuerzos internos en toda la longitud de la viga, que se desarrolla en el Anexo A.5.

A modo de resumen, se adjuntan a continuación, los parámetros de entrada, cálculos intermedios y resultados del método mencionado (Tabla 4-45).

DIMENSIONES			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Distancia entre ejes base soporte	1020	[mm]	d_e
Largo del perfil	1150	[mm]	L
CALCULO DE REACCIONES			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Peso Bruto Total	2810	[kg]	PBT
Peso Bruto Total	27566.1	[N]	PBT
Carga puntual	13783.1	[N]	Q
Carga repartida	11.99	[N/mm]	q
Reacción 1	6891.53	[N]	R1y
Reacción 2	6891.53	[N]	R2y
MÉTODO DE LAS SECCIONES			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Ubicación máx V1 (x1)	0	[mm]	x1
Ubicación máx M1 (x2)	540	[mm]	x2
Fuerza Normal 1	0	[N]	N1
Fuerza de Corte 1	-6892	[N]	V1
Momento flector 1	-1973972	[Nmm]	M1

Tabla 4-45: Resultados de los cálculos estáticos:

A partir del momento flector máximo, se verifica que el material del chasis y su sección soporte la carga aplicada.

$$\sigma_{adm} \geq \frac{M_f}{W} \quad (4.136)$$

Mediante la información que brinda el manual de Toyota [4], se define la sección del larguero del chasis (Figura 4-67), su módulo de sección y las propiedades mecánicas del material (Figura 4-68).

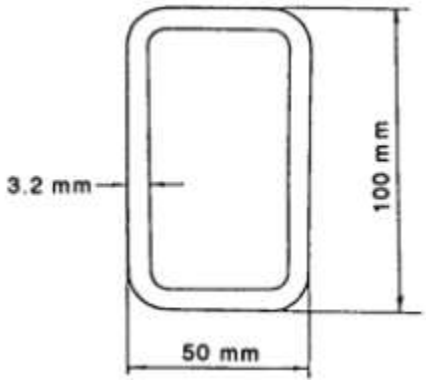


Figura 4-67: Sección del larguero [4]:

TYPE	TENSILE STRENGTH	YIELD POINT
HOT ROLLED STEEL PLATES SHEET	RAIL 440 Mpa	RAIL 305 MPa
AND STRIP IN LENGTH	INNER 440 Mpa	INNER 305 MPa

(2WD)

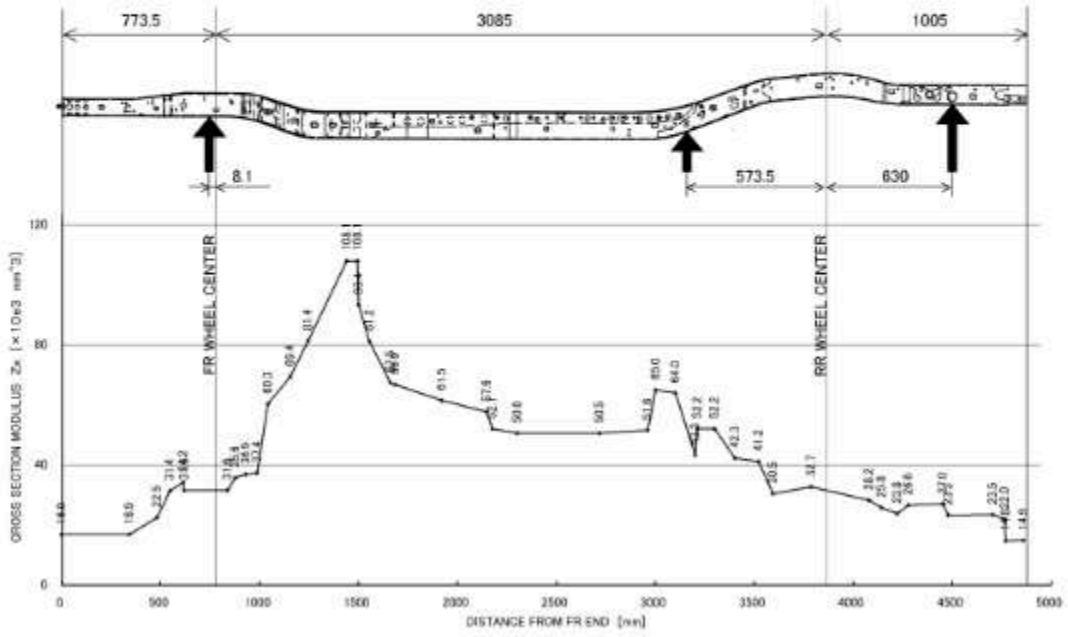


Figura 4-68: Módulo de sección y propiedades del material [4]:

Dado que la bancada se sitúa en la sección media del larguero, se selecciona el módulo de sección más bajo dentro de esta ubicación.
Finalmente, teniendo como dato el momento máximo producido, el módulo de sección del chasis, el límite elástico y el factor de seguridad, se comparan los resultados (Tabla 4-46).

VERIFICACIÓN DE LA SECCIÓN			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Momento flector máximo	1320876	[Nmm]	Mf_max
Módulo de la sección	50500	[mm3]	W
Límite elástico	305	[N/mm2]	σ_el
Factor de seguridad	3	-	FOS
Tensión admisible	102	[N/mm2]	σ_adm
Tensión máxima en la sección	26	[N/mm2]	σ_máx

Tabla 4-46: Verificación de la sección del chasis:

Como la tensión máxima que se produce en la sección es menor a la tensión admisible, se concluye que el chasis soporta las cargas aplicadas.

Capítulo 5: Sistema de elevación de carga a la Caja

Parámetros principales

1. Largo de la tapa: la tapa original de la camioneta tiene un largo de 1380 mm.
2. Alto de la tapa: la tapa original de la camioneta tiene un alto de 490 mm.
3. Distancia desde el suelo a la caja en reposo: la distancia desde el suelo a la caja cuando el vehículo está sin carga, es decir, en reposo es de 863 mm.
4. Masa total a elevar: para determinar la masa total a elevar se lleva a cabo un análisis de las posibles cargas.

   Respecto a la carga, tomando como ejemplo la elevación de bolsas de fertilizante (urea granulada), que tienen una dimensión de alrededor de 850 × 500 × 230 mm con una masa de unos 50 kg, considerando que se elevarán simultáneamente 8 bolsas, se tienen cargas de hasta 400 kg, por lo que el sistema debe ser capaz de elevar al menos 400 kg, además, se añade un margen de 100 kg, por lo que se diseña un sistema capaz de elevar **500 kg**.

   En la Figura 5-1, se muestran algunas de las medidas más importantes.

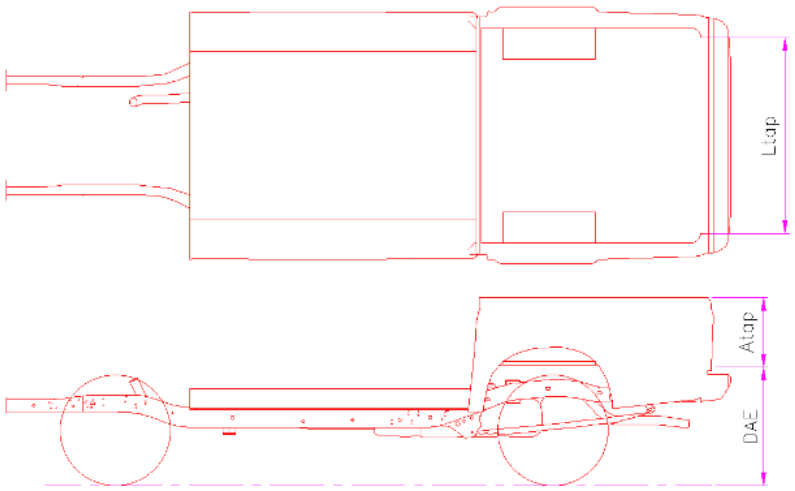


Figura 5-1: Medidas vehículo:

Desarrollo mecanismo

El sistema se compone de un paralelogramo vinculado a un cilindro, el cual aplica la fuerza que permite elevar la carga, en la Figura 5-2 se observa un esquema del mecanismo en su posición retraída y expandida.

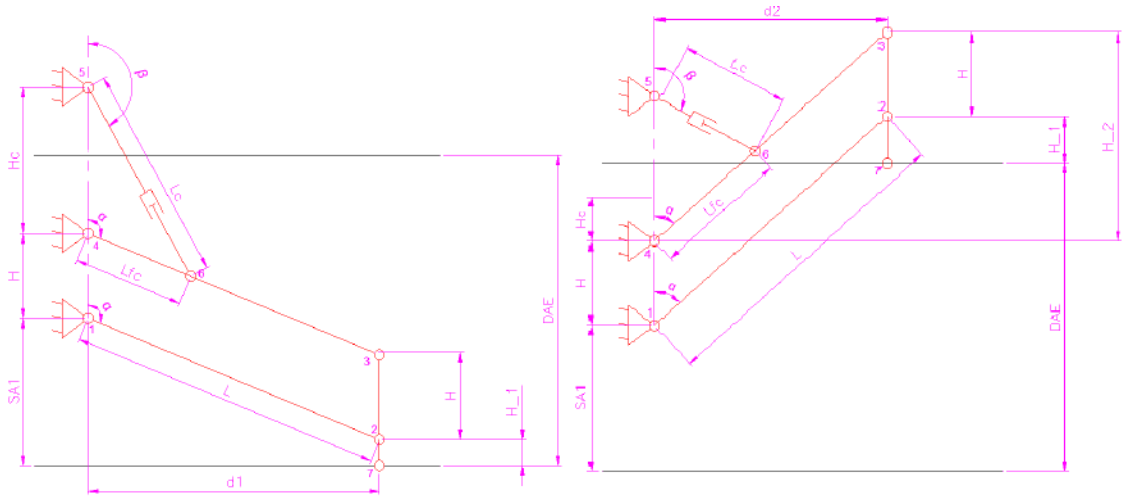


Figura 5-2: Dimensiones principales del mecanismo:

En la Figura 5-2 se observan dos eslabones de largo L y un eslabón de largo H, en el eslabón superior se vincula un cilindro, el cual ejerce la fuerza requerida para realizar el movimiento de elevación. Se tienen los siguientes datos de entrada:

- Largo brazo L (eslabón 1-2 y 3-4)
- Largo H (eslabón 2-3 y punto 1 al 4)
- Distancia Hc (distancia del punto 4 al 5)
- Largo variable del cilindro hidráulico L_c (eslabón 5-6)
- Distancia de apoyo del lado móvil del cilindro en el brazo LFC
- Distancia vertical entre el suelo y el punto 1 SA1
- Distancia desde el suelo al punto 2 H1

Primero, se determinan los ángulos y el largo del cilindro “LCV” en función de la posición 2 respecto al suelo, esta cota se denomina “DE” (distancia a elevar).

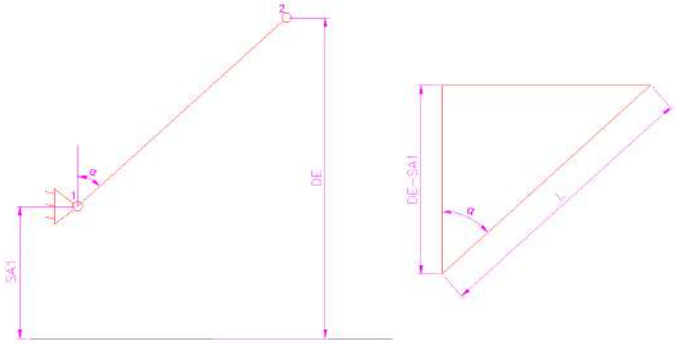


Figura 5-3: Relaciones trigonométricas entre α y DE:

A partir de esta Figura 5-3 se define las relaciones trigonométricas entre α y DE:

$$\alpha = seno^{-1}\left(\frac{DE-SA1}{L}\right) \quad (5.1)$$

Esta relación trigonométrica, se verifica en cualquier posición posible del mecanismo. Una vez definido el valor de α, se obtiene el valor del ángulo β en función de aquel, para esto se debe obtener primero el largo del cilindro en función de α, se parte de la Figura 5-4:

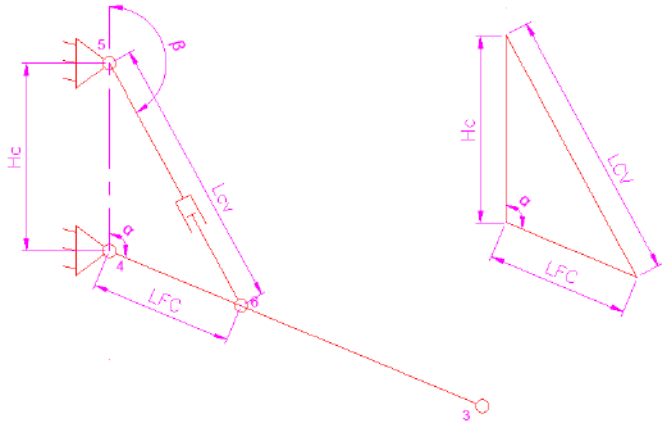


Figura 5-4: Relación entre α y Lcv:

Aplicando el teorema del coseno se obtiene la siguiente relación:

$$LCV = \sqrt{Hc^2 + LFC^2 - 2.Hc.LFC.cos(\alpha)} \quad (5.2)$$

Con esta relación trigonométrica, a partir del α inicial y final, se puede obtener el largo del cilindro cerrado “LCC” y el largo del cilindro abierto “LCA”, respectivamente Una vez calculados, y además haciendo la diferencia entre ambos valores se obtiene la carrera del cilindro hidráulico.

Luego, a partir de la Figura 5-5 se observa la relación entre el ángulo β, α y Lcv:

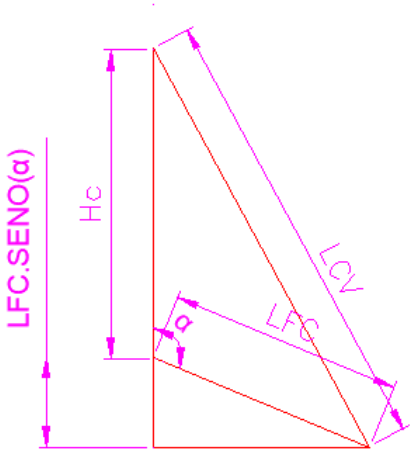


Figura 5-5: Relación entre β, α y Lcv:

El ángulo β se calcula a partir de su complemento, como sigue:

$$\beta = 180 - seno^{-1}\left(\frac{LFC.seno(\alpha)}{LCV}\right) \quad (5.3)$$

Análisis estático

Se plantea un esquema de cómo quedan las fuerzas en el mecanismo, siendo Fc la fuerza del cilindro hidráulico y W el peso de la carga en la caja, como se observa en la Figura 5-6:

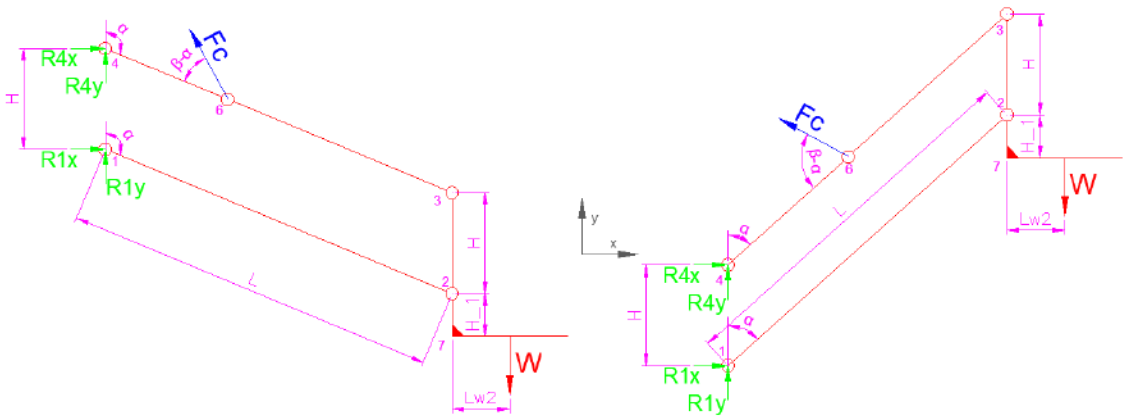


Figura 5-6: Fuerzas actuantes sobre el mecanismo:

Para poder dimensionar las barras, se requieren los esfuerzos sobre estas, y a su vez, se necesita de la fuerza a realizar por el cilindro hidráulico “FC”, la cual se obtiene empleando el método de trabajos virtuales. Se comienza realizando un diagrama de cuerpo libre, como se observa en la Figura 5-7:

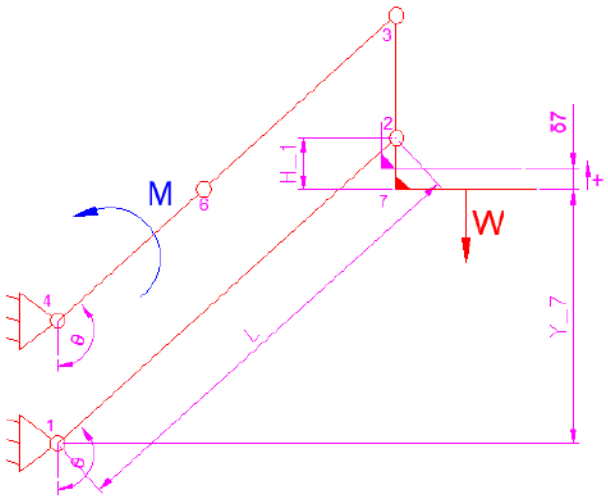


Figura 5-7: Diagrama de cuerpo libre para trabajos virtuales:

El sistema tiene un solo grado de libertad, ya que la ubicación de los eslabones puede especificarse mediante la sola coordenada independiente Θ que es el suplemento de α. Cuando los eslabones 1-2 y 3-4 experimentan un desplazamiento virtual positivo, y sólo el momento de par “M” y el peso “W” de la caja realizan trabajo.
La coordenada de posición “y_7” medida desde el punto fijo 1, ubica al peso, quedando como se observa en la siguiente ecuación:

$$y_7 = -L.cos(\Theta) - H_1 \quad (5.4)$$

Al diferenciar esta ecuación con respecto al ángulo Θ, se obtiene la siguiente:

$$\delta y_7 = L.seno(\Theta).\delta\Theta \quad (5.5)$$

Una vez definidos los desplazamientos virtuales, se plantea la ecuación de desplazamiento virtual, se considera positivo al momento de par “M” porque tiene la misma posición que el desplazamiento virtual, y negativo al peso “W” por ser contrario.

$$\delta U = 0 \rightarrow M.\delta\Theta - W.\delta y_7 = 0 \quad (5.6)$$

Reemplazando δy_7 queda de la siguiente forma:

$$M.\delta\Theta - W.L.seno(\Theta).\delta\Theta = 0 \quad (5.7)$$

Tomando como factor común a $\delta\Theta$, queda de la siguiente forma:

$$\delta\Theta.(M - W.L.seno(\Theta)) = 0 \quad (5.8)$$

Sabiendo que $\delta\Theta = 0$, lo que está dentro del paréntesis debe ser cero, pudiendo obtener el valor de M:

$$M - W.L.seno(\Theta) = 0 \rightarrow M = W.L.seno(\Theta) = W.L.seno(180 - \alpha) \quad (5.9)$$

Finalmente, la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico queda definida a partir del par "M" y la distancia desde el punto de pivote al punto de aplicación de la fuerza en el eslabón 3-4. Las variables y parámetros en juego se pueden observar en la Figura 5-7. Haciendo uso de las relaciones provistas por el mecanismo de la Figura 5-6:

$$F_c.seno(\beta - \alpha) = \frac{M}{LFC} \rightarrow F_c = \frac{M}{LFC.seno(\beta - \alpha)} \quad (5.10)$$

Para el cálculo de las reacciones se necesita obtener las componentes de las fuerza del cilindro en dirección x e y respecto al sistema de referencia global del sistema para esto se descompone de la siguiente manera según el ángulo β (Figura 5-8).

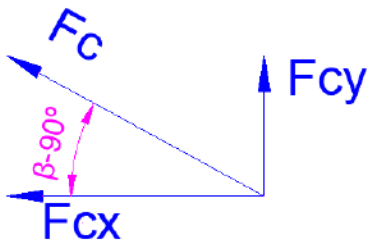


Figura 5-8: Diagrama de cuerpo libre para trabajos virtuales:

Finalmente, las componentes se describen con las siguientes ecuaciones.

$$Fc_x = Fc.cos(\beta - 90°) \quad (5.11)$$
$$Fc_y = Fc.seno(\beta - 90°) \quad (5.12)$$

Calculo de reacciones

Una vez definida la fuerza que debe ser capaz de realizar el cilindro hidráulico sobre el sistema, se calculan todas las reacciones, para esto se consideran dos posiciones del mecanismo (Figura 5-9):

- Sistema arriba: cuando $\alpha < 90°$
- Sistema abajo: cuando $\alpha > 90°$

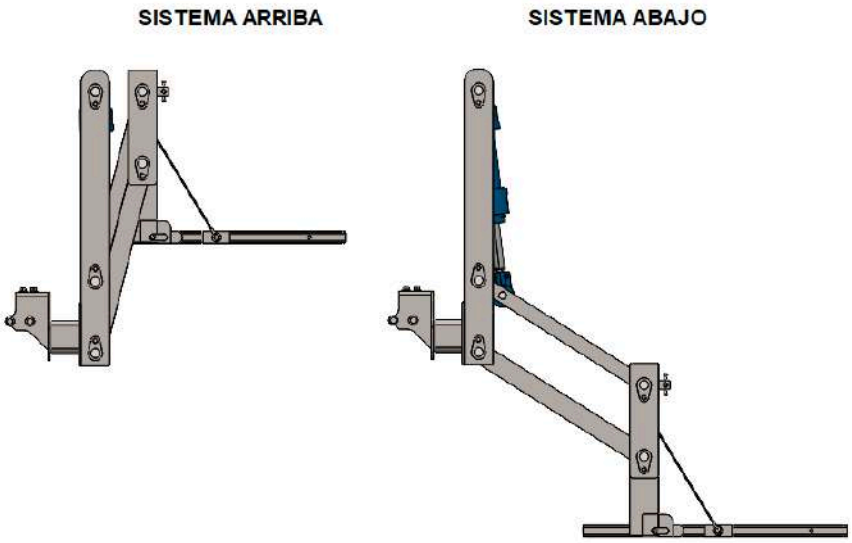


Figura 5-9: Sistema arriba y sistema abajo:

Se define la componente en x e y del punto 6 respecto al 4 para cálculos posteriores, para realizar esto se plantean los triángulos para ambas situaciones.

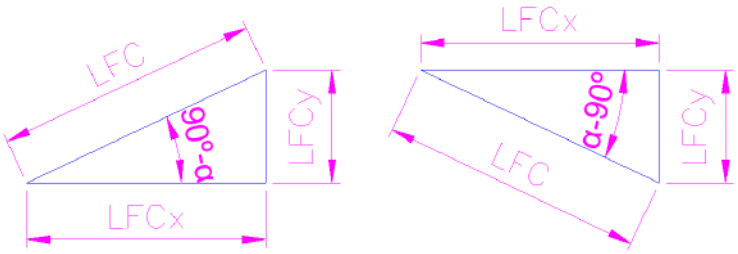


Figura 5-10: Diagrama de cuerpo libre para trabajos virtuales:

A partir de la Figura 5-10 se definen las relaciones trigonométricas:

$$LFC_x = LFC.cos(|90° - \alpha|) \quad (5.13)$$
$$LFC_y = LFC.seno(|90° - \alpha|) \quad (5.14)$$

De la misma forma se obtienen las componentes x e y de un extremo de los eslabones 1-2 y 3-4 respecto a sus otros extremos:

$$L_x = L.cos(|90° - \alpha|) \quad (5.15)$$
$$L_y = L.seno(|90° - \alpha|) \quad (5.16)$$

El cálculo de las reacciones y momentos internos se desarrolla en el Anexo A.6.

Tensiones equivalentes de Von Mises

Para cada una de las barras y para el perno, primero se plantea la geometría de la sección, los puntos a evaluar y los esfuerzos en cada punto, que van a producir ciertas tensiones. Luego, con estas se calculan las tensiones equivalentes de Von Mises en cada punto y se comparan con la tensión admisible del material.
Todas las barras se fabrican del mismo material, que se observan sus características a continuación.

MATERIAL - BARRAS		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	SAE 1045	-
Tratamiento	Normalizado	-
σ elástico	530	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**177**	N/mm2

Tabla 5-1: Material barras:

Por otro lado, la sección de las barras será rectangular, por lo que el cálculo de las tensiones de Von Mises será idéntico para cada una, lo único que cambia son los esfuerzos resultantes del método de las secciones. Sin embargo, estos esfuerzos solo cambian numéricamente, ya que en todos los casos se tendrán esfuerzos normales Nx, esfuerzos de corte Vy, y momento flector Mz.

Por su parte, los pernos pasantes, se fabrican también todos del mismo material, que se muestra a continuación.

MATERIAL - PERNOS		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
CODIGO	AISI 4140 OQT	-
Procesamiento	Est.en.frio	
Tratamiento	TempyRev	-
resist. última s_u	870	N/mm2
σ elástico	690	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**230.0**	N/mm2

Tabla 5-2: Material de los pernos:

Barras rectangulares
En la siguiente Figura 5-11, se observa la sección de las barras y los puntos críticos donde se calcularán las tensiones principales de Von Mises.

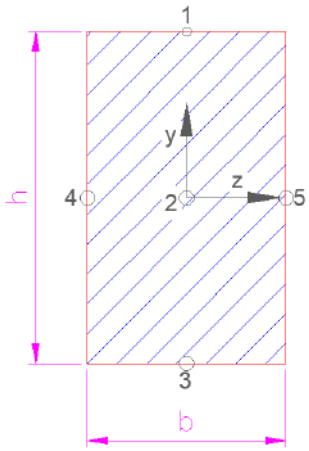


Figura 5-11: Sección barra rectangular con puntos críticos:

Según los esquemas, las tensiones quedarán de la siguiente manera:

- Punto 1: En este punto se tiene tensiones de tracción debido al momento al momento flector Mz, tensiones de corte nulas y tensiones normales de tracción debido a la fuerza normal Nx, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx}{Área} + \frac{Mz.(h/2)}{Iz} \quad (5.17)$$

- Punto 2: En este punto se tiene tensiones de corte debido a la fuerza de corte Vy y tensiones normales de tracción debido al esfuerzo normal Nx, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx}{Área} \quad (5.18)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Vy.Q}{Iz.h} \quad (5.19)$$

- Punto 3: En este punto se tiene tensiones de compresión debido al momento flector Mz, tensiones de corte nulas y tensiones normales de tracción debido a la fuerza normal Nx, quedando de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{Nx}{Área} - \frac{Mz.(h/2)}{Iz} \quad (5.20)$$

- Punto 4 y 5: En estos dos puntos, se tendrán las mismas tensiones que las generadas en el punto 2, ya que se encuentran en la misma línea "horizontal", es decir, solamente cambia la coordenada "z". Allí se tienen los mismos esfuerzos, siendo el momento Mz nulo, el corte Vy máximo, y la componente constante de Nx. Entonces, las tensiones quedan de la siguiente manera.

$$\sigma_x = \frac{Nx}{Área} \quad (5.21)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Vy.Q}{Iz.h} \quad (5.22)$$

Dado que en este caso las piezas se tratan de barras con sección rectangular, el área que se utiliza en los cálculos se determina simplemente de la siguiente forma:

$$Área = b.h \quad (5.23)$$

Una vez determinados estos puntos se evalúa las tensiones equivalentes de Von Mises en cada uno, estas tensiones se calculan de la siguiente forma:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}.\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x\right)^2 + 6.\left(\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx}\right)\right]} \quad (5.24)$$

Una vez obtenidas las tensiones equivalentes de Von Mises, se deben comparar con el límite elástico afectado por el factor de seguridad, es decir, con la tensión admisible del material.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma el}{FOS} \quad (5.25)$$

Finalmente, para cada punto debe cumplirse la siguiente inecuación:

$$\sigma_{adm} > \sigma_{VM} \quad (5.26)$$

Pernos pasantes

En la siguiente Figura 5-12, se observa la sección del perno y los puntos críticos donde se calcularán las tensiones principales de Von Mises.

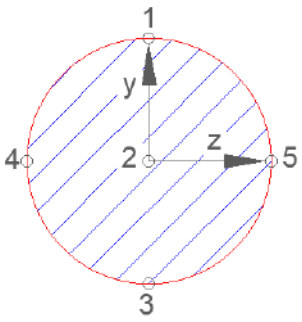


Figura 5-12: Diagrama de cuerpo libre para trabajos virtuales:

Nuevamente, se explicará lo que sucede en cada uno de los puntos críticos para luego mostrar los resultados finales.

- Punto 1: En este punto se generan tensiones de tracción debido al momento al momento flector Mz, tensiones de corte nulas, y tensiones normales de tracción nulas, ya que en ningún momento existen esfuerzos normales.

$$\sigma_x = \frac{Mz}{Iz/r} \quad (5.27)$$

- Punto 2: En este punto no se generan tensiones de tracción debido a que el momento flector Mz en este punto es nulo y no hay esfuerzos normales, sin embargo, se generan tensiones de corte máximas dadas por Vy.

$$\tau_{xy} = \frac{Vy.Q}{Iz.\emptyset} \quad (5.28)$$

- Punto 3: En este punto se generan tensiones de compresión debido al momento al momento flector Mz, tensiones de corte nulas, y tensiones normales de tracción nulas, ya que en ningún momento existen esfuerzos normales.

$$\sigma_x = -\frac{Mz}{Iz/r} \quad (5.29)$$

- Punto 4 y 5: En estos puntos no se tienen tensiones de ningún tipo, ya que los esfuerzos que existen son nulos en ambos lugares.

Fatiga

Aquí se seguirán los mismos pasos que en el procedimiento realizado para el árbol de la barra soporte del mecanismo de elevación del vehículo, los que se describen en la referencia [9].

Primero, se debe seleccionar un material, en este caso se tiene un AISI 4140 OQT, se trata de un acero aleado al cromo-molibdeno, templado en aceite y revenido. Como ya se sabe, la resistencia última a la tracción es de $s_u = 870\ MPa$, y el límite elástico es de $\sigma_{el} = 690\ MPa$.

Luego, sabiendo que el material se logra desde un proceso de estirado en frío y posteriormente se realiza un maquinado y posterior pulido, se obtiene del siguiente diagrama la resistencia a la fatiga modificada (Figura 5-13).

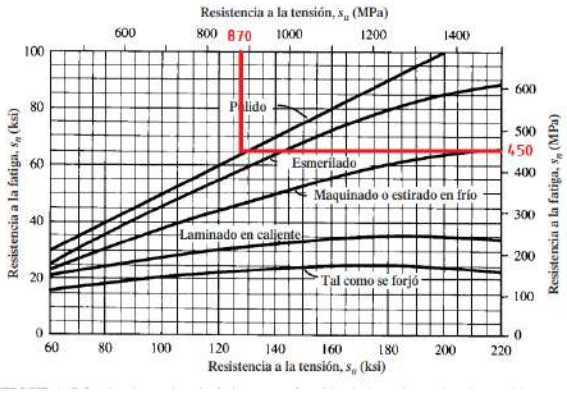


Figura 5-13: Resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión [9]:

Entonces, la resistencia a la fatiga modificada se considerará de $s_n = 450\,MPa$. Habiendo logrado este valor, se lo debe utilizar en la siguiente fórmula, donde se obtendrá la resistencia a la fatiga estimada real s_n':

$$s_n' = s_n\left(C_m\right)\left(C_{st}\right)\left(C_R\right)\left(C_s\right) \text{ (5.30)}$$

Los factores que afectan a s_n se detallan a continuación.

El factor del material C_m, se conoce a partir de la conformación del material, en este caso se trata de un acero forjado, se tiene entonces:

$$C_m = 1\ (laminado\ /\ forjado) \text{ (5.31)}$$

El factor de tipo de esfuerzo C_{st}, se obtiene a partir de los esfuerzos presentes, poniéndonos en la peor situación, seleccionamos esfuerzo flexionante.

$$C_{st} = 1\ (esfuerzo\ flexionante) \text{ (5.32)}$$

Luego, para el factor de confiabilidad C_R, se debe conocer a partir de la confiabilidad estadística deseada, que se considera de 0,99, entonces, el factor será:

$$C_R = 0,81\ (factor\ de\ confiabilidad) \text{ (5.33)}$$

Por otro lado, se tiene el factor de tamaño C_s, este resulta de la consideración del diámetro preliminar del eje, para este caso se tiene un diámetro entre $7,62 < D \leq 50$, por lo tanto, el factor se conseguirá a partir de la siguiente relación:

$$C_s = (D/7,62)^{-0,11}\ (factor\ de\ tamaño) \text{ (5.34)}$$

Lo siguiente es el cálculo del factor de concentración de esfuerzos Kt, dado que no se tienen resaltes y que el eje solamente posee un diámetro, este valor será:

$$Kt = 1 \text{ (5.35)}$$

Al igual que en el modelo de fatiga del árbol de la barra soporte, se selecciona un factor de diseño N.

$$N = 1,25\ (5.36)$$

Finalmente, luego de haber seleccionado todos los factores y valores de resistencia, se calcula el diámetro mínimo debido a la fatiga mediante la siguiente fórmula.

$$D_{fatiga} = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s_n{}'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{\sigma_{el}} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (5.37)$$

Tanto los valores de cada factor como el resultado final se muestran a continuación (Tabla 5.3).

FATIGA		
Diám. seleccionado Ø	**23**	**mm**
Resis.fatiga.modificada (s_n)	**450**	**N/mm2**
Factor del material (C_m)	**1**	**-**
Factor de tipo de esfuerzo (C_st)	**1**	**-**
Factor de confiabilidad (C_R)	**0.81**	**-**
Factor de tamaño (C_S)	**0.89**	**-**
Fatiga estimada real (S_n')	**322.79**	**N/mm2**
Factor de concentración de esfuerzos (Kt)	**1.00**	**-**
Factor de diseño (N)	**1.25**	**-**
Diámetro por fatiga (D_f)	**21.86**	**mm**
Diámetro mínimo Ø3	**23**	**mm**

Tabla 5-3: Fatiga:

Resultados Barras Rectangulares

A modo de resumen, se presentan a continuación los resultados de las tensiones de Von Mises para cada una de las barras rectangulares (Tabla 5-4, Tabla 5-5, Tabla 5-6, Tabla 5-7).

BARRA 1-2		
Alto (h)	55	mm
Ancho (b)	50.8	mm
Área	2794	mm2
Inercia (Iy)	600859.0	mm4
Inercia (Iz)	704320.8	mm4
Q	19208.8	mm3
J polar	1305179.8	mm4
σvm 1	153.00	N/mm2
σvm 2	6.92	N/mm2
σvm 3	148.71	N/mm2
σvm 4	6.92	N/mm2
σvm 5	6.92	N/mm2

Tabla 5-4: Tensiones barra 1-2:

BARRA 3-4		
Alto (h)	40	mm
Ancho (b)	12.7	mm
Área	508	mm2
Inercia (Iy)	6827.9	mm4
Inercia (Iz)	67733.3	mm4
Q	2540.0	mm3
J polar	74561.3	mm4
σvm 1	172.68	N/mm2
σvm 2	37.63	N/mm2
σvm 3	145.65	N/mm2
σvm 4	13.52	N/mm2
σvm 5	13.52	N/mm2

Tabla 5-5: Tensiones barra 3-4:

BARRA 1-5		
Alto (h)	130	mm
Ancho (b)	15.9	mm
Área	2063.75	mm2
Inercia (Iy)	43341.4	mm4
Inercia (Iz)	2906447.9	mm4
Q	33535.9	mm3
J polar	2949789.4	mm4
σvm 1	57.81	N/mm2
σvm 2	11.76	N/mm2
σvm 3	61.11	N/mm2
σvm 4	1.65	N/mm2
σvm 5	1.65	N/mm2

Tabla 5-6: Tensiones barra 1-5:

BARRA 2-3		
Alto (h)	130	mm
Ancho (b)	15.9	mm
Área	2063.75	mm2
Inercia (Iy)	43341.4	mm4
Inercia (Iz)	2906447.9	mm4
Q	33535.9	mm3
J polar	2949789.4	mm4
σvm 1	13.52	N/mm2
σvm 2	9.22	N/mm2
σvm 3	9.79	N/mm2
σvm 4	1.86	N/mm2
σvm 5	1.86	N/mm2

Tabla 5-7: Tensiones barra 2-3:

Dado que todas las tensiones equivalentes de Von Mises son menores al límite elástico, se considera que las barras soportan los esfuerzos a las que se las somete con las medidas de las secciones seleccionadas.

Resultados pernos pasantes

Para poder visualizar los resultados, se presentan en la siguiente tabla los valores de tensiones equivalentes de Von Mises y el diámetro resultado del modelo de fatiga (Tabla 5-8).

RESULTADOS PERNO SECCIÓN MÁXIMA		
Ø Predimensionamiento	**23**	**mm**
σvm 1	**221.6**	**N/mm2**
σvm 2	**44.1**	**N/mm2**
σvm 3	**221.6**	**N/mm2**
σvm 4	**0.0**	**N/mm2**
σvm 5	**0.0**	**N/mm2**
Diámetro mínimo Ø por fatiga	**23**	**mm**

Tabla 5-8: Tensiones perno pasante:

Dado que se requiere un mantenimiento bajo, se definen todos los pernos del mismo diámetro, que además estarán dados no solo por el cálculo de fatiga, sino que se debe respetar el ojal del cilindro hidráulico que es de 25 mm de diámetro. Por lo tanto, los pernos tendrán un diámetro de 25 mm.

Selección del cilindro hidráulico

Se parte de la fuerza calculada en el análisis estático FC (fuerza del cilindro) (Anexo A.6), además, se requiere la carrera (Ccil) necesaria para que se cumplan los requisitos de movimiento de elevación de la carga.

El lado del ojal fijo del cilindro, se monta en un perno del lado de los parantes fijos, por su parte, el lado del ojal móvil, se monta de igual forma en un perno que une los dos parantes móviles, como se observa en la Figura 5-14.

Para asegurar la posición del cilindro y no permitir que este se deslice sobre el perno pasante, se utilizan separadores de aluminio del lado fijo, que actúan como topes entre los parantes y el cilindro.



Figura 5-14: Montaje pernos cilindro:

A continuación, se observan dos tablas (Tabla 5-9 y 5-10) que resumen los datos principales de los componentes seleccionados [25].

CILINDRO HIDRÁULICO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Serie	CDM1	-
Código	CDM1MP3/50/28/131A3X/B33CKUMW	-

Tabla 5-9: Selección cilindro hidráulico:

OJAL CILINDRO HIDRÁULICO		
Parámetro	Valor	Unidades
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Modelo	CGKD 25	-
Diámetro agujero ojal (CN)	25	[mm]
Ancho ojal (EN)	25	[mm]
Distancia centro ojal al extremo (CH)	65	[mm]
Profundidad rosca (AV)	29	[mm]

Tabla 5-10: Selección ojal cilindro hidráulico:

Montaje de pernos

Los pernos son los encargados de transmitir los esfuerzos en el sistema, ya que unen las partes móviles (barras y parantes móviles) entre sí y con aquellas partes fijas (parantes fijos). Tal como se realiza con el sistema de elevación del vehículo, se selecciona la vinculación de pernos al sistema mediante ojales abulonados al mismo y soldados a los pernos, como se puede observar en la Figura 5-15. Esto trae una gran ventaja de mantenimiento y facilidad en el montaje, además de reducir los problemas de fatiga y concentración de tensiones, ya que no es necesario el uso de anillos de retención como por ejemplo los del tipo Seeger, que afectan en gran medida a la hora del cálculo por fatiga.

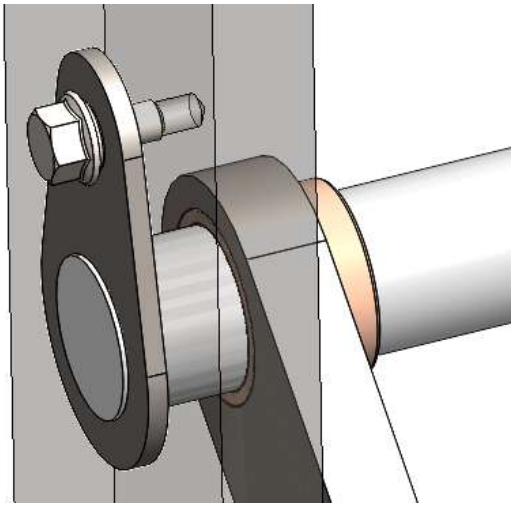


Figura 5-15: Montaje pernos:

Por otro lado, las barras 1-2 y 3-4 no tienen contacto directo con los pernos, lo mismo sucede en el mecanismo de bisagra, sino que se colocan cojinetes de fricción.
Los cojinetes seleccionados son de la marca SKF [6], y se utilizan debido a su condición de auto lubricación y nula necesidad de mantenimiento. Además, soportan velocidades de hasta 5 m/s, muy superiores a las que se poseen en el sistema.
En las siguientes tablas se observan las características de cada uno de los cojinetes seleccionados (Tabla 5-11, Tabla 5-12 y tabla 5-13).

COJINETE DE FRICCIÓN BARRA 1-2		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	SKF	-
Código	PSM 253550 A51	-
Material	Bronce sinterizado	-
Diámetro interno (d)	25	mm
Diámetro externo (D)	35	mm
Ancho (B)	50	mm
Tolerancia del eje	h8	-
Tolerancia del soporte	H7	-
Rugosidad del eje (Ra)	0.2 - 0.8	µm
Velocidad relativa mínima admisible	0.25	m/s
Velocidad relativa máxima admisible	5	m/s
Capacidad de carga	20	N/mm2
Área externa total	5497.8	mm2

Tabla 5-11: Cojinete de fricción barra 1-2:

COJINETE DE FRICCIÓN BARRA 3-4		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	SKF	-
Código	PSM 253550 A51	-
Material	Bronce sinterizado	-
Diámetro interno (d)	25	mm
Diámetro externo (D)	30	mm
Ancho (B)	20	mm
Tolerancia del eje	h8	-
Tolerancia del soporte	H7	-
Rugosidad del eje (Ra)	0.2 - 0.8	µm
Velocidad relativa mínima admisible	0.25	m/s
Velocidad relativa máxima admisible	5	m/s
Capacidad de carga	20	N/mm2
Área externa total	1885.0	mm2

Tabla 5-12: Cojinete de fricción barra 3-4:

COJINETE DE FRICCIÓN BISAGRA		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	SKF	-
Código	PSM 253550 A51	-
Material	Bronce sinterizado	-
Diámetro interno (d)	18	mm
Diámetro externo (D)	22	mm
Ancho (B)	12	mm
Tolerancia del eje	h8	-
Tolerancia del soporte	H7	-
Rugosidad del eje (Ra)	0.2 - 0.8	µm
Velocidad relativa mínima admisible	0.25	m/s
Velocidad relativa máxima admisible	5	m/s
Capacidad de carga	20	N/mm2
Área externa total	829.4	mm2

Tabla 5-13: Cojinete de fricción bisagra:

Para comprobar la resistencia de los cojinetes, se tiene en cuenta la carga estática máxima admisible, esta es la misma para los tres modelos de cojinetes, de unos 20 N/mm2. Por otro lado, se considera que el área de apoyo es la mitad del área externa total que se observa en las tablas. Por último, para encontrar la fuerza aplicada, se utiliza la calculada anteriormente, que corresponde a la resultante máxima en los pernos, es decir, con la que se realizó el dimensionamiento de los mismos.
Para los cálculos se utiliza el cojinete de la bisagra, ya que es el más pequeño, en realidad, esta situación no es real, ya que la fuerza máxima no se aplica sobre este perno. Sin embargo, esto permite colocar al cojinete en la peor situación, asegurando su funcionamiento.
En la Tabla 5-14 se observan los cálculos comentados.

CÁLCULOS DE RESISTENCIA		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Carga máxima sobre cojinetes	7941.6	N
Capacidad de carga estática	20	N/mm2
Área externa de apoyo	414.7	mm2
Tensión sobre cojinete	19.2	N/mm2

Tabla 5-14: Cálculos de resistencia cojinetes:

Como se puede observar, la tensión que se generaría sobre el área de apoyo del cojinete más pequeño, es inferior al límite de carga estática del mismo.

Para asegurar aún más el correcto funcionamiento de los cojinetes, se calcula la velocidad relativa entre este y el perno, para ver si está dentro del intervalo permitido por SKF (Tabla 1-16).
Se sabe que el movimiento de elevación debe llevarse a cabo en 4 segundos, además, conocido el recorrido angular del sistema y el largo del brazo de las barras (1-2 o 3-4), se calcula la velocidad buscada.

CÁLCULOS DE VELOCIDAD		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Velocidad de elevación	4	s
Recorrido angular de alpha	2	rad
Largo de brazos (radio de giro)	0.546	m
Velocidad angular	0.496	rad/s
Velocidad relativa perno/cojinete	0.27	m/s

Tabla 5-16: Cálculos de velocidad cojinete:

Como se puede observar, la velocidad real entre el perno y el cojinete se encuentra dentro del intervalo informado por el fabricante.

Cerradura de puerta

Para trabar la puerta cuando se cierra y mantenerla en su posición, se plantea un sistema (Figura 5-16) de pasador con dos posiciones y seguro mediante un resorte para fijar el perno en su posición y evitar que se suelte debido a vibraciones.

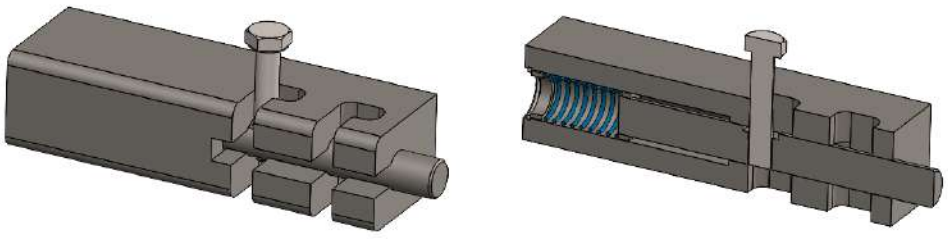


Figura 5-16: Sistema de pasador con dos posiciones:

Para el dimensionamiento del resorte, se estima cuánta fuerza es capaz de hacer el ser humano con sus dedos para accionar la cerradura, ya que se trata de una cuestión de ergonomía, entonces, se considera un estudio realizado sobre el personal de General Motors en España [26], allí se informa que, en un movimiento de empuje, la fuerza mínima que lograron hacer los sujetos estudiados es de 42,2 N. Otra variable a tener en cuenta en la selección del resorte es la carrera que debe realizar el perno C_p, los datos se resúmen en la Tabla 5-17:

DATOS DE ENTRADA SELECCIÓN RESORTE			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Fuerza axial máxima	42.20	[N]	F
Carrera del resorte	27.30	[mm]	C_p

Tabla 5-17: Datos de entrada selección resorte:

A partir de estos datos, se selecciona un resorte de un catálogo [27], el cual tiene una fuerza de aproximadamente la mitad de la definida anteriormente para que no sea incómodo de accionar, los datos del resorte según el fabricante se encuentran resumidos en la siguiente Tabla 5-18:

RESORTE CERRADURA			
Parámetro	**Valor**	**Unidad**	**Simbología**
Fuerza axial hasta la longitud comprimida Ln	22.00	[N]	Fn
Longitud del resorte comprimido	19.40	[mm]	Ln
Longitud libre del resorte	55.50	[mm]	L0
Diámetro del alambre	1.00	[mm]	d
Diámetro medio	12.50	[mm]	D
Número de espiras activas	8.50	[-]	-
Número de espiras	10.50	[-]	n
Paso (extremo rebajado a escuadra)	5.10	[mm]	p
Constante elástica	0.61	[N/mm]	k

Tabla 5-18: Resorte cerradura:

El fabricante no indica el paso del resorte p y la constante elástica del resorte k, en base a la forma de los extremos del resorte (extremos rebajados a escuadra). A partir de la siguiente ecuación se despeja el paso del resorte:

$$L_0 = n.p + 2.d \rightarrow p = \frac{L_0 - 2.d}{n} \quad (5.38)$$

Luego, a partir de la fuerza F_n y los largos de resorte L_n y L_0, se calcula el valor de la constante del resorte k.

$$k = \frac{F_n}{L_0 - L_n} \quad (5.39)$$

Una vez seleccionado el resorte y definido cómo se realiza el montaje, se verifica cuál es la carrera y la precarga que fija el perno en la posición de cerrado, se calcula la carrera de precarga del resorte a partir de la carrera del mecanismo C_p y la longitud libre del resorte L_0:

$$\Delta x = C_p - L_0 \quad (5.40)$$

Con este dato ya se puede calcular la fuerza de precarga como se observa en la siguiente ecuación:

$$F_p = k.\Delta x \quad (5.41)$$

Finalmente, para el desarrollo del mecanismo se calcula el largo del resorte abierto una vez montado en el mecanismo y se verifica el largo cerrado a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Lra = L_0 - \Delta x \quad (5.42)$$

$$Lrc = Lra - c_p \quad (5.43)$$

Los resultados se encuentran resumidos en la siguiente Tabla 5-19:

CÁLCULOS FINALES Y VERIFICACIONES			
Verificación carrera resorte	36.10	[mm]	vcr
Longitud de precarga	8.80	[mm]	dx
Fuerza de precarga	5.36	[N]	F_p
Longitud resorte abierto en mecanismo	46.70	[mm]	Lra
Longitud resorte cerrado en mecanismo	19.40	[mm]	Lrc

Tabla 5-19: Cálculos finales y verificaciones:

El montaje de la cerradura se realiza a través de una chapa soldada a los parantes móviles del sistema (Figura 5-17). Además, se realiza un agujereado en la estructura tubular de la puerta, permitiendo así, que el perno de la cerradura retenga la rotación.

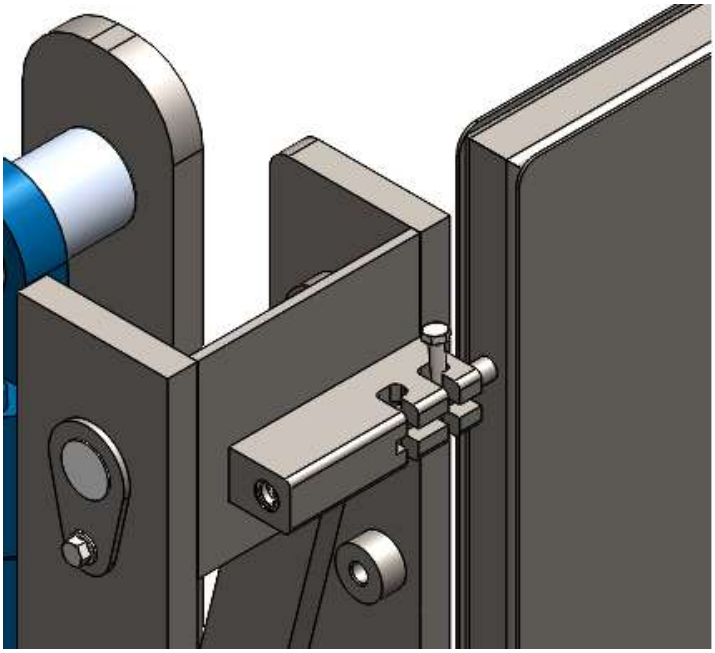


Figura 5-17: Montaje cerradura:

Como se puede observar en la Figura 5-17, esta tiene distintas guías fresadas en el bloque, lo que hace que el perno quede retenido tanto cuando la misma se encuentra abierta como cerrada, además de que posee un resorte que evita que la cerradura se abra debido a vibraciones.

Mecanismo de bisagra

Este mecanismo es el encargado de permitir un giro relativo de la puerta de la caja. El sistema agrega una extensión del piso de la caja, que se monta soldada a los parantes móviles internos. A su vez, existe la denominada puerta, que es la que realmente necesita de la bisagra para realizar el trabajo de abrir y cerrar el espacio denominado caja. En la Figura 5-18 se observa el mecanismo de bisagra, que se detalla aún más en la planimetría (Anexo D.2).

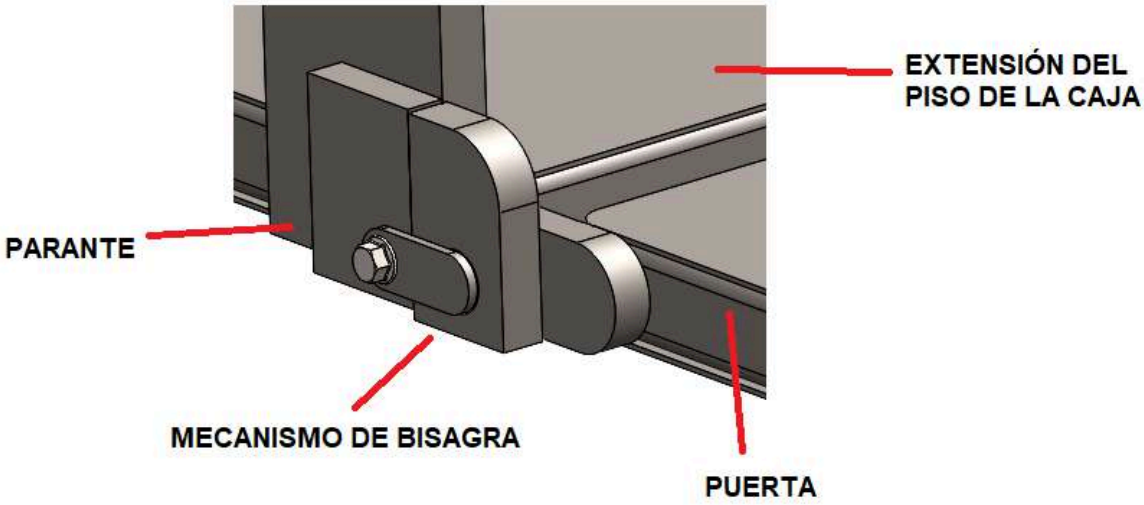


Figura 5-18: Mecanismo de bisagra:

La chapa que trabaja de unión entre el mecanismo de bisagra y la puerta va soldada a esta última, además, rota con respecto a un pivote que se fija en el sistema mediante el ojal que se puede ver que del otro lado se abulona al parante mediante una chapa extensión del mismo.
Este mecanismo se espeja y trabaja de la misma forma en ambos lados del sistema, lo que permite el correcto montaje.

Por otro lado, se necesita que la puerta no se exceda en el movimiento de rotación. Esta debe rotar solamente 90°, por lo que se agrega la ya conocida soga/cuerda/cable de puerta, para limitar este movimiento (Figura 5-19).

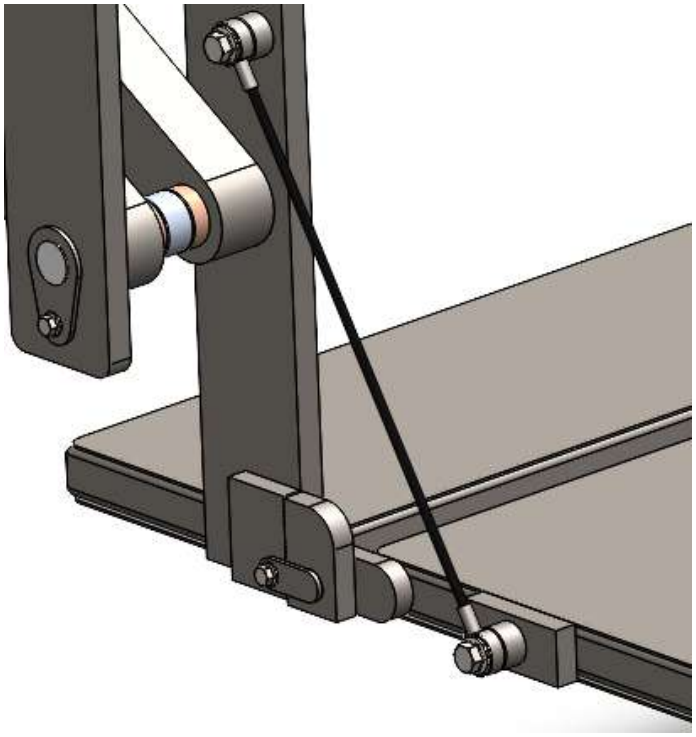


Figura 5-19: Mecanismo de bisagra con soga:

En la puerta y en el parante se agregan soportes roscados, que actúan de alojamiento de los bulones que aprisionan los cabezales de la soga. En el caso del soporte de la puerta, se debe agregar una chapa de extensión, para que la soga trabaje paralelamente al sistema.
Cabe aclarar que, ambos soportes van soldados a la puerta y al parante respectivamente.
Por otro lado, una vez montada la soga en los cabezales, se deben prensar los mismos para que aquella permanezca solidaria a estos.

Puerta y Extensión de piso de la Caja

El diseño de estos dos conjuntos se basa en expandir el espacio de carga y poder soportar el peso de lo que se quiera elevar. En la Figura 5-20 se observa la puerta y la extensión.

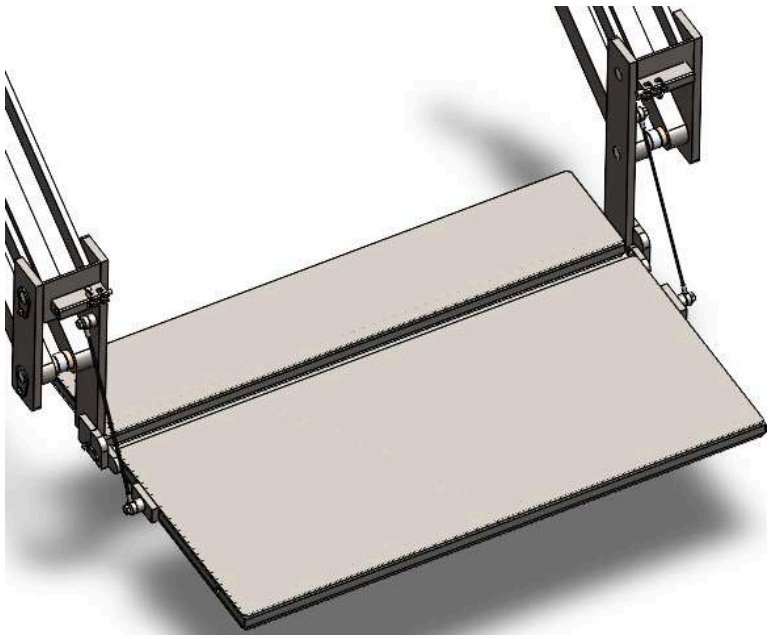


Figura 5-20: Puerta y extensión del piso de la caja:

Como ya se comentó, la extensión de piso de la caja se suelda a los parantes móviles internos. Por otro lado, la puerta se conecta al sistema a través del mecanismo de bisagra.

Tanto la puerta como la extensión, se componen de una estructura tubular soldada, fabricada a partir de tubos de 30x30x2,6 de acero SAE 1010. A esta se le suelda una chapa de 1/16” de acero SAE 1010 de cada lado. La distribución de los tubos en la puerta se debe realizar de forma de aumentar la rigidez del conjunto, dado que esta se encuentra en voladizo con respecto al sistema, cosa que no sucede con la extensión, ya que la soldadura hermana ambas partes.
Para poder visualizar lo comentado, a continuación, en la Figura 5-21 se muestran las estructuras de cada parte.

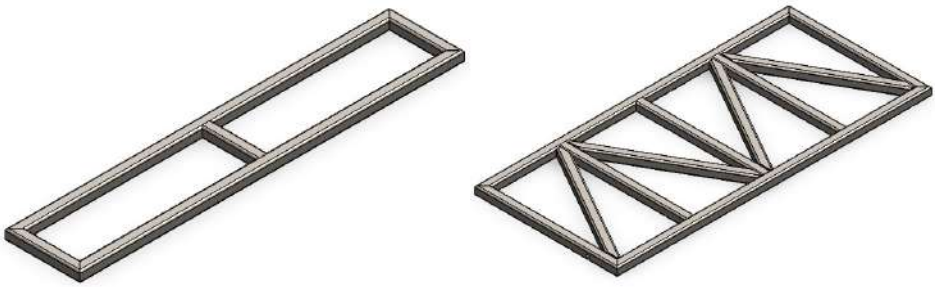


Figura 5-21: Estructuras de puerta y extensión del piso de la caja:

Montaje al chasis

Dadas las condiciones del sistema, su ubicación y tamaño, el único sector del chasis que queda disponible para realizar un montaje es el extremo trasero del mismo (Figura 5-22).

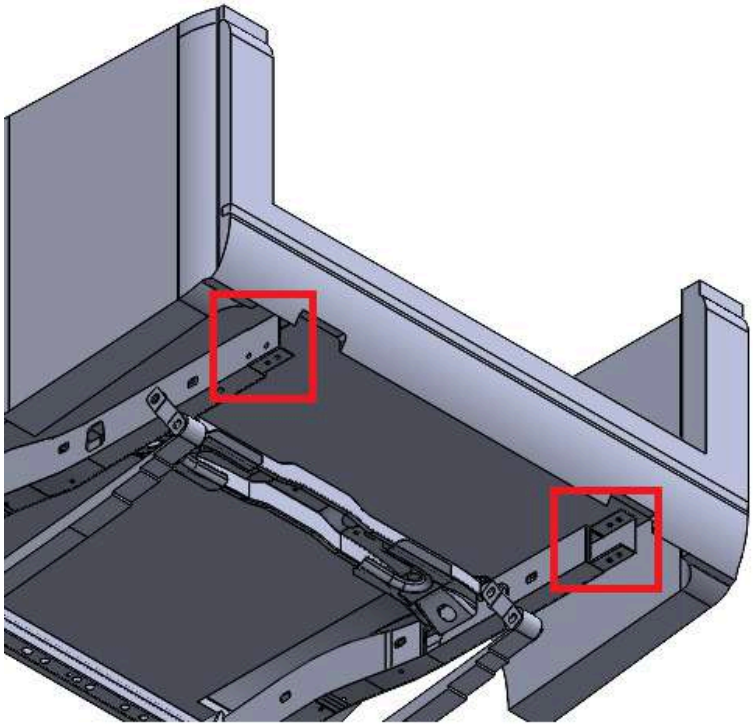


Figura 5-22: Zona de montaje en el chasis:

Allí, se deben aprovechar las perforaciones que ya existen.

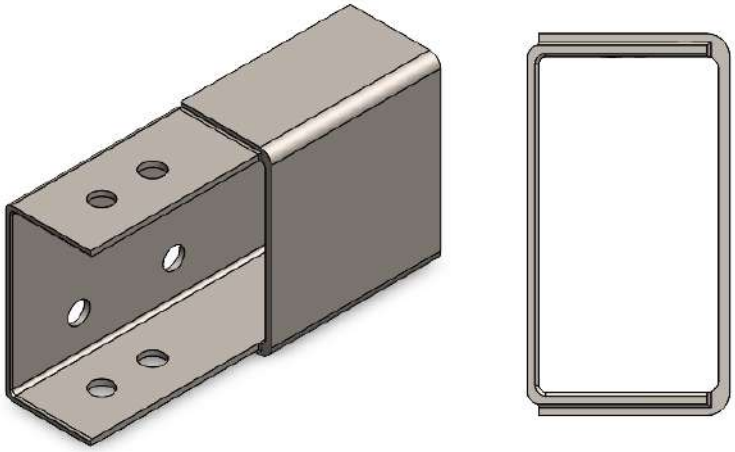


Figura 5-23: Extremo del larguero:

El extremo del larguero se compone de dos chapas en C (Figura 5-23), que unidas y soldadas entre sí, forman un perfil rectangular. El perfil interno, que es donde va montado el sistema, tiene una altura de 100 mm, un ancho de 50 mm y un espesor de 3,2 mm.
Los agujeros que se observan en la cara vertical (cara lateral) se utilizan para sostener al paragolpes, mediante tornillos y tuercas. Por otro lado, mediante el mismo tipo de fijación, se utilizan los agujeros de la cara inferior para montar el enganche.
Dado que el sistema ocupa su espacio, se decide eliminar el paragolpes y utilizar el espacio ahora libre como montaje para el sistema, utilizando también los agujeros de la cara superior que están inutilizados.

En la siguiente Figura 5-24, se observa el montaje que se lleva a cabo.

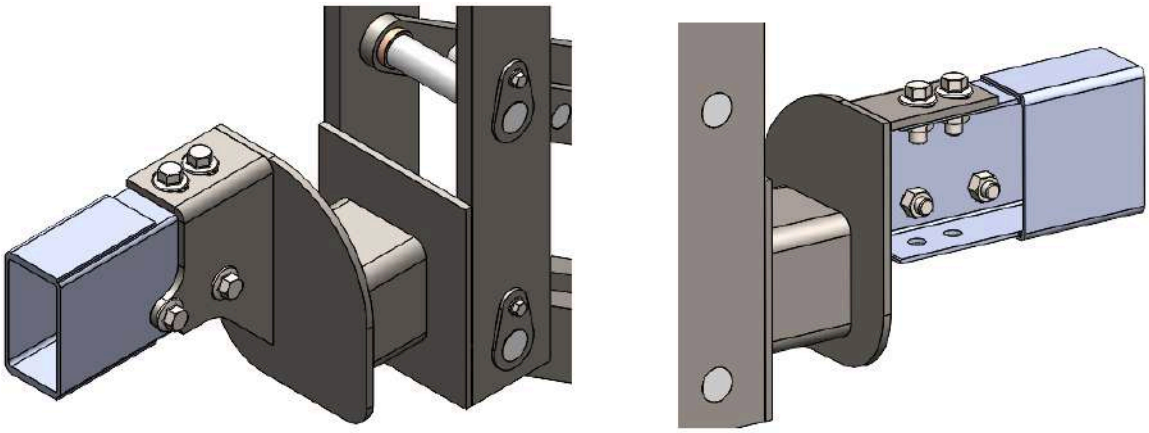


Figura 5-24: Montaje del sistema en el larguero:

El montaje se realiza a través de tres chapas y un perfil tubular cuadrado. Primero, la chapa al chasis se diseña de tal forma que contenga los agujeros necesarios para ser abulonado al mismo, esta chapa debe estar soldada a una chapa intermedia. Luego, en el sistema se sueldan los dos parantes fijos mediante una chapa que actúa como soporte principal del montaje, que se une a la chapa intermedia mediante un perfil tubular de 90x90x1/4”.

Para asegurar el correcto funcionamiento del montaje, se toman precauciones pensando en la hora de su fabricación. Primero, se mecanizan ranuras con forma de oblongo, ya que si fueran agujeros redondos no se tendría en cuenta posibles diferencias en la fabricación del chasis y no coincidiría los agujeros.
Por otro lado, se debe asegurar el contacto de la cara vertical o lateral de la chapa al chasis con el chasis, ya que puede pasar que nuevamente, las distancias entre el larguero derecho y el izquierdo del chasis no siempre sean las mismas, pueden ser menores o mayores. Es por eso, que se diseñan dos espaciadores de distinta medida, uno de 1 mm y otro de 2 mm, que se colocan entre la chapa y el chasis en ambos lados. Se tiene en cuenta que, si el chasis es perfecto y tiene las dimensiones de diseño, los espaciadores deben colocarse dos de cada lado, es decir, uno de 1 mm y uno de 2 mm de cada lado. Entonces, dependiendo de cómo sean las tolerancias en el chasis real, se quitan espaciadores o se colocan otros. Lo descrito, se observa en la Figura 5-25.

Se asume que se deben tener cuatro espaciadores de cada medida, para un montaje correcto.

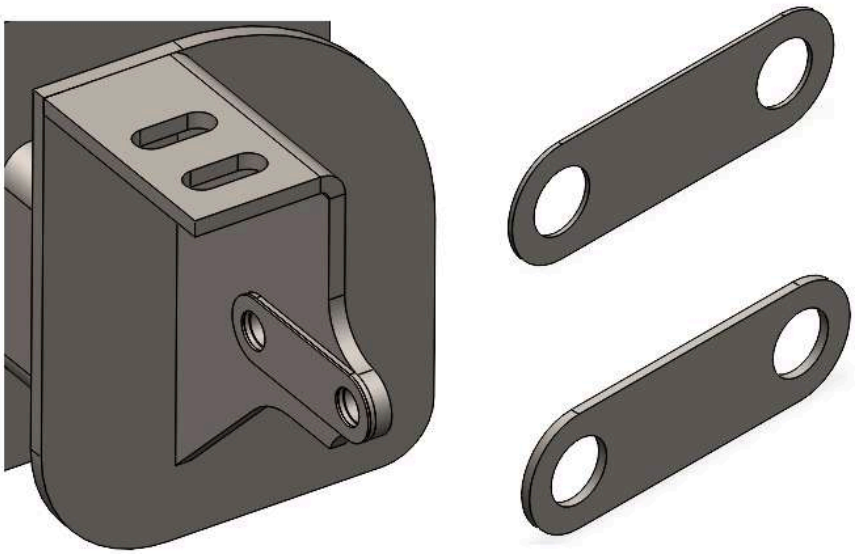


Figura 5-25: Espaciadores para montaje

Circuito hidráulico

En el sistema completo, se tienen 10 cilindros hidráulicos (4 de elevación del vehículo, 4 de traslación lateral, y 2 de elevación de carga a la caja) que requieren diferentes caudales, pero presiones iguales. Sin embargo, el funcionamiento del sistema no necesita que todos los cilindros actúen al mismo tiempo, sino que trabajan por partes. Además, para el caso de los cilindros de elevación del vehículo, estos pueden trabajar todos juntos o de a pares (primer par: dos cilindros delanteros, segundo par: dos cilindros traseros), por ejemplo: para elevar el tren trasero se accionan los dos de atrás y para elevar el tren delantero se accionan los dos de adelante.
Por otro lado, una vez que se eleva el vehículo, se pueden utilizar los cilindros de movimiento lateral para la traslación, que en este caso sí deben actuar todos juntos.
Por último, se tienen los dos cilindros del sistema de elevación de carga a la caja, estos nuevamente deben trabajar juntos, para elevar la carga de forma paralela al suelo. Estos cilindros requieren del mismo caudal que el conjunto de los cuatro cilindros de elevación del vehículo accionados al mismo tiempo, por lo que, para seleccionar correctamente la cantidad de válvulas, se divide el circuito en tres grupos, donde **se agrupa por caudal**.

Para resumir lo comentado, se muestra la Tabla 5-20 con valores iniciales, como son las carreras, los tiempos de recorrido, presiones y caudales (nominales y requeridos), etc.

CÁLCULOS CIRCUITO HIDRÁULICO				
Parámetro	**Cilindro de elevación del vehículo (completo)**	**Cilindro de elevación del vehículo (pares)**	**Cilindro de traslación lateral**	**Cilindro de elevación de carga a la caja**
Diámetro de pistón [mm]	63	63	25	50
Área del pistón [mm2]	3117	3117	491	1963
Cantidad de cilindros	4	2	4	2
Tiempo de acción [s]	22	22	5	4
Carrera [mm]	230	230	224	131
Fuerza aplicada [kN]	49.85	49.85	7.85	21.55
Presión nominal [bar]	160	160	160	160
Velocidad nominal [m/s]	0.1	0.1	0.1	0.1
Caudal nominal qv1 [l/min]	18.69	18.69	2.94	11.8
Velocidad lineal requerida [m/s]	0.010	0.010	0.045	0.033
Caudal requerido por c/cilindro [l/min]	2.0	2.0	1.3	3.9
Caudal requerido por la bomba [l/min]	7.8	3.9	5.3	7.7

Tabla 5-20: Cálculos circuito hidráulico:

Las presiones requeridas por los cilindros son iguales, lo que varía son los caudales. Para solucionar esto, y poder adecuar el circuito a lo requerido por los actuadores, se selecciona un impulsor del fluido como es una bomba hidráulica variable de paletas [28], esta selección aumenta la eficiencia del circuito con respecto a una bomba hidráulica constante del mismo tipo, ya que no se lamina a tanque cuando los requerimientos del circuito están por debajo de los parámetros que entrega la bomba. Además, como se regula automáticamente el caudal, no se requiere una válvula limitadora de presión, reduciendo así la cantidad de componentes.

En la tabla 5-21, se resumen las principales características de la bomba mencionada.

BOMBA HIDRÁULICA		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Código	PV7-1X/10RE01MC0-16WG-Q	-
Tipo	Variable de paletas	-
Presión máxima	160	mm
Caudal máximo	270	mm
Velocidad de entrada	1450	RPM
Potencia de entrada	2.5	kW
Peso neto	12.5	kg

Tabla 5-21: Bomba hidráulica:

La curva característica de la bomba se observa en la Figura 5-26, donde se muestran los diferentes funcionamientos dependiendo del actuador que se deba alimentar, cada uno con un caudal determinado.

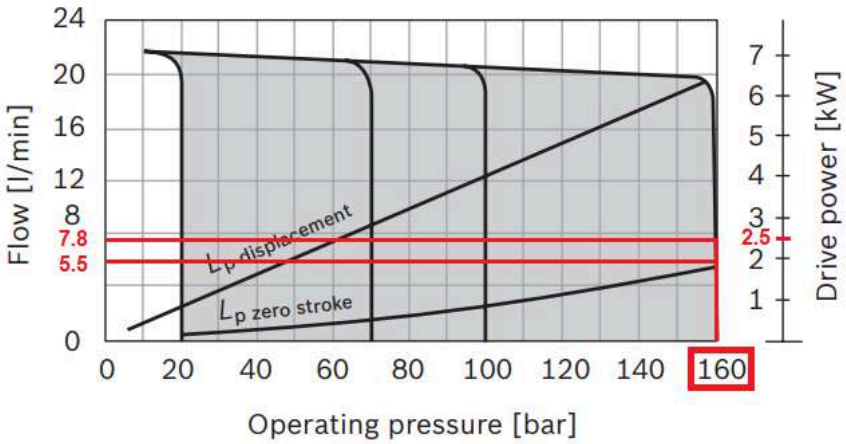


Figura 5-26: Curvas características de la bomba [28]:

En la Figura 5-26, además, se muestra la potencia necesaria, que en el caso máximo es de unos 2,5 kW. Estas curvas están medidas a unas 1450 RPM, por lo que más adelante, utilizando estos parámetros, se determinará el accionamiento de la bomba hidráulica.

Como se comentó, se tienen diferentes cilindros que trabajan con la misma presión, pero distintos caudales. Observando la tabla resumen de datos, se tienen tres caudales distintos a satisfacer, por lo que, se tendrán tres válvulas reguladoras de caudal [29], que se setean con la configuración adecuada para que se entregue el caudal necesario. En la Figura 5-27 se observa un circuito hidráulico brindado por el fabricante de la bomba, que informa cómo lograr la regulación de caudal manteniendo constante la presión, además, recomienda un tipo en específico de válvula reguladora de caudal.

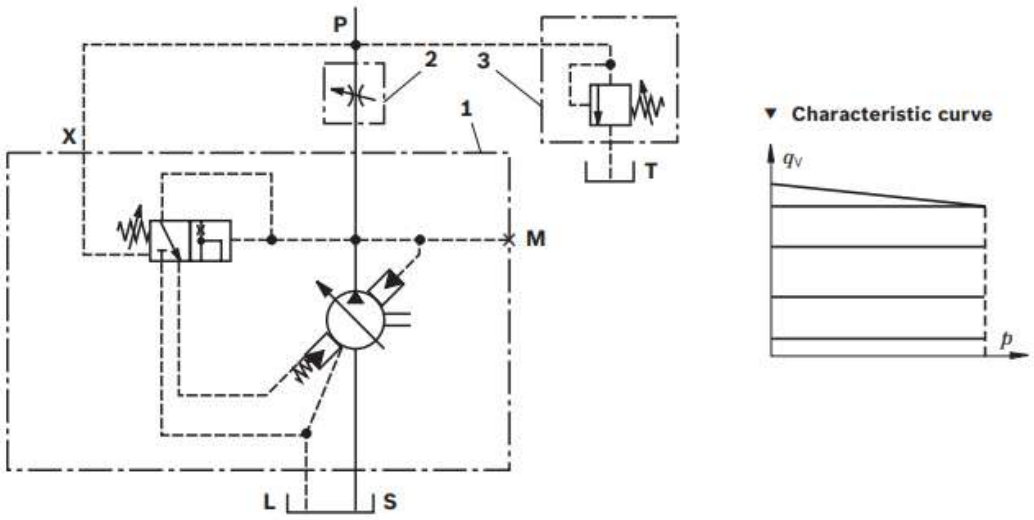


Figura 5-27: Diagrama circuito regulación de caudal [28]:

Entonces, se muestra a continuación (Tabla 5-22), los parámetros principales de la válvula mencionada.

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Código	MG10G1X/J3	-
Tipo	Throttle valve	-
Caudal máximo	400	bar
Presión máxima	350	l/min
Peso neto	0.7	kg
Cantidad necesaria	3	-

Tabla 5-22: Válvula reguladora de caudal:

En la Figura 5-28, se muestra el funcionamiento de la válvula, y la pérdida de carga con respecto a los caudales de entrada.

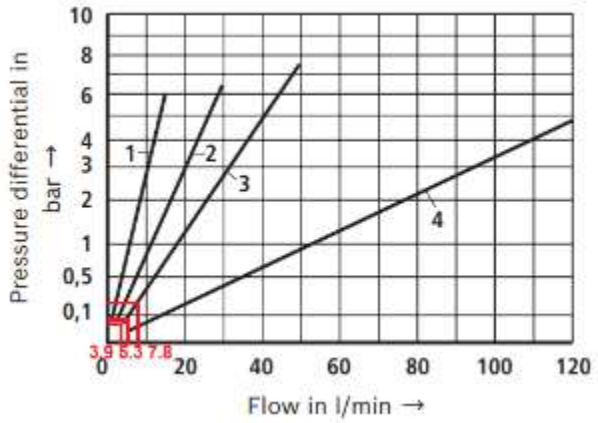


Figura 5-28: Curva característica válvula reguladora de caudal [29]:

Como se tienen tres tipos de cilindros, pero tres modos de funcionamiento agrupados por el caudal (tres caudales iguales), se deben agregar seis válvulas direccionales [30] (Tabla 5-23)

VÁLVULA DIRECCIONAL		
Parámetro	**Valor**	**Unidades**
Marca	BOSCH-REXROTH	-
Código	-5-4WE10E-5X/-EG12-J3K4-/---M=CSA	-
Tipo	Corredera de 4 vías 3 posiciones	-
Accionamiento	Solenoide	-
Caudal máximo	420	bar
Presión máxima	150	l/min
Cantidad necesaria	6	-

Tabla 5-23: Válvula direccional:

Su funcionamiento se observa en la Figura 5-29.

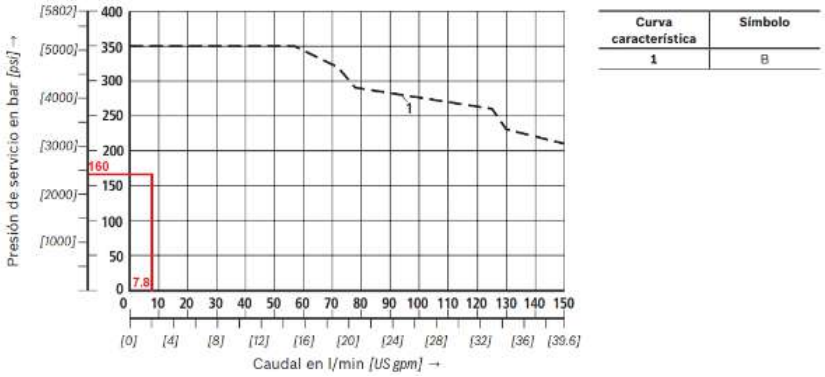


Figura 5-29: Curva característica válvula direccional [30]:

Lo siguiente es determinar los diámetros de las mangueras. Para esto se utilizará un ábaco hidráulico brindado por la cátedra de la materia Hidráulica y Neumática [31].
El caudal a tener en cuenta, será el mayor, y se determinan todos los diámetros a partir de este, para reducir al máximo posible los costos de mantenimiento.

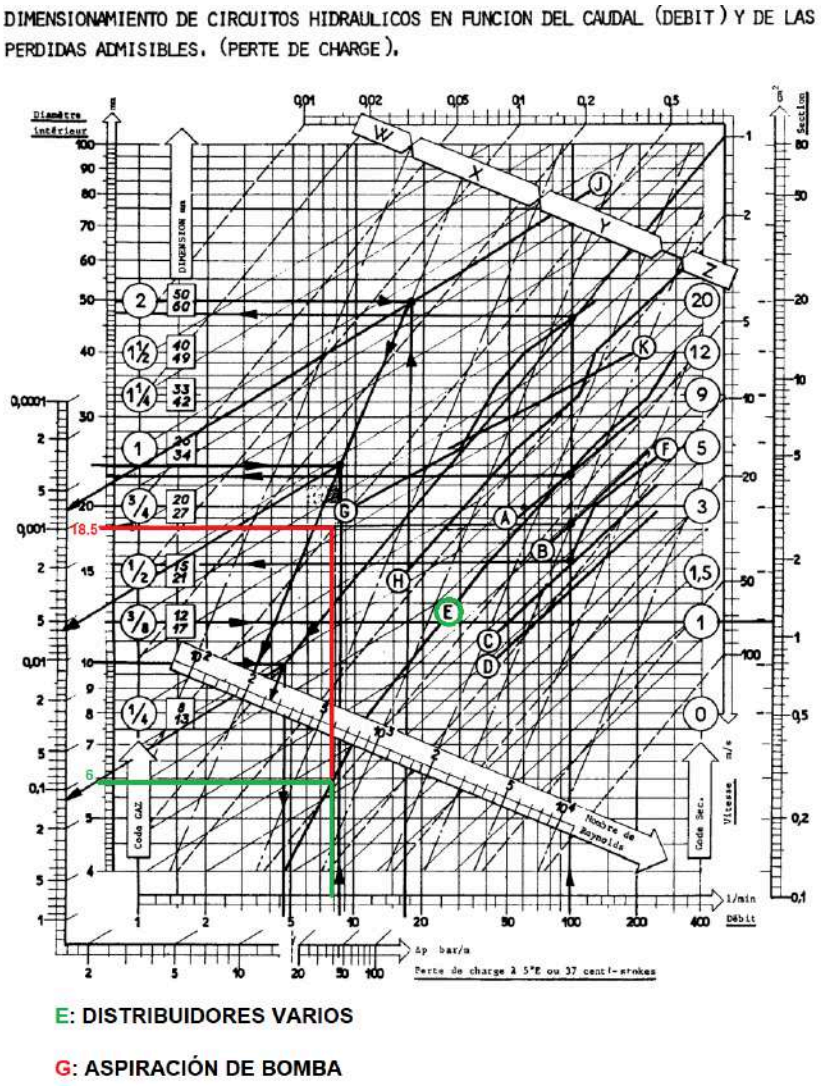


Figura 5-30: ábaco hidráulico [31]:

Para la aspiración de la bomba, se selecciona una manguera hidráulica Parker tipo R4 [mangueras Parker 32], de 22 mm de diámetro interno (Figura 5-31).

Código	Diámetro			Presión de Trabajo	
	Interior		Ext		
	Mm.	Pulg	Mm.	Bar	Libras
HDAL-022	22	7/8	37	17	248

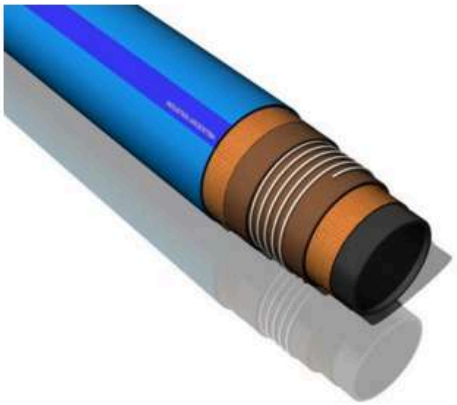


Figura 5-31: Manguera de aspiración de la bomba [32]:

Para todo lo demás, se selecciona una manguera hidráulica Parker 387 [32], que soportan hasta 207 bar de presión, el diámetro interior seleccionado es de 100 mm (Figura 5-32).

387
Hydraulic – Constant Working Pressure
ISO 18752



# Part Number	Standard Cover	Tough Cover	Super Tough	Hose I.D.		Hose O.D.		Working Pressure		Minimum Bend Radius		Weight		Vacuum Rating inches		Parkrimp	Parkrimp
387	387	387TC	387ST														
387	ISO 18752 Performance			inch	mm	inch	mm	psi	MPa	inch	mm	lbs/ft	kg/m	of Hg	kPa	43 Series	77 Series
387-6	AC	AC	AC	3/8	10	0.69	17,4	3000	21,0	2-1/2	65	0.23	0,34	24	80	•	

Figura 5-32: Manguera para el resto del circuito [32]:

La elección de mangueras, se debe a la facilidad de conexión y desconexión, sin poner en riesgo la instalación debido a las vibraciones, ya que una instalación rígida puede dañarse debido a las longitudes necesarias. Con respecto a las longitudes, considerando la disposición de los elementos del circuito hidráulico, principalmente de los actuadores y de la bomba, se dispone de aproximadamente 56,7 metros de largo de mangueras, dentro de este valor, se tienen en cuenta los modos de funcionamiento de cada actuador. En la Figura 5-33 se observa la distribución del circuito.

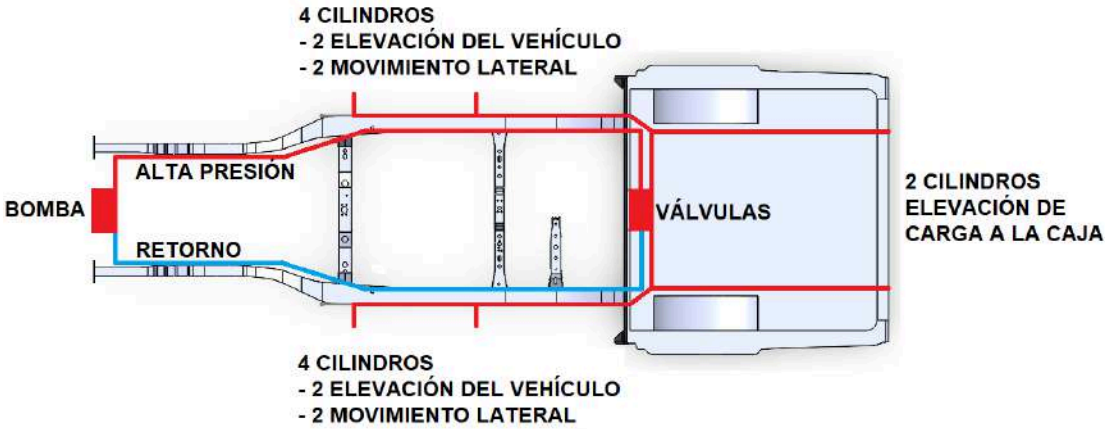


Figura 5-33: Circuito de manguera:

Por último, se debe determinar el accionamiento de la bomba hidráulica, que como se sabe por los datos brindados por el fabricante (Figura 5-26), requiere de una velocidad de entrada de 1450 RPM y una potencia de 2,5 kW.

Para el accionamiento de la bomba, se conecta a una toma de fuerza de la marca Dyna [33], la cual se conecta a la correa de accesorios del motor, como se observa en la Figura 5-34.



Figura 5-34: Kit toma de fuerza marca Dyna para Hilux [33]:

Este kit se adapta específicamente al vehículo y cuenta con un embrague magnético de 60 Nm acoplado a una polea que se conecta a la correa de accesorios, permitiendo conectar y desconectar la bomba a través de dicho embrague directamente al motor de la camioneta.
La relación respecto al motor que se tiene a la salida del embrague magnético es de 1:1,3, es decir, multiplica. A este eje se conecta la bomba hidráulica, considerando una relación 1:1 entre el embrague y la bomba, se determinan las revoluciones de giro del motor necesarias para lograr el requerimiento de caudal.

$$\frac{n_{bomba}}{n_{motor}} = 1,3 \rightarrow \frac{n_{bomba}}{1,3} = n_{motor} = \frac{1450}{1,3} = 1115\ \frac{rev}{min} \quad (5.44)$$

Teniendo en cuenta que la velocidad de giro en ralentí es de alrededor de $800\ \frac{rev}{min}$, se deberá alterar el acelerador de la camioneta para fijar las revoluciones del motor a $1115\ \frac{rev}{min}$ aproximadamente.

Se parte de la curva de potencia y par (Figura 5-35) para verificar que el torque sea suficiente para accionar la bomba.

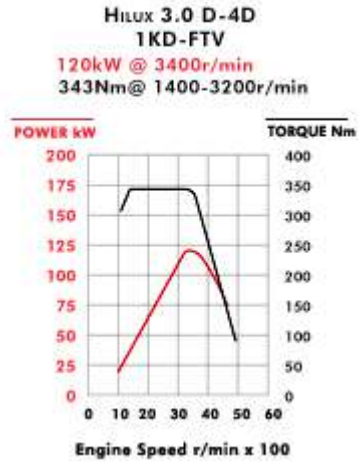


Figura 5-35: Curva de potencia y torque del motor Toyota D4D 3.0L [3]:

Podemos observar que a 1115 $\frac{rev}{min}$ tenemos 25 kW y 155 Nm, superando ampliamente la potencia requerida por la bomba. Finalmente, se verifica si el embrague magnético soporta el par requerido.

$$N_{bomba} = T_{bomba} \cdot \omega_{bomba} = \frac{2500\ W}{1450\ \frac{rev}{min} \cdot \frac{2\pi}{60}} = 16\ Nm \quad (5.45)$$

$$T_{bomba} = \frac{N_{bomba}}{\omega_{bomba}} \quad (5.46)$$

$$T_{bomba} = \frac{2500\ W}{1450\ \frac{rev}{min} \cdot \frac{2\pi}{60}} \quad (5.47)$$

Por lo tanto,

$$T_{bomba} = 16\ Nm \quad (5.48)$$

Se observa que también verifica con un amplio margen.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En este proyecto, se desarrollan dos sistemas principales que facilitan tareas diarias donde se ve involucrada una camioneta, reduciendo en algunos casos a cero la intervención humana.

Para lograr satisfacer los objetivos planteados en el inicio, se plantean diferentes propósitos, que traducen aquellos a lenguaje técnico con el que se pueden plantear soluciones. Luego, aplicando criterios de ingeniería y siguiendo la guía de diferentes bibliografías, se diseñan los componentes, piezas, subconjuntos, montajes, circuitos y demás; en base a cumplir con los principales desafíos.

Uno de los mayores desafíos es el escaso espacio que se tiene para el sistema de elevación del vehículo cuando este se encuentra en la denominada “peor situación”, que es cuando las ruedas están enterradas 185,5 mm y se tiene a la camioneta cargada con el 100% de la carga útil (1000 kg), lo que deriva en que los amortiguadores estén completamente retraídos y por lo tanto la distancia del chasis al suelo sea la mínima. Además, este tipo de vehículos contiene muchas partes y accesorios por debajo, lo que hace compleja la ubicación del mecanismo.

Conclusiones técnicas

Comenzando con lo más importante, el sistema de elevación del vehículo realiza los movimientos de elevación y traslación lateral de 455 mm y 397,5 mm respectivamente. Aunque se lograron realizar los movimientos, los dos sistemas completos tienen un peso de 402 kg (elevación del vehículo 225 kg y caja de carga 177 kg), sin embargo, al vehículo aún le restan 598 kg de capacidad de carga para desempeñar sus labores.

Respecto al sistema de elevación de carga, también cumple con la carga propuesta de 500 kg, sin dejar de lado la ergonomía, el sistema es capaz de quedar a alturas intermedias para garantizar la comodidad de la persona que quiera elevar cargas. Otro aspecto en donde interviene la ergonomía es en diseño de la traba de la puerta, donde se tuvo en cuenta cual es la fuerza máxima que puede hacer un humano en tareas similares, para establecer una fuerza necesaria acorde para accionarla.

En cuanto a la dinámica del vehículo, esta no se vio alterada en gran medida, ya que el centro de masa no se ve modificado con respecto al eje de simetría longitudinal (Anexo B.4). Por otro lado, aunque el vehículo circule sin carga, se tendrá el peso extra que le suma el sistema, lo que genera un desplazamiento relativo al centro de masa original. Sin embargo, dado que el montaje no es permanente, el sistema se puede retirar cuando se desee, por lo que el vehículo no queda inutilizado para transitar por rutas o demás vías de circulación.

Siguiendo con lo mencionado respecto al centro de masa, el sistema genera un desplazamiento hacia abajo y hacia atrás (Anexo B.4). Por un lado, esto hace que el

vehículo sea más estable debido a que ahora su centro de masa se encuentra más cerca del suelo. Por otro lado, el desplazamiento hacia atrás puede llegar a generar complicaciones en curvas transitadas a altas velocidades (algo no recomendado si el sistema se encuentra montado), pérdidas de estabilidad en frenado, y cambios en la tracción del vehículo (ya que se modifica la distribución de la carga normal en los neumáticos producida por el peso del vehículo).

En relación al mantenimiento, solo se tienen que realizar lubricaciones mediante alemites de engrase que coinciden con el engrase que se le debe hacer periódicamente a la rótula del cardan de la camioneta, por lo que no se requiere realizar intervenciones extras. Excepto por algún cambio de rodamiento o cojinete de fricción, aunque la vida útil de estos en condiciones de uso normales será similar a la vida útil del vehículo.

En caso que sea necesaria una intervención, esta se podrá realizar de forma rápida y con muy pocas herramientas debido a que se tiene únicamente dos medidas de tornillo M6 y M10, también se usa pernos con ojales que agilizan y facilitan mucho el montaje y desmontaje, por otro lado, el uso de elementos estándar de SKF en todas las piezas que sufren desgaste garantiza el acceso a repuestos en caso de ser necesarios lo cual es un punto a favor de la mantenibilidad.

Finalmente, como se comentó, la intervención humana se reduce notablemente gracias a la utilización de los dos sistemas presentados, aportando un gran valor a la ergonomía del propietario. Por otro lado, se utilizan componentes comerciales y piezas de diseño propio, que con una correcta utilización siguiendo las recomendaciones de los fabricantes y realizando los cálculos pertinentes, se puede afirmar que no afectan al medio ambiente o a las personas que utilicen el vehículo.

Conclusiones académicas

Este proyecto fue de gran utilidad para consolidar los conocimientos incorporados a lo largo de la carrera, integrando varias asignaturas como: Introducción a la Ingeniería Mecánica, Estática, Mecánica de materiales, Análisis de mecanismos y máquinas, Dibujo mecánico, Hidráulica, Metrología y Calidad, Equipos agroindustriales, entre otras. Además, el hecho de tener libertad a la hora de diseñar y desarrollar los mecanismos/sistemas con todos sus componentes ya sean comerciales o de diseño propio, brinda una gran experiencia tanto profesional como personal, que es de gran ayuda para el futuro.

Por otro lado, incorporar tantas disciplinas en este proyecto al igual que diferentes desarrollos, sirven como fuente de consulta para cuando sea necesario.

Finalmente, se destaca la gran importancia de la realización del Proyecto Final y su obligatoriedad, debido a que durante la carrera si bien existen trabajos prácticos extensos y complejos, no se comparan con lo necesario para llevar a cabo un desarrollo completo como el que se solicita en este informe. Entonces, enfrentarse a un trabajo como este, prepara aún más las destrezas de los estudiantes.

Recomendaciones

Como recomendaciones, es conveniente realizar un desarrollo propio de la toma de fuerza del motor, como así también completar el diseño del sistema hidráulico, especificando la ubicación de los componentes, montajes entre ellos, pérdidas de carga reales, etc. Se debe tener en cuenta que realizar el desarrollo propio de la toma de fuerza del motor (en vez de emplear el componente comercial mencionado en el informe), implica desarmar en gran parte el vano motor para relevar medidas y entender el montaje, y es por esto que no se avanzó en este aspecto. Realizar este desarrollo permite ubicar mejor los componentes y mejorar aspectos como la mantenibilidad, ya que el espacio en el vano es limitado.

Por su parte, ahondar en el control electrónico de los componentes para que estos puedan ser accionados por un control remoto, como por ejemplo se hace con la alarma.

Bibliografía

[1] ACARA. (2024). *Asociación de Concesionarios de Automotores de la República Argentina*. Recuperado de: https://www.acara.org.ar/

[2] Argentina. Decreto N° 32/2018. (2018). Recuperado de: https://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/30000-34999/30389/texactdto779-1995-anexoA.htm

[3] Toyota. (2024). *Datos del vehículo Toyota oficial*. Recuperado de: https://www.toyota.com.ar/

[4] Toyota. (2004). *BBG*. Recuperado de: https://www.toyota-tech.eu/BBG/Hilux%20BBG%20BBGN1005/cont/pdf/BBGN1005.pdf

[5] GrabCAD. (2024). *Diferencial FJ45 Rough Sketch*. Recuperado de: https://grabcad.com/library/diferencial-fj45-rough-sketch-1

[6] SKF. (2025). *Cojinetes de fricción*. Recuperado de: https://www.skf.com/ar/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings

[7] Bibliocad. (2024). *Toyota Hilux 2014*. Recuperado de: https://www.bibliocad.com/es/biblioteca/toyota-hilux-2014_78995/

[8] Bosch Rexroth. (2025). *Cilindro Bosch Rexroth elevación del vehículo*. Recuperado de: https://www.boschrexroth.com/es/ar/media-details/9ec506c9-77bd-4436-bb30-cc2735d1245e

[9] Mott, R. (2004). *Elementos de máquinas* (4ª ed.). Pearson.

[10] SKF. (2024). *Catálogo de rodamientos SKF*. Recuperado de: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416953/pdf_preview_medium/0901d19680416953_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486

[11] SKF. (2024). *Rodamiento fijo SKF barra soporte*. Recuperado de: https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32011%20X

[12] SKF. (2024). *Rodamiento libre SKF barra soporte*. Recuperado de: https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32011%20X

[13] SKF. (2024). *SKF Product Select*. Recuperado de: https://productselect.skf.com/#/bearing-selection-start

[14] Di Nardo, S. (2022). *Teoría de mandrinado*. FCEIA-UNR

[15] ISO. (2025). *Instituto de normas ISO*. Recuperado de: https://www.iso.org/es/normas

[16] Horwitz, M. (1997). *Soldadura Aplicaciones y Práctica* (2ª ed.). Alfaomega.

[17] SKF. (2024). *Rótula SKF*. Recuperado de: https://www.skf.com/ar/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/radial/productid-GE%2040%20ES-2LS

[18] SKF. (2024). *Catálogo de rótulas SKF*. Recuperado de: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680154a05/pdf_preview_medium/0901d19680154a05_pdf_preview_medium.pdf#cid-122020

[19] DIN. (2025). *Instituto de normas DIN*. Recuperado de: https://www.din.de/en

[20] SKF. (2024). *Rodamiento base suelo*. Recuperado de: https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-7200%20BECBP

[21] Global Rubber Corporation. (2024). *Lámina de caucho*. Recuperado de: https://www.globalrubbercorporation.com/productos/sector-industrial/30-laminas-de-caucho

[22] Ashburner, J. E., & Sims, B. G. (1984). *Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza*. Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura.

[23] ASAE. (2015). *Norma ASAE D497.7*.

[24] CGTrader. (2024). *Foto escaneada Hilux*. Recuperado de: https://www.cgtrader.com/3d-models/vehicle/truck/toyota-hilux-2006-2011-3d-scan

[25] Bosch Rexroth. (2025). *Cilindro Bosch Rexroth caja de carga*. Recuperado de: https://www.boschrexroth.com/es/ar/media-details/8e9ca617-ca48-4edc-9ed6-3656bb5c8e56

[26] MAPFRE. (2025). *Revista MAPFRE Seguridad*. Recuperado de: https://app.mapfre.com/ccm/content/documentos/fundacion/prev-ma/revista-seguridad/n101-art3-mano-brazo.pdf

[27] Inexal. (2025). *Catálogo de resortes DIN 2098*. Recuperado de: https://www.inexal.be/sites/inexal/files/din_2098_0.pdf

[28] Bosch Rexroth. (2025). *Bomba hidráulica*. Recuperado de: https://www.boschrexroth.com/es/ar/search.html?dnavs=DC_isActive%3Adc_asset_status_active+DC_mediatype%3Adc_media_type_data_sheet&q=10515&c=ar&lang=es&s=download

[29] Bosch Rexroth. (2025). *Válvula reguladora de caudal Bosch*. Recuperado de: https://www.boschrexroth.com/es/ar/media-details/7f7dcc6d-4a4d-479d-881e-66cb38c5a9a2

[30] Bosch Rexroth. (2025). *Válvula direccional Bosch*. Recuperado de: https://www.boschrexroth.com/es/ar/media-details/834a5592-cc0a-4eba-ae04-7dc15022125b

[31] Cátedra de Hidráulica y Neumática. (2023). *Ábacos hidráulicos*. FCEIA-UNR

[32] Parker. (2025). *Mangueras hidráulicas Parker*. Recuperado de: https://parkest.com.ar/categoria-producto/conduccion-de-fluidos/mangueras-hidraulicas/

[33] Flowfit. (2025). *Accesorio toma de fuerza DYNA*. Recuperado de: https://www.flowfitonline.com/products/dyna-3-0-pto-and-pump-kit-12v-60nm-toy02to102

[34] Shigley, J. E. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* (8ª ed.). McGraw-Hill.

[35] Young, H. D., & Freedman, R. A. (2008). *Física universitaria* (Vol. 1, 12ª ed.). Pearson.

[36] Hall, A. S., Holowenko, A. R., & Laughlin, H. G. (1971). *Diseño de máquinas* (1ª ed.). McGraw-Hill.

Anexo A: Cálculos de reacciones, fuerzas y esfuerzos internos

A.1: Barra 1-2 - Elevación del vehículo

A continuación, se plantea el análisis estático de las reacciones y fuerza del cilindro, para posteriormente utilizar los resultados en el cálculo de los esfuerzos internos.

Cálculo de reacciones

Plano xy

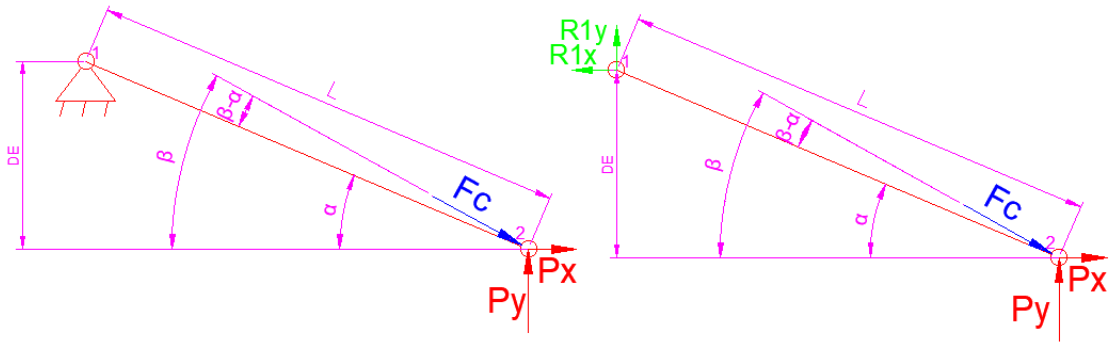


Figura A-1: Fuerzas barra 1-2 (plano xy):

Se comienza planteando las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-1:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow P_x + F_C.cos(\beta) - R_{1x} = 0 \text{ (A.1)}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow P_y - F_C.seno(\beta) + R_{1y} = 0 \text{ (A.2)}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow P_y.L' + P_x.DE - F_C.seno(\beta - \alpha).L = 0 \text{ (A.3)}$$

Una vez planteadas las ecuaciones de equilibrio se despejan las reacciones y la fuerza del cilindro:

$$F_C = \frac{P_y.L' + P_x.DE}{seno(\beta-\alpha).L} \text{ (A.4)}$$

$$R_{1x} = F_C.cos(\beta) + P_x \text{ (A.5)}$$

$$R_{1y} = F_C.seno(\beta) - P_y \text{ (A.6)}$$

A continuación, se observan los resultados gráficos de las reacciones y la fuerza del cilindro, en función de la distancia a elevar DE (Figura A-2) como también del ángulo de pivote lateral o de traslación γ (Figura A-3).

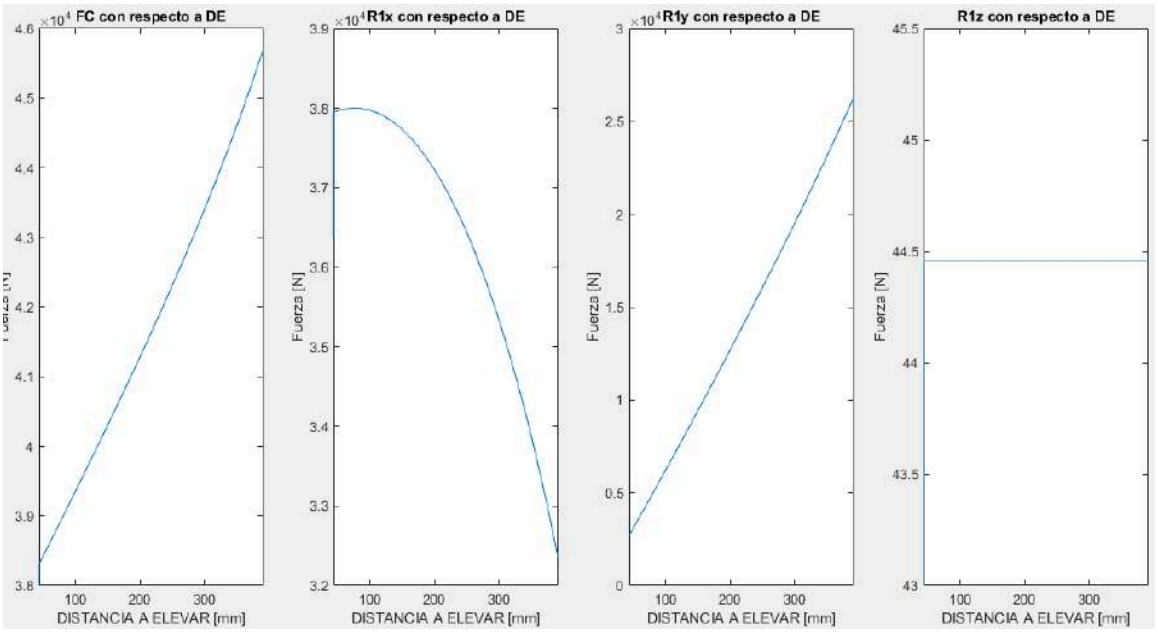


Figura A-2: Determinación de fuerzas y reacciones máximas respecto a DE:

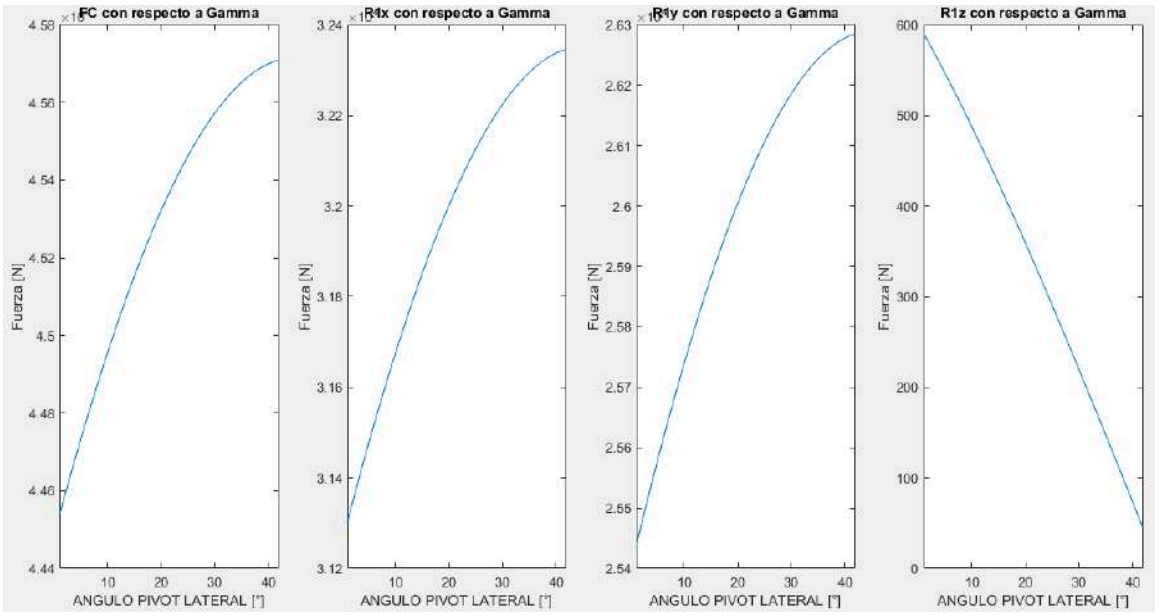


Figura A-3: Determinación de fuerzas y reacciones máximas respecto a gamma:

Plano xz

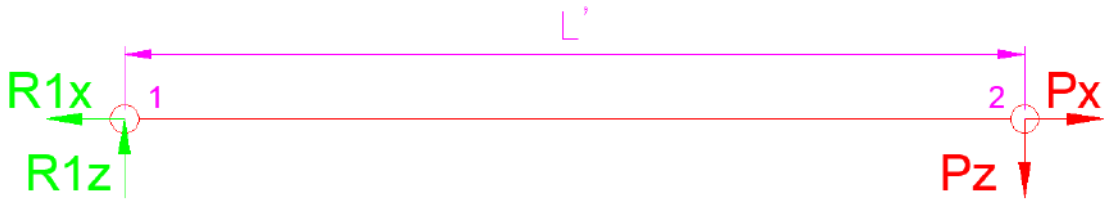


Figura A-4: Fuerzas barra 1-2 (plano xz):

Se comienza planteando las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-4.

$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow P_z - R_{1z} = 0 \text{ (A.7)}$$

Una vez planteadas las ecuaciones de equilibrio se despeja la reacción.

$$R_{1z} = P_z \text{ (A.8)}$$

Esfuerzos internos

Obtenidas las reacciones, se puede continuar con el cálculo de los **esfuerzos internos** mediante el método de las secciones.

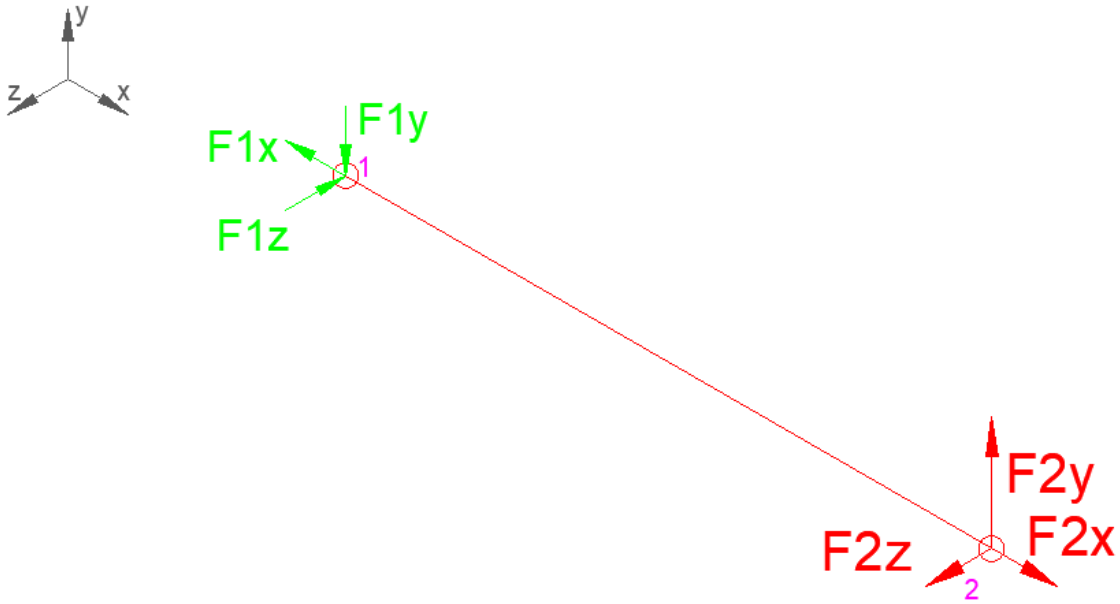


Figura A-5: Esfuerzos internos barra 1-2:

Primero, se plantean las fuerzas en los puntos 1 y 2 de tal forma que se presenten en dirección normal y tangencial a la barra 1-2, para facilitar los cálculos al momento del

método de las secciones (Figura A-5). A continuación, se muestra un esquema (Figura A-6).

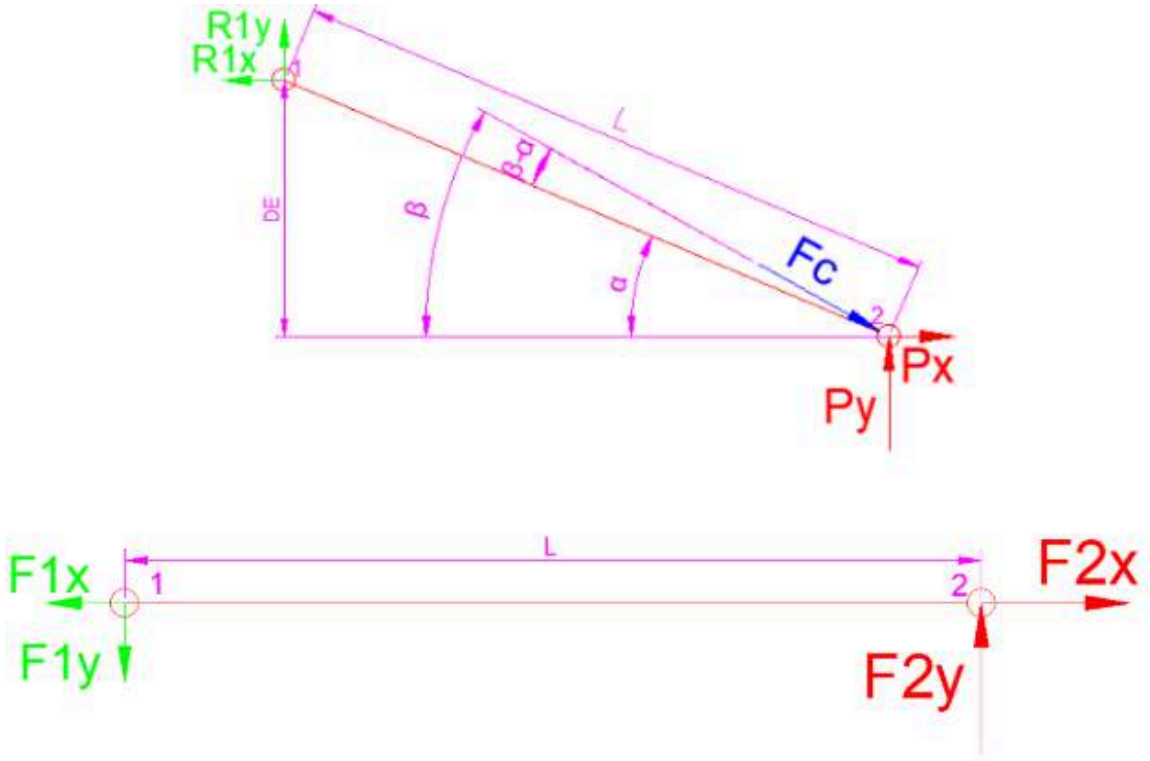


Figura A-6: Fuerzas referenciadas a la barra 1-2:

Se plantean las fuerzas en x, y, y z que son referenciadas al eje de la barra, en el Punto 1:

$$F_{1y} = -R_{1x}.seno(\alpha) + R_{1y}.cos(\alpha) \text{ (A.9)}$$
$$F_{1x} = -R_{1x}.cos(\alpha) - R_{1y}.seno(\alpha) \text{ (A.10)}$$
$$F_{1z} = R_{1z} \text{ (A.11)}$$

Para el caso de F_{1z}, tanto el módulo como el sentido corresponde al mismo que R_{1z}, sin embargo, se trabaja de tal forma que todas las reacciones tienen valores positivos, sin importar su sentido, por lo que en los cálculos se debe considerar que $F_{1z} = -R_{1z}$, para que efectivamente F_{1z} tenga dirección opuesta al eje de coordenadas (como se observa en el diagrama).

Lo mismo se realiza para el Punto 2:

$$F_{2y} = -F_C.seno(\beta - \alpha) + P_x.seno(\alpha) + P_y.cos(\alpha) \text{ (A.12)}$$
$$F_{2x} = F_C.cos(\beta - \alpha) + P_x.cos(\alpha) - P_y.seno(\alpha) \text{ (A.13)}$$

$$F_{1z} = P_z \quad \text{(A.14)}$$

A continuación, se observan los resultados gráficos de las fuerzas calculadas con respecto a DE (Figura A-7), y con respecto a Gamma (Figura A-8):

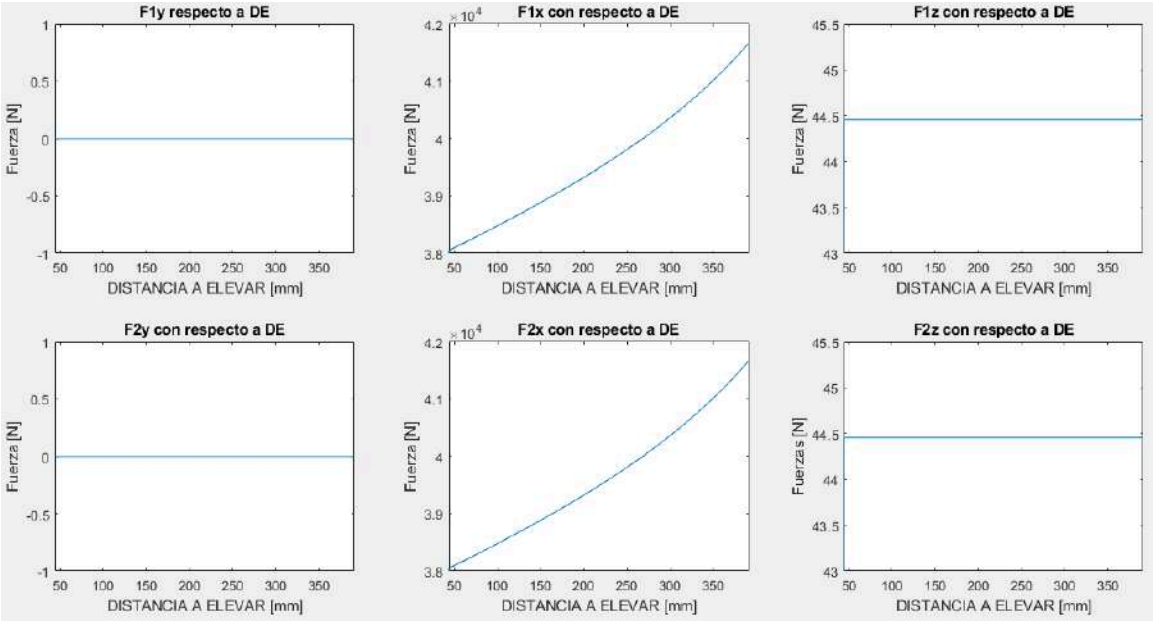


Figura A-7: Determinación de fuerzas máximas respecto a DE:

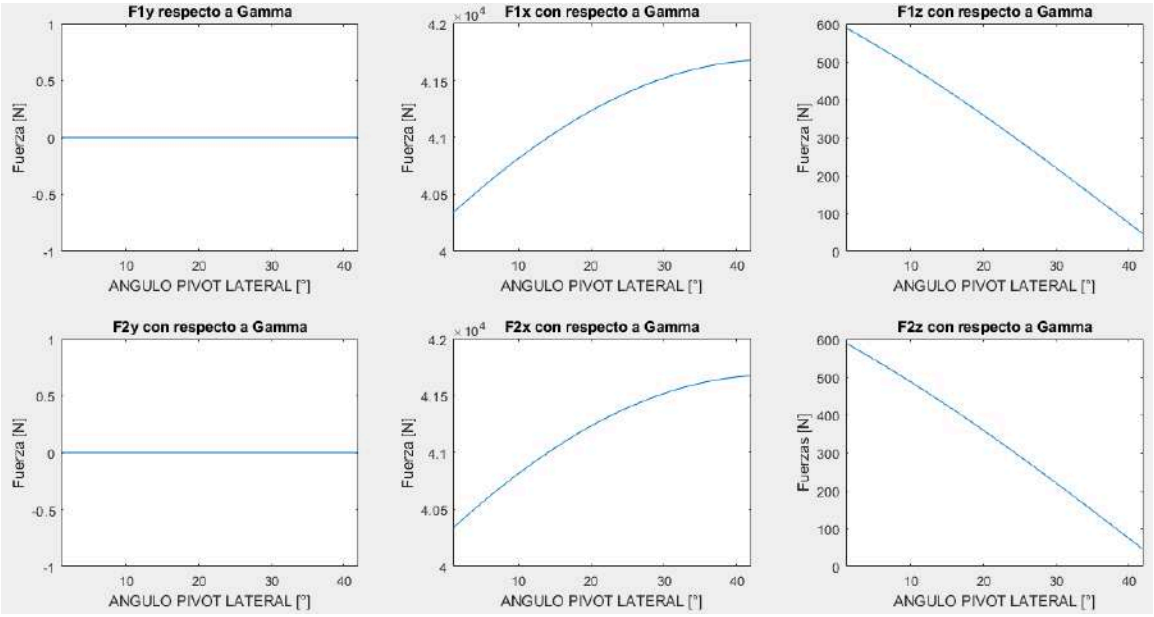


Figura A-8: Determinación de fuerzas máximas respecto a gamma:

Plano xy

Sección 1: $(0 < x < L)$

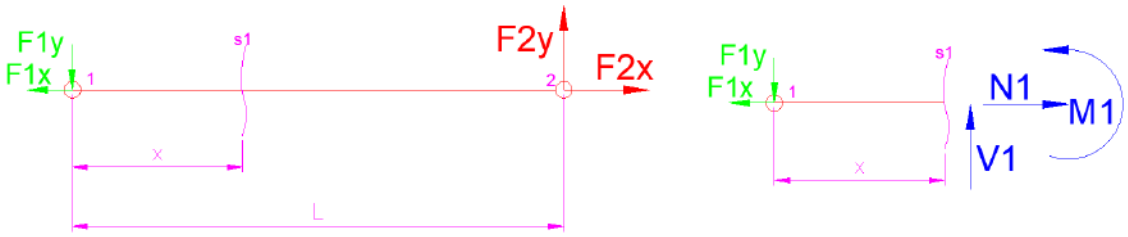


Figura A-9: Método de las secciones plano xy, barra 1-2:

Se plantea las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-9:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N - F1x = 0 \text{ (A.15)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V - F1y = 0 \text{ (A.16)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M_1 - F1y.x = 0 \text{ (A.17)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$N_{12} = F1x \text{ (A.18)}$$
$$V_{y12} = F1y \text{ (A.19)}$$
$$M_{y12} = F1y.x \text{ (A.20)}$$

Una vez realizado el método de las secciones para el plano xy, se graficaron los esfuerzos a lo largo de la barra (Figura A-10), (Figura A-11) y Figura A-12)



Figura A-10: Esfuerzo normal, barra 1-2:



Figura A-11: Esfuerzo de corte (plano xy), barra 1-2:

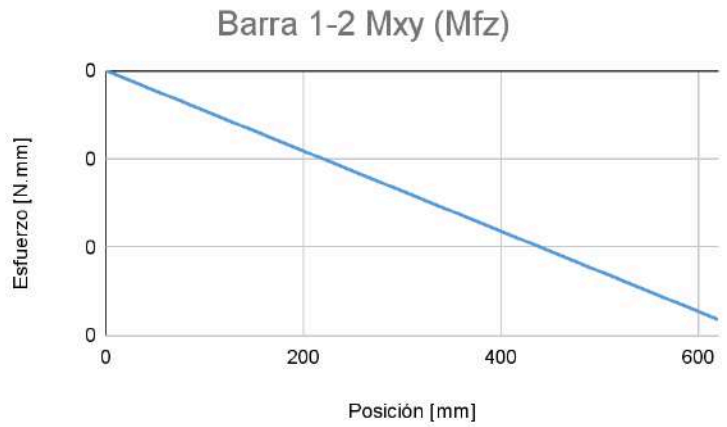


Figura A-12: Momento flector (plano xy), barra 1-2:

Plano xz

Sección 1: $(0 < x < L)$

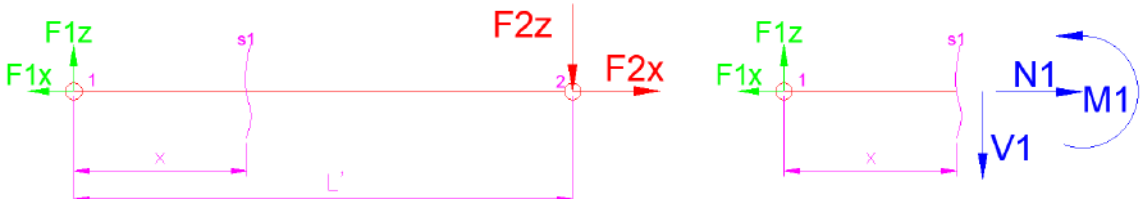


Figura A-13: Método de las secciones plano xz, barra 1-2:

Se plantea las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-13:

$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow V_{Z12} - F_{1z} = 0 \text{ (A.21)}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M_1 - F_{1z}.x = 0 \text{ (A.22)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$V_{Z12} = F_{1z} \text{ (A.23)}$$
$$M_{Z12} = F_{1z}.x \text{ (A.24)}$$

De igual manera que para el plano anterior, se graficaron los esfuerzos a lo largo de la barra (Figura A-14) y (Figura A-15):



Figura A-14: Esfuerzo de corte (plano xz), barra 1-2:

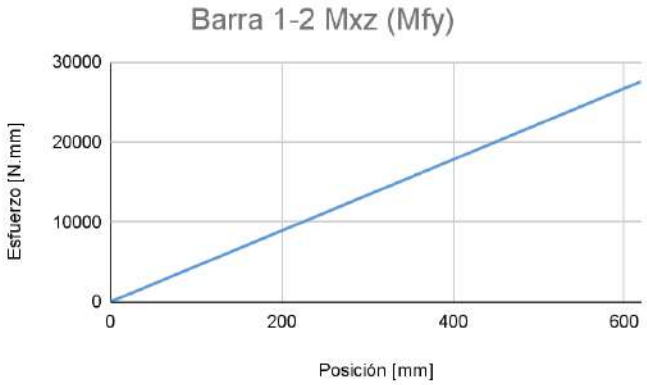


Figura A-15: Momento flector (plano xz), barra 1-2:

Finalmente, se graficaron los esfuerzos con respecto a la distancia a elevar (DE) (Figura A-16), y al ángulo de pivote lateral (Gamma) (Figura A-17):

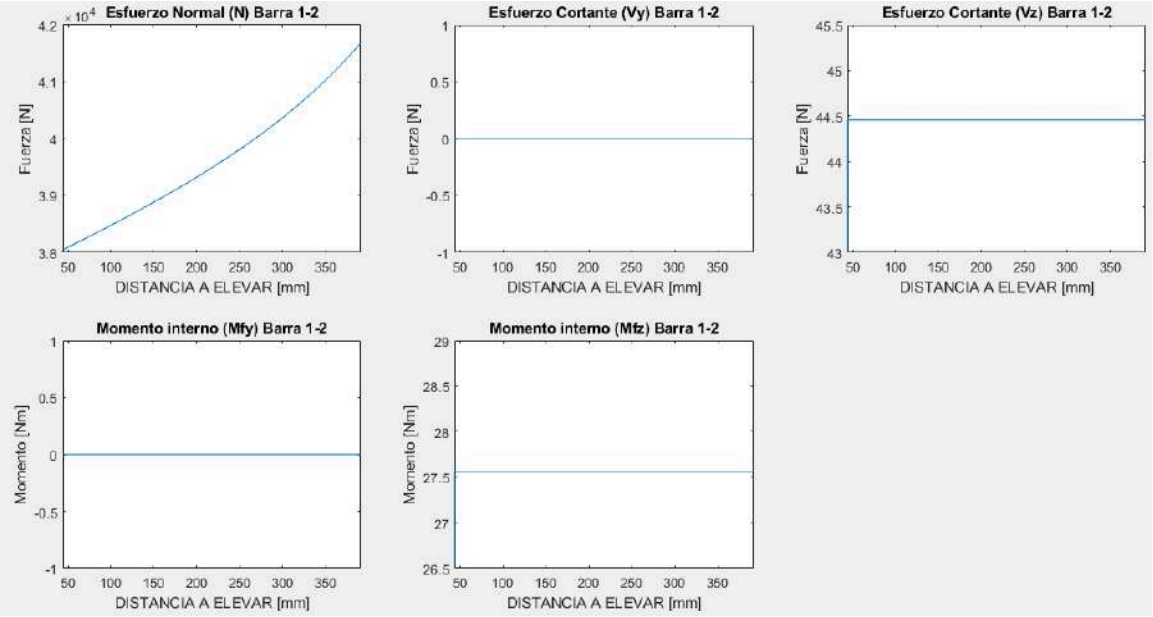


Figura A-16: Determinación de esfuerzos máximos respecto a DE

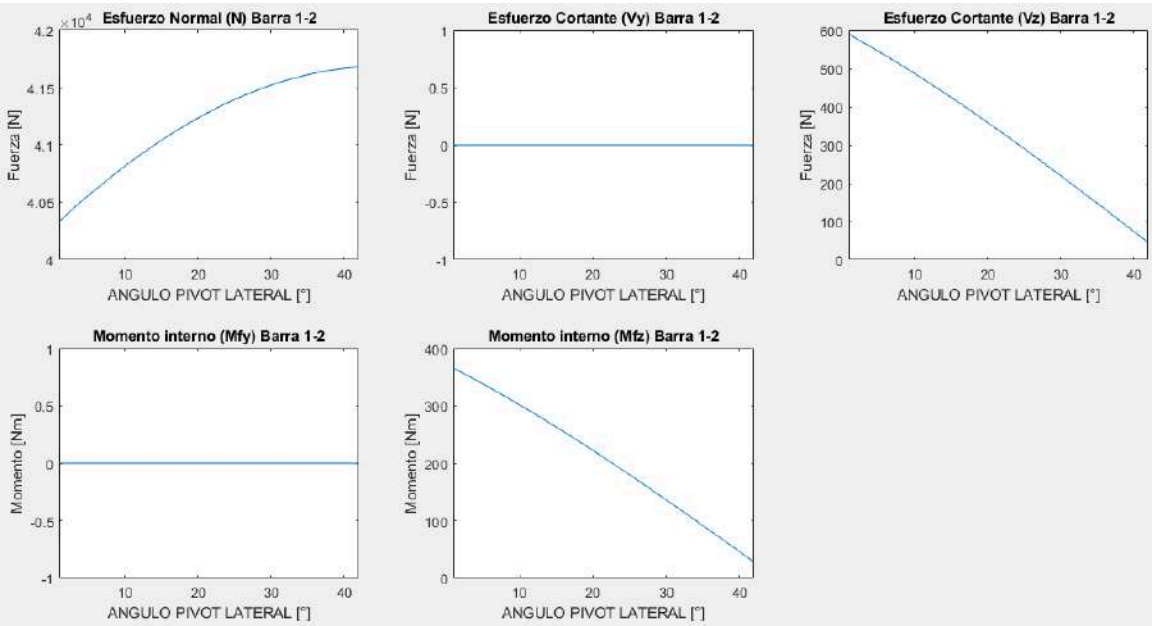


Figura A-17: Determinación de esfuerzos máximos respecto a gamma:

A.2: Barra Soporte - Elevación del vehículo

Reacciones y momento tordente

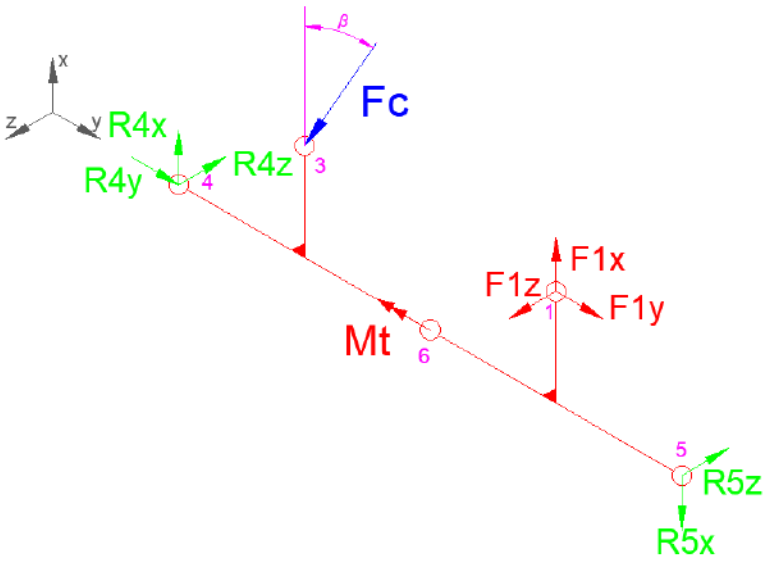


Figura A-18: Fuerzas barra 4-5:

Una vez planteado el diagrama (Figura A-18), se comienza planteando las ecuaciones de equilibrio:

Plano xy

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R4x - R5x + F1x - Fc.cos(\beta) = 0 \text{ (A.25)}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R4y - F_C.seno(\beta) + F1y = 0 \text{ (A.26)}$$

$$\Sigma M_5 = 0 \rightarrow -R4x.HH - F1x.\left(\frac{HH-H}{2}\right) - F1y.d + F_C.cos(\beta).\left(\frac{HH-H}{2} + H\right) + F_C.seno(\beta).d \text{ (A.27)}$$

Plano yz

$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow -R4z - R5z + F1z = 0 \text{ (A.28)}$$

$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow -F1z.\left(\frac{HH-H}{2}\right) + R4z.HH \text{ (A.29)}$$

Resolviendo las ecuaciones, se obtienen las siguientes expresiones para las reacciones.

$$R4x = \frac{1}{HH}.\left[F_C.\left(cos(\beta).\left(\frac{HH-H}{2} + H\right) + seno(\beta).d\right) - F1x.\left(\frac{HH-H}{2}\right) - F1y.d\right] \text{ (A.30)}$$

$$R4y = F_C.seno(\beta) - F1y \text{ (A.31)}$$

$$R4z = \frac{F1z}{HH}.\left(\frac{HH-H}{2}\right) \text{ (A.32)}$$

$$R5x = R4x + F1x - F_C.cos(\beta) \text{ (A.33)}$$

$$R5z = F1z - R4z \text{ (A.34)}$$

Finalmente, para el cálculo del momento tordente sobre el eje y, se tiene en cuenta la fuerza $F1z$ a una distancia "d", por lo tanto:

$$Mt = F1z.d \text{ (A.35)}$$

A continuación, se observan los resultados gráficamente, con respecto a DE (Figura 19) y Gamma (Figura 20).

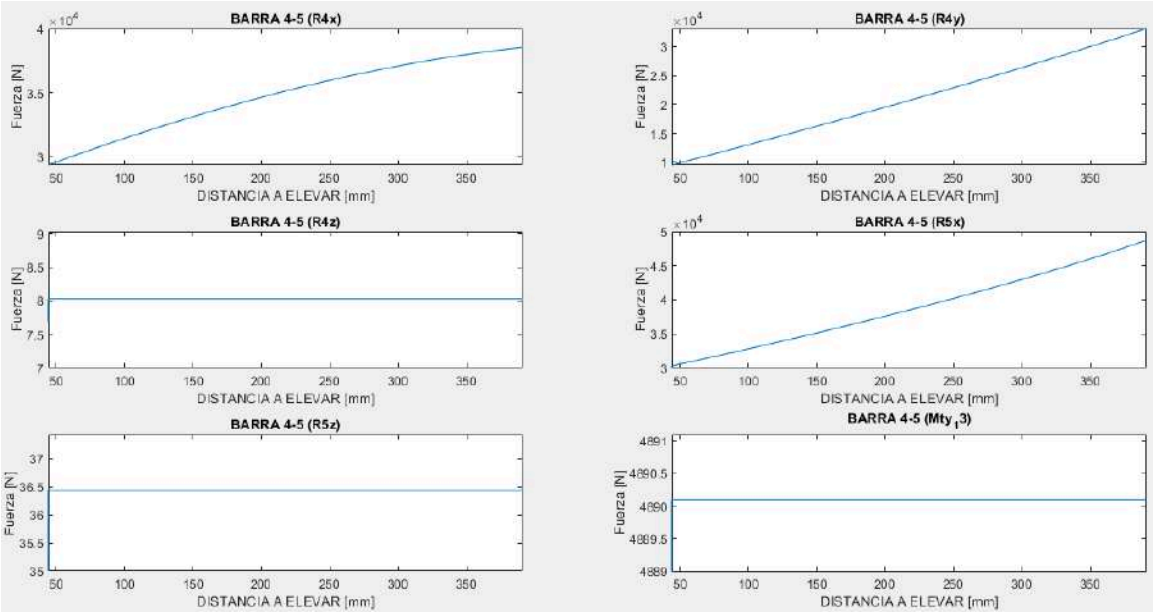


Figura A-19: Determinación de fuerzas máximas en función de DE:

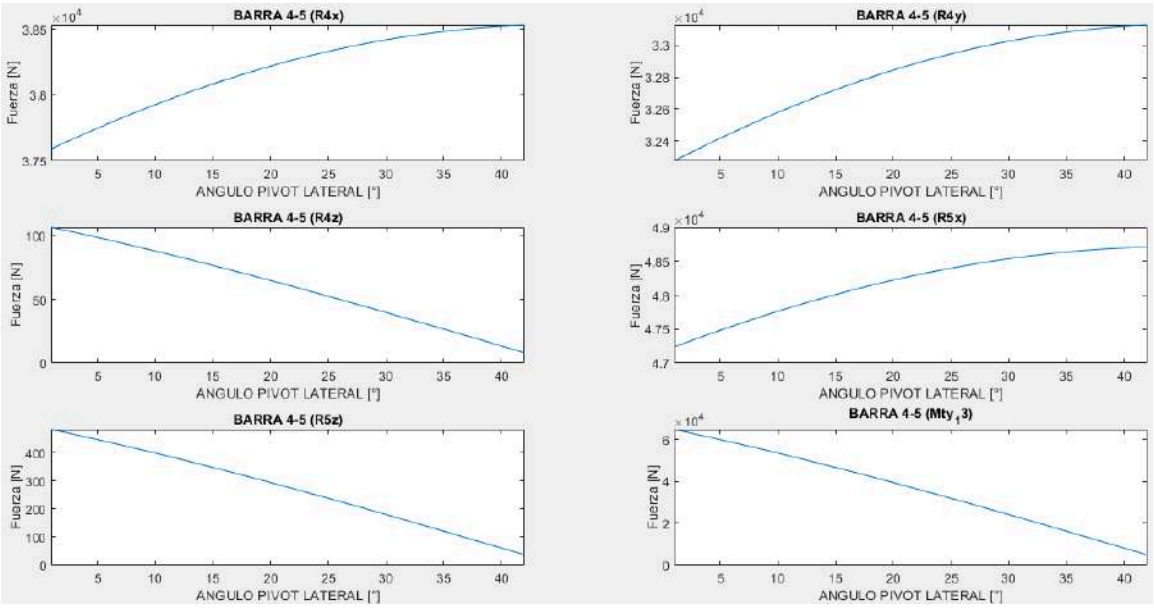


Figura A-20: Determinación de fuerzas máximas en función de gamma:

Una vez obtenidos las reacciones y el esfuerzo torsor, se procede a realizar el método de las secciones para obtener los esfuerzos internos.

Esfuerzos internos

Plano xy

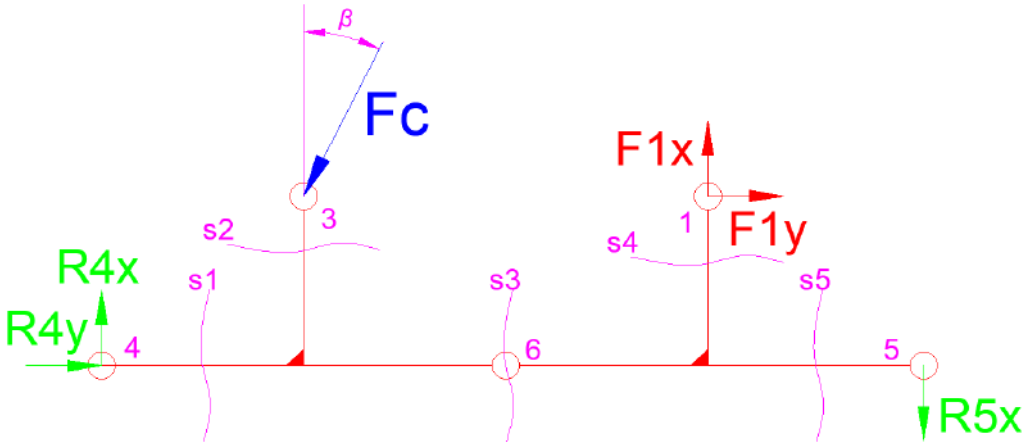


Figura A-21: Método de las secciones (plano xy) barra 4-5:

A partir de esta Figura A-21 se plantean las secciones.

Sección 1: $(x = 0); (0 < y < HL)$

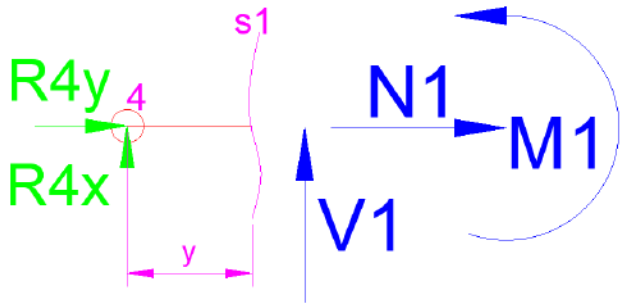


Figura A-22: Sección 1 (plano xy) barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R4y + N1xy = 0 \text{ (A.36)}$$
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R4x + V1xy = 0 \text{ (A.37)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1xy - R4x.y = 0 \text{ (A.38)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N1xy = - R4y \text{ (A.39)}$$
$$V1xy = - R4x \text{ (A.40)}$$
$$M1xy = R4x.y \text{ (A.41)}$$

Sección 2: $(0 < x < d)\ ;\ (y = HL)$

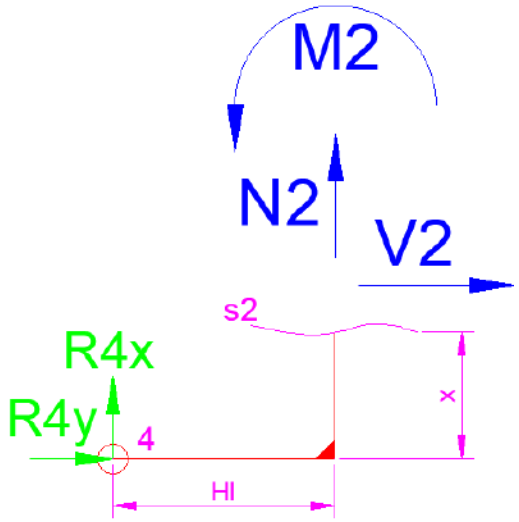


Figura A-23: Sección 2 (plano xy) barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R4y + V2xy = 0 \text{ (A.42)}$$
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R4x + N2xy = 0 \text{ (A.43)}$$
$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2xy - R4x.HL + R4y.x = 0 \text{ (A.44)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N2xy = -R4y \text{ (A.45)}$$
$$V2xy = -R4x \text{ (A.46)}$$
$$M2xy = R4x.HL - R4y.x \text{ (A.47)}$$

Sección 3: $(x = 0)\ ;\ (HL < y < HL + H)$

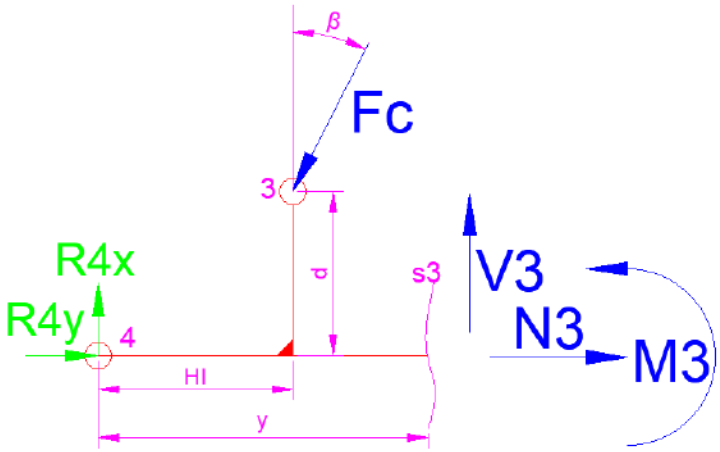


Figura A-24: Sección 3 (plano xy) barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow N3xy + R4y - F_C.seno(\beta) = 0 \text{ (A.48)}$$
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow V3xy + R4x - F_C cos(\beta) = 0 \text{ (A.49)}$$
$$\Sigma M_3 = 0 \rightarrow M3xy - R4x.y + F_C.seno(\beta).d + F_C.cos(\beta).(y - HL) = 0 \text{ (A.50)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N3xy = F_C.seno(\beta) - R4y \text{ (A.51)}$$
$$V3xy = F_C cos(\beta) - R4x \text{ (A.52)}$$
$$M3xy = -F_C.seno(\beta).d - F_C.cos(\beta).(y - HL) + R4x.y \text{ (A.53)}$$

Sección 4: $(0 < x < d)\ ;\ (y = HL + H)$

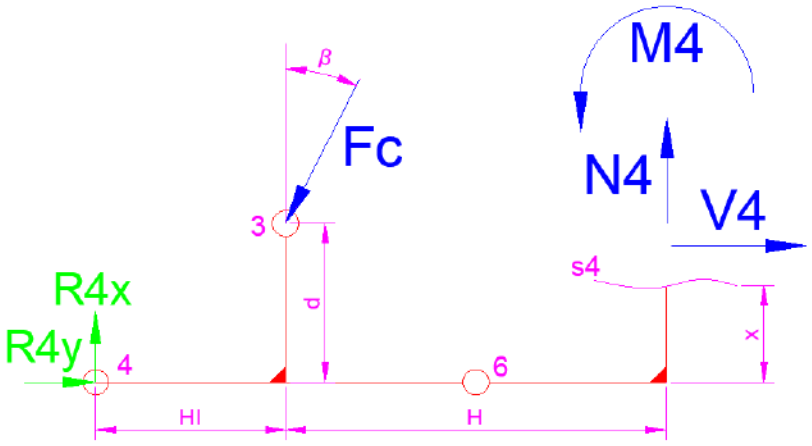


Figura A-25: Sección 4 (plano xy) - barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V4xy + R4y - F_C.seno(\beta) = 0 \text{ (A.54)}$$
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N4xy + R4x - F_C.cos(\beta) = 0 \text{ (A.55)}$$
$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow M4xy + R4y.x - R4x.(HL - H) + F_C.seno(\beta).(d - x) + F_C.cos(\beta).H = 0 \text{ (A.56)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N4xy = -R4x + F_C.cos(\beta) \text{ (A.57)}$$
$$V4xy = F_C.seno(\beta) - R4y \text{ (A.58)}$$
$$M4xy = -R4y.x + R4x.(HL - H) - F_C.seno(\beta).(d - x) - F_C.cos(\beta).H \text{ (A.59)}$$

Sección 5: $(x = 0)\ ;\ (HL + H < y < HH)$

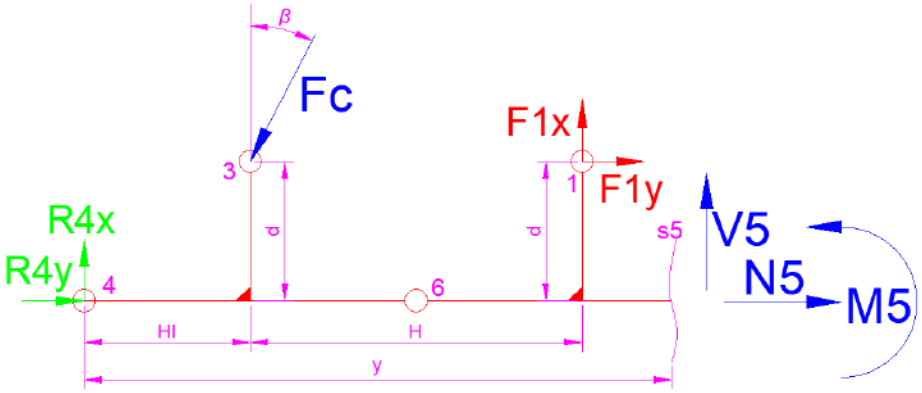


Figura A-26: Sección 5 (plano xy) - barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow N5xy + R4y - F_C.seno(\beta) + F1y = 0 \text{ (A.60)}$$

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow V5xy + R4x - F_C.cos(\beta) + F1x = 0 \text{ (A.61)}$$

$$\Sigma M_5 = 0 \rightarrow M5xy - R4x.y + F_C.cos(\beta).(y - HL) + F_C.seno(\beta).d - F1y.d - F1x.(y - HL - H) = 0 \text{ (1.62)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N5xy = F_C.seno(\beta) - F1y - R4y \text{ (A.63)}$$

$$V5xy = -R4x + F_C.cos(\beta) - F1x \text{ (A.64)}$$

$$M5xy = R4x.y - F_C.cos(\beta).(y - HL) - F_C.seno(\beta).d + F1y.d + F1x.(y - HL - H) \text{ (A.65)}$$

Una vez hecho el método de las secciones se procede a graficar los esfuerzos, se comienza con la barra 4-5 (Figura A-27), (Figura A-28) y (Figura A-29):

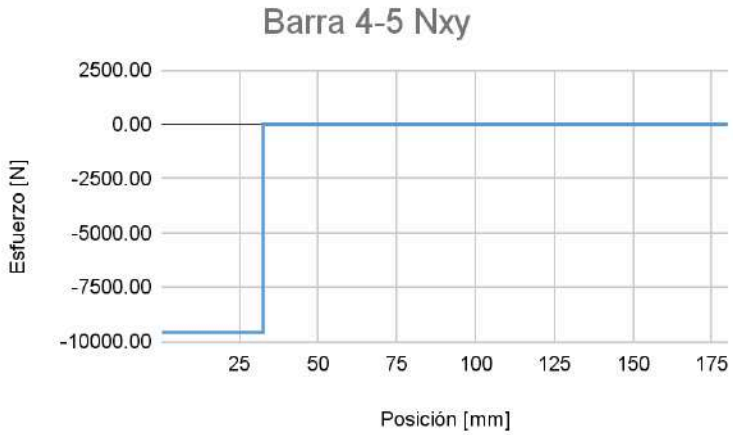


Figura A-27: Esfuerzo Normal (plano xy), barra 4-5:



Figura A-28: Esfuerzo de corte (plano xy), barra 4-5:

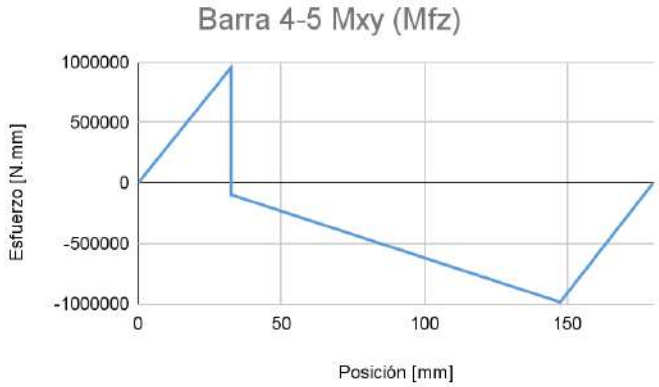


Figura A-29: Momento flector (plano xy), barra 4-5:

Una vez hecha se procedió con la sub barra 3 (Figura A-31), (Figura A-32) y (Figura A-33):

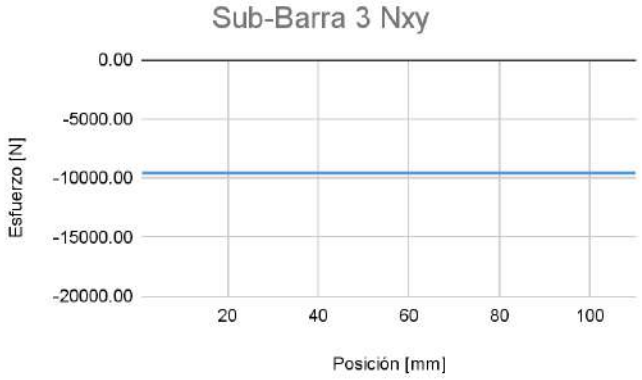


Figura A-30: Esfuerzo Normal (plano xy), sub-barra 3:

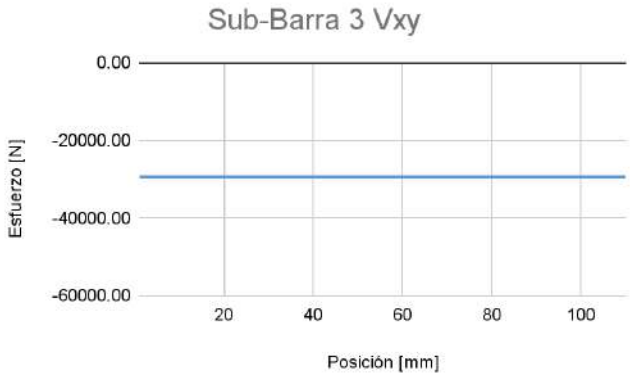


Figura A-31: Esfuerzo de corte (plano xy), sub-barra 3:



Figura A-32: Momento flector (plano xy), sub-barra 3:

Luego la sub-barra 1 (Figura A-33), (Figura A-34) y (Figura A-35):



Figura A-33: Esfuerzo normal (plano xy), sub-barra 1:



Figura A-34: Esfuerzo de corte (plano xy), sub-barra 1:



Figura A-35: Momento flector (plano xy), sub-barra 1:

Finalmente, obtenidas las expresiones de los esfuerzos, se procede a analizar los puntos donde se dan los máximos. Estos puntos son los que se tendrán en cuenta para el dimensionamiento de las barras.
Una vez calculadas todas las secciones y conocidos los puntos donde cada esfuerzo se hace máximo, se grafican a continuación con respecto a la distancia a elevar DE (Figura A-36) y con respecto al ángulo de pivote lateral Gamma (Figura A-37).

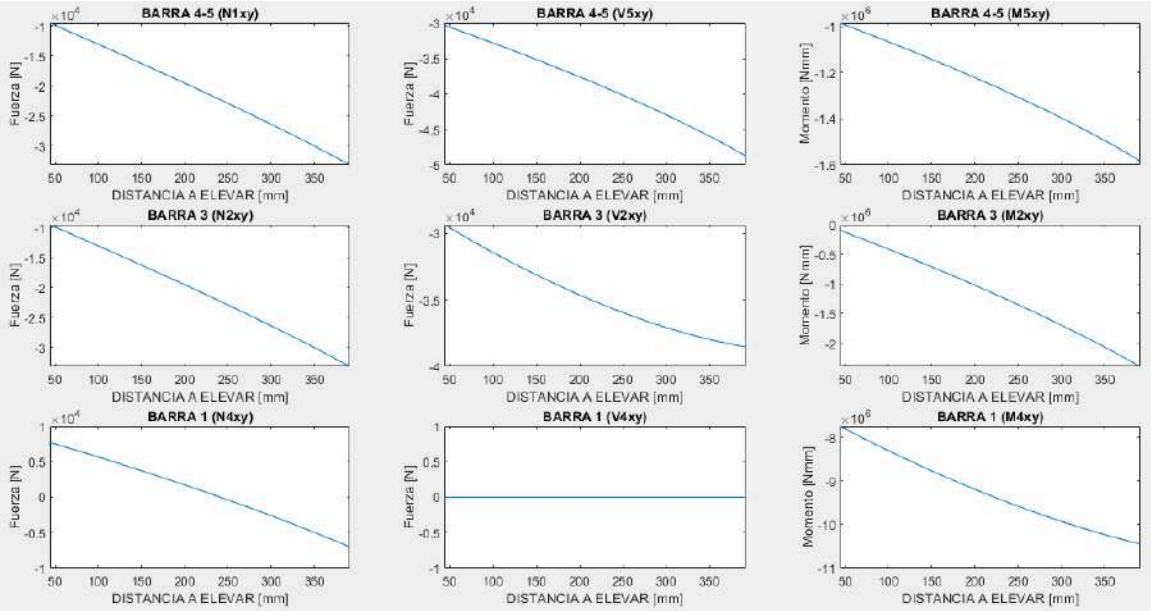


Figura A-36: Determinación de esfuerzos máximos en función de DE:

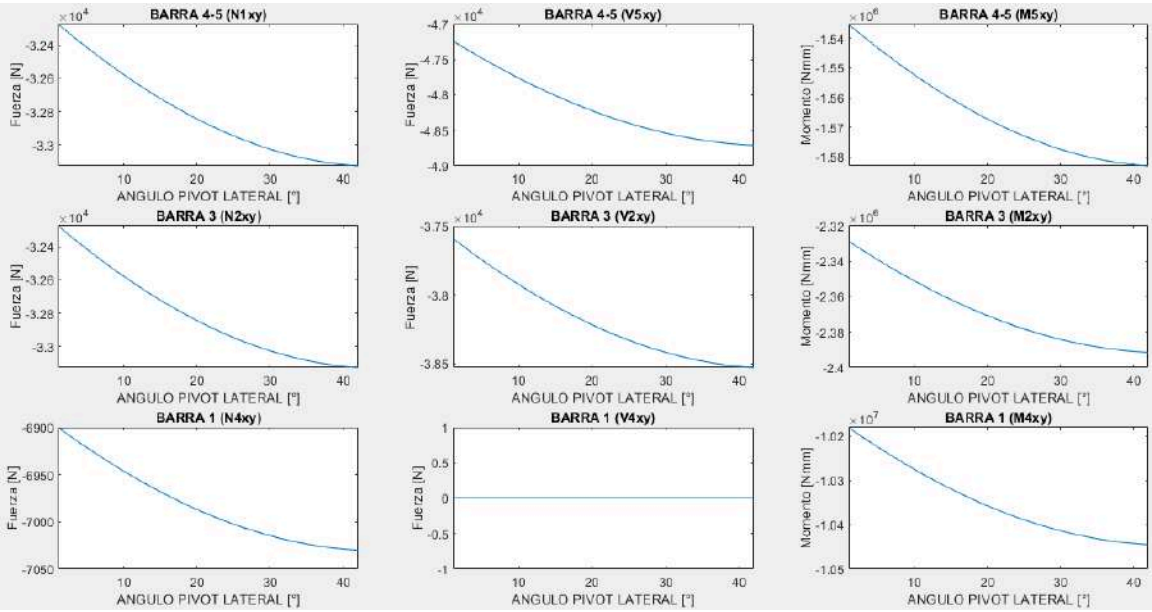


Figura A-37: Determinación de esfuerzos en función de gamma:

Plano yz

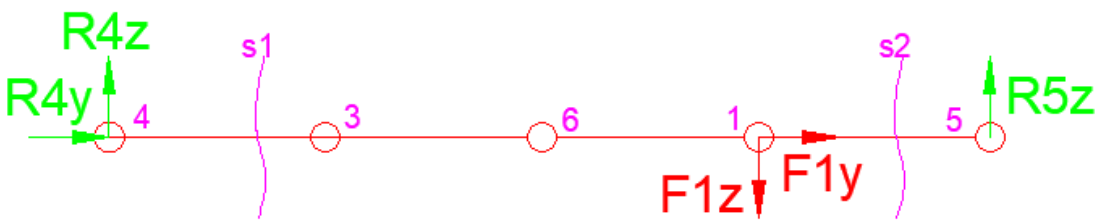


Figura A-38: Método de las secciones (plano yz) barra 4-5:

Sección 1: $(0 < y < HL + H)\ ;\ (z = 0)$

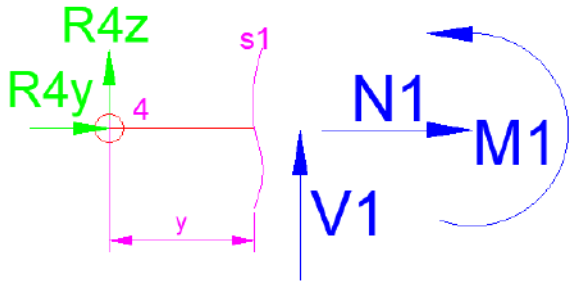


Figura A-39: Sección 1 (plano yz) - barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow N1yz + R4y = 0 \text{ (A.66)}$$
$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow V1yz + R4z = 0 \text{ (A.67)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1yz - R4z.y = 0 \text{ (A.68)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N1yz = - R4y \text{ (A.69)}$$
$$V1yz = - R4z \text{ (A.70)}$$
$$M1yz = R4z.y \text{ (A.71)}$$

Sección 2: $(HL + H < y < HH)\ ;\ (z = 0)$

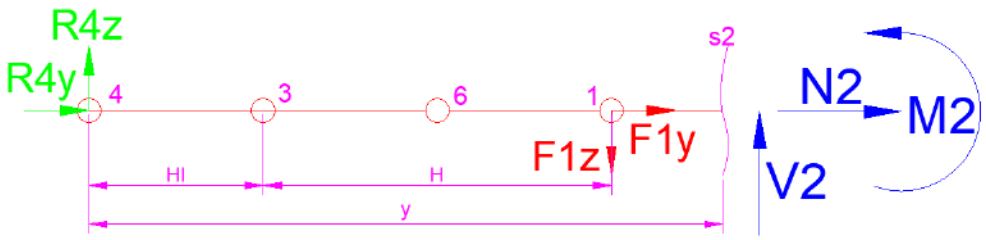


Figura A-40: Sección 2 (plano yz) - barra 4-5:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow N2yz + R4y + F1y = 0 \text{ (A.72)}$$
$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow V2yz + R4z - F1z = 0 \text{ (A.73)}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2yz - R4z.y + F1z.(y - HL - H) = 0 \text{ (1.74)}$$

Entonces, quedan las siguientes relaciones:

$$N2yz = - R4y - F1y \text{ (A.75)}$$
$$V2yz = F1z - R4z \text{ (A.76)}$$
$$M2yz = R4z.y - F1z.(y - HL - H) \text{ (A.77)}$$

Hecho el método de las secciones, se procede a graficar los esfuerzos (Figura A-41) y (Figura A-42):



Figura A-41: Esfuerzo de corte (plano yz), barra 4-5:

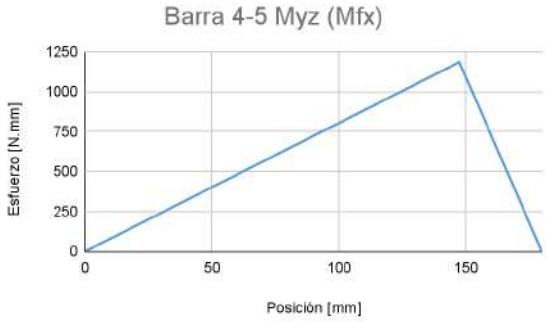


Figura A-42: Momento flector (plano yz), barra 4-5:

Finalmente, se grafican los resultados en el punto máximo de la barra 4-5, con respecto al ángulo de pivote lateral gamma (Figura A-43), no se grafica con respecto a DE debido a que no hay variación de estos esfuerzos con respecto a esta variable.

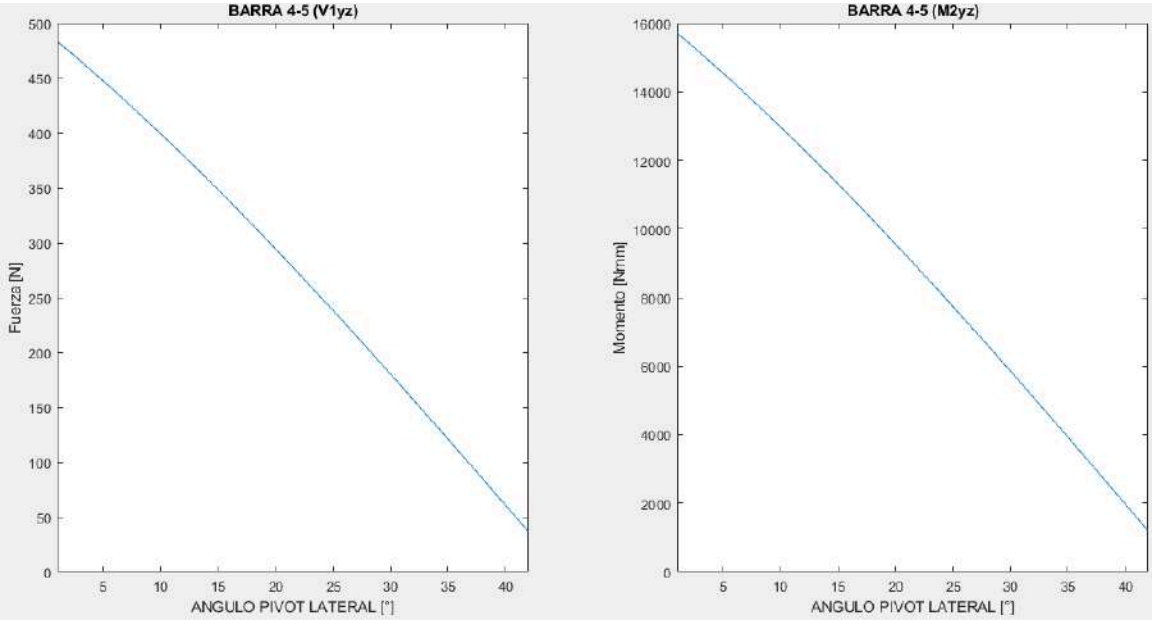


Figura A-43: Determinación de esfuerzos máximos en función de gamma:

A.3: Eje base - Elevación del vehículo

Se realiza el método de las secciones para determinar los esfuerzos principales en cada sección del eje y así poder dimensionarlo, se comienza planteando el diagrama con la disposición de los esfuerzos siguiendo la misma lógica que con la barra 1-2 (Figura A-44):

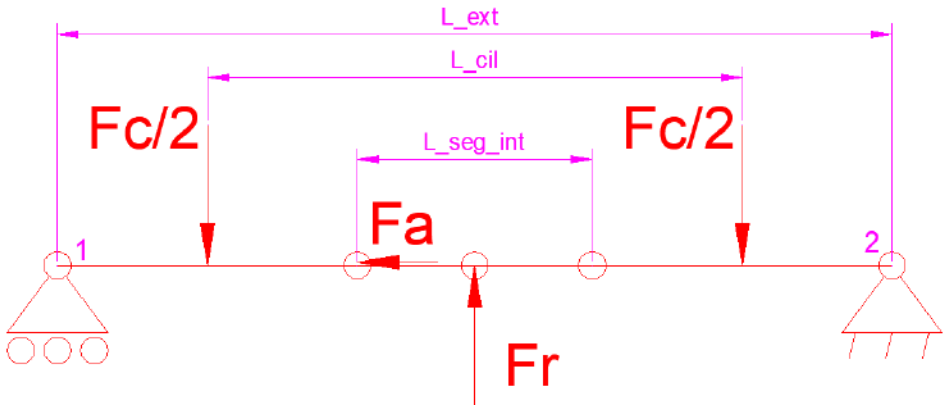


Figura A-44: Fuerzas eje base:

El eje cuenta con 4 anillos elásticos de retención (Seegers), según la dirección de las fuerzas solo dos resisten esfuerzos, por lo que se plantea un vínculo doble y un vínculo simple, el diagrama de cuerpo libre queda como se observa en la siguiente Figura A-45:

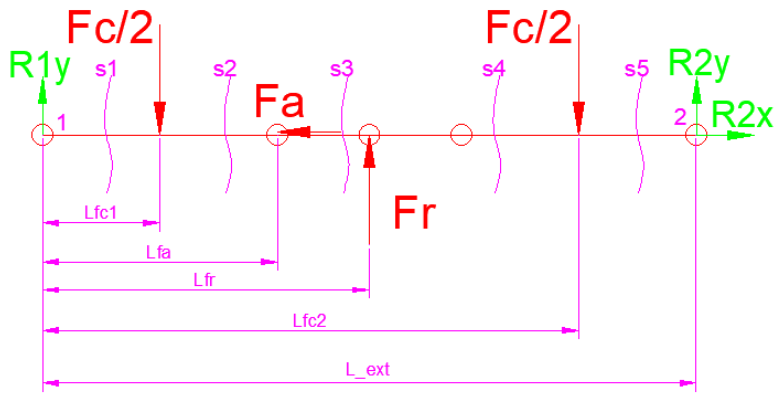


Figura A-45: Método de las secciones - eje base:

Reacciones

Se comienza planteando ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow -F_a + R_{2x} = 0 \text{ (A.78)}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{1y} - Fc + Fr + R_{2y} = 0 \text{ (A.79)}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow -\frac{Fc}{2}.Lfc1 + Fr.Lfr - \frac{Fc}{2}.Lfc2 + R_{2y}.L_{seg-ext} = 0 \text{ (A.80)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las reacciones:

$$R_{2x} = F_a \text{ (A.81)}$$

$$R_{2y} = \left(\frac{Fc}{2}.Lfc1 - Fr.Lfr + \frac{Fc}{2}.Lfc2\right).\left(\frac{1}{L_{seg-ext}}\right) \text{ (A.82)}$$

$$R_{1y} = Fc - Fr - R_{2y} \text{ (A.83)}$$

Obtenidas las reacciones, se sigue con el método de las secciones, para así obtener los esfuerzos:

Esfuerzos internos

<u>Sección 1:</u> $(0 < x < LFC1)$

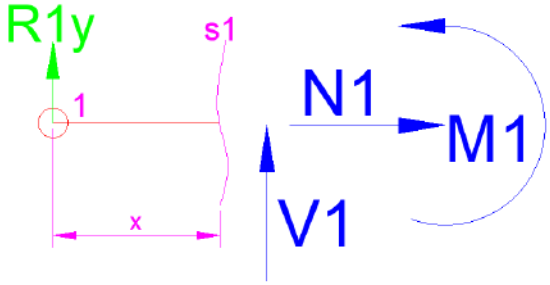


Figura A-46: Sección 1 - eje base:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-47:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1 = 0 \text{ (A.84)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1 + R1y = 0 \text{ (A.85)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1 - R1y.x = 0 \text{ (A.86)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1 = 0 \text{ (A.87)}$$
$$V1 = - R1y \text{ (A.88)}$$
$$M1 = R1y.x \text{ (A.89)}$$

Sección 2: $(Lfc1 < x < Lfa)$

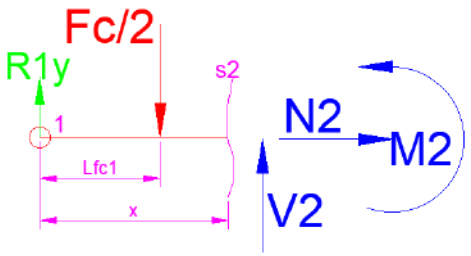


Figura A-47: Sección 2 - eje base:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-48:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N2 = 0 \text{ (A.90)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V2 + R1y - Fc/2 = 0 \text{ (A.91)}$$
$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2 - R1y.x + (x - Lfc1).Fc = 0 \text{ (A.92)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N2 = 0 \text{ (A.93)}$$
$$V2 = - R1y + Fc/2 \text{ (A.94)}$$
$$M2 = R1y.x - (x - Lfc1).Fc = 0 \text{ (A.95)}$$

Sección 3: $(Lfa < x < Lfr)$

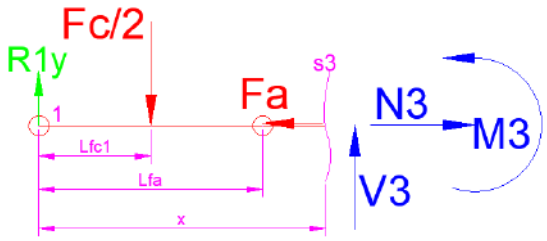


Figura A-48: Sección 3 - eje base:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-49:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N3 - Fa = 0 \text{ (A.96)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V3 + R1y - Fc/2 = 0 \text{ (A.97)}$$
$$\Sigma M_3 = 0 \rightarrow M3 - R1y.x + (x - Lfc1).Fc/2 = 0 \text{ (A.98)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N3 = Fa \text{ (A.99)}$$
$$V3 = - R1y + Fc/2 \text{ (A.100)}$$
$$M3 = R1y.x - (x - Lfc1).Fc/2 = 0 \text{ (A.101)}$$

Sección 4: $(Lfr < x < Lfc2)$

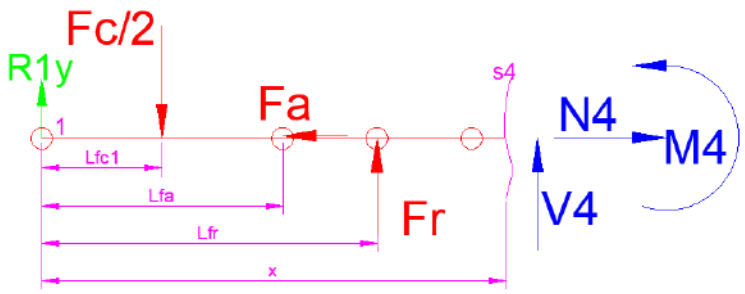


Figura A-49: Sección 4 - eje base:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-50:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N4 - Fa = 0 \text{ (A.102)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V4 + R1y - Fc/2 + Fr = 0 \text{ (A.103)}$$
$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow M4 - R1y.x + (x - Lfc1).Fc/2 - (x - Lfr).Fr = 0 \text{ (A.104)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N4 = Fa \text{ (A.105)}$$
$$V4 = - R1y + Fc/2 - Fr \text{ (A.106)}$$
$$M4 = R1y.x - (x - Lfc1).Fc/2 + (x - Lfr).Fr \text{ (A.107)}$$

Sección 5: $(Lfc2 < x < L_seg_ext)$

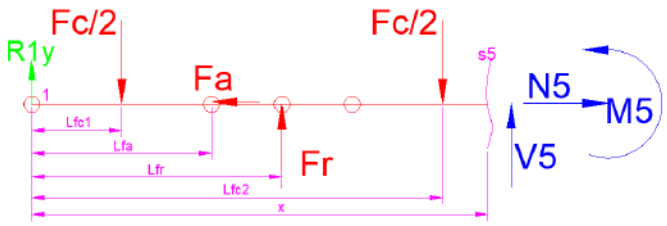


Figura A-50: Sección 5 - eje base:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-51:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N5 - Fa = 0 \text{ (A.108)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V5 + R1y - Fc/2 + Fr - Fc/2 = 0 \text{ (A.109)}$$
$$\Sigma M_5 = 0 \rightarrow M5 - R1y.x + (x - Lfc1).Fc/2 - (x - Lfr).Fr + (x - Lfc2).Fc/2 \text{ (A.110)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N5 = Fa \text{ (A.111)}$$
$$V5 = - R1y + Fc - Fr = 0 \text{ (A.112)}$$
$$M5 = R1y.x - (x - Lfc1).Fc/2 + (x - Lfr).Fr - (x - Lfc2).Fc/2 \text{ (A.113)}$$

A.4: Bancada al chasis - Elevación del vehículo

Esfuerzos internos

Sección 1: $(0 < x < L)$

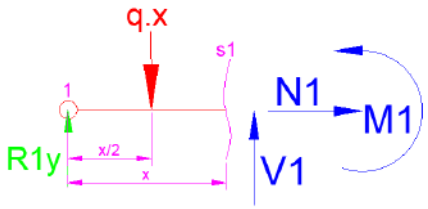


Figura A-51: Sección 1 - bancada al chasis:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-51:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1 + R1y - q.x = 0 \text{ (A.114)}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1 + R1y.x - (q.x).\frac{x}{2} = 0 \text{ (A.115)}$$

Finalmente se despeja el esfuerzo de corte y el momento flector a lo largo de la sección:

$$V1 = q.x - R1y \text{ (A.116)}$$

$$M1 = q.\frac{x^2}{2} - R1y.x \text{ (A.117)}$$

En base a estas ecuaciones se graficaron los esfuerzos en función de su posición en la bancada, en las Figura A-52 y Figura A-53:

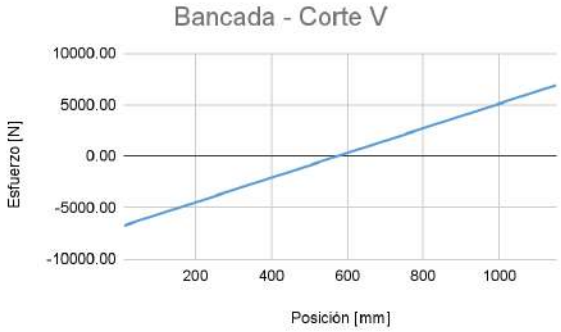


Figura A-52: Esfuerzo de corte - bancada al chasis:

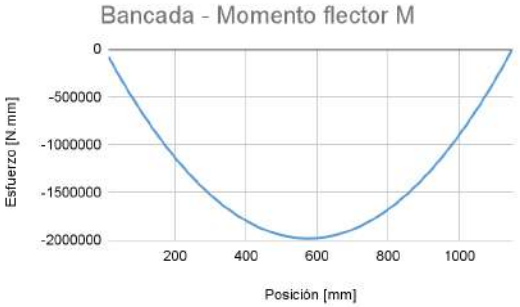


Figura A-53: Momento flector - bancada al chasis:

Se observa que, el corte máximo se da en los extremos y el momento flector máximo se da en el centro.

A.5: Chasis - Elevación del vehículo

Esfuerzos internos

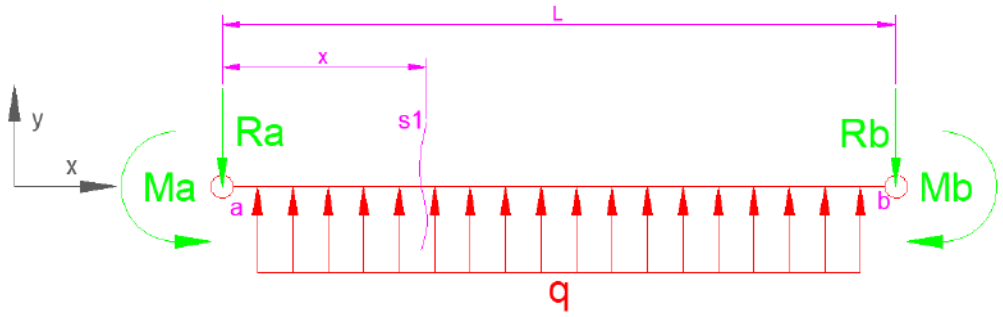


Figura A-54: Fuerzas - chasis:

Sección 1: $(0 < x < L)$

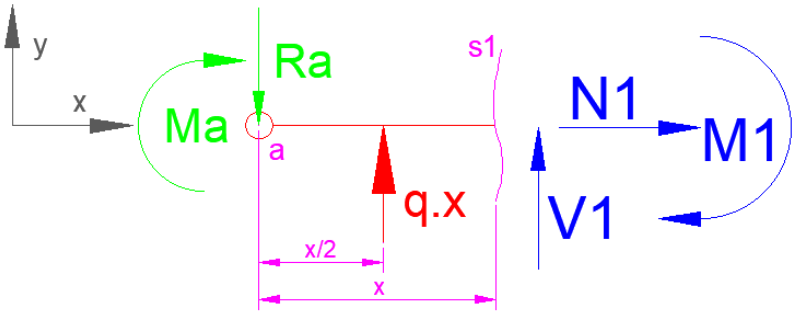


Figura A-55: Método de las secciones - chasis:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-55:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1 = 0 \text{ (A.118)}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1 - R_A + q.x = 0 \text{ (A.119)}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow -M1 - M_A + R_A.x - \frac{q.x^2}{2} = 0 \text{ (A.120)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1 = 0 \text{ (A.121)}$$

$$V1 = R_A - q.x \text{ (A.122)}$$

$$M1 = -\frac{q.x^2}{2} + R_A.x - M_A \text{ (A.123)}$$

Para visualizar los resultados, a continuación, se adjuntan los gráficos del corte y del momento a lo largo de la viga, en la Figura A-56 y Figura A-57.

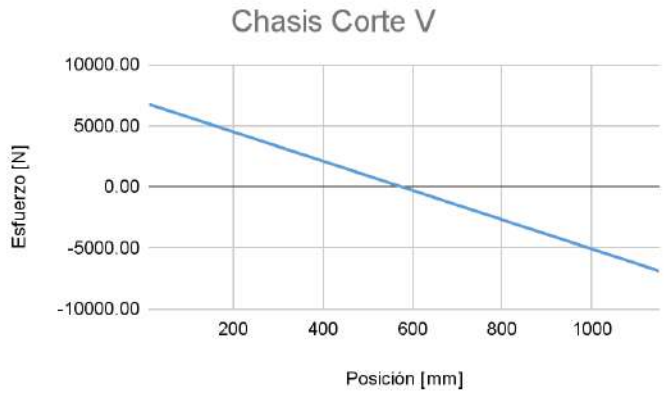


Figura A-56: Esfuerzo de corte - chasis:

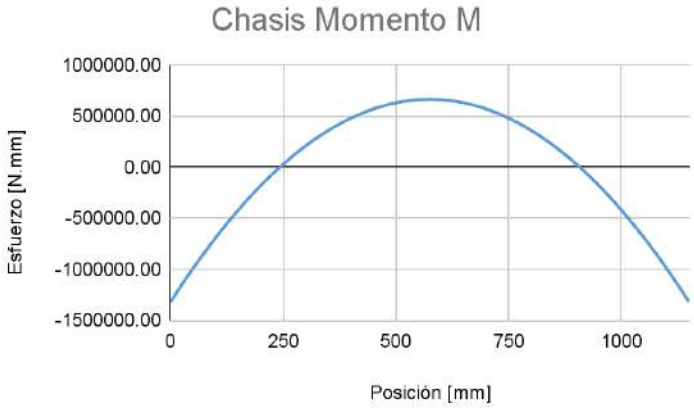


Figura A-57: Momento flector - chasis:

A.6: Elevación de carga a la Caja

Sistema arriba (α < 90º)

Para el desarrollo se parte del siguiente esquema (Figura A-58).

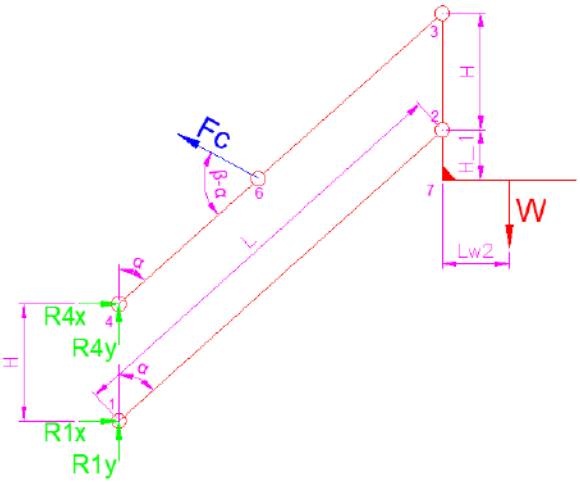


Figura A-58: Fuerzas elevación de carga - alpha < 90°:

Según el esquema se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R1_x + R4_x - Fc_x = 0 \text{ (A.124)}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow Fc_y - W + R1_y + R4y = 0 \text{ (A.125)}$$

$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow R1_x.H - W.(L_x + LW2) + Fc_x.LFC_x + Fc_y.LFC_y = 0 \text{ (A.126)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las reacciones:

$$R4_x = Fc_x - R1_x \text{ (A.127)}$$

$$R1_x.H = W.(L_x + LW2) - Fc_x.LFC_x - Fc_y.LFC_y = 0 \text{ (A.128)}$$

Luego, se plantea el equilibrio en cada barra, como se observa en el esquema (Figura A-59):

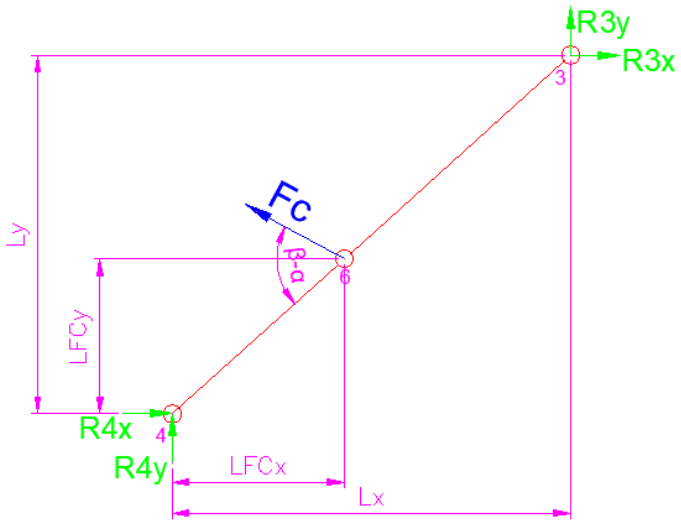


Figura A-59: Fuerzas barra 3-4:

Según el esquema (Figura A-59) se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R4_x - Fc_x + R3_x = 0 \text{ (A.129)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow Fc_y + R4_y + R3_y = 0 \text{ (A.130)}$$
$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow R3_y . L_x - R3_x . L_y + Fc_x . LFC_y + Fc_y . LFC_x = 0 \text{ (A.131)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio, se despejan las ecuaciones de las reacciones R3y y R4y:

$$R3_x = - R4_x + Fc_x \text{ (A.132)}$$
$$R4_y = - Fc_y - R3_y \text{ (A.133)}$$
$$R3_y = \frac{1}{L_x} . \left[R3_x . L_y - Fc_x . LFC_y - Fc_y . LFC_x \right] \text{ (A.134)}$$

Finalmente, para obtener R2x y R2y se plantea el equilibrio en la barra 1-2:

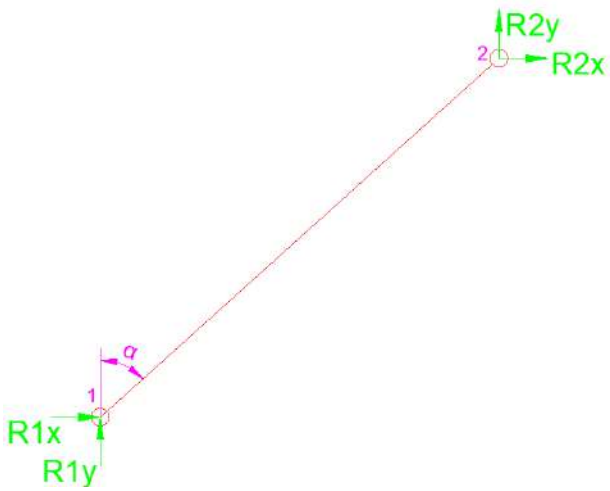


Figura A-60: Fuerzas barra 1-2:

Según el esquema se plantean (Figura A-60) las ecuaciones de equilibrio son:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R1_x + R2_x = 0 \text{ (A.135)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R1_y + R2_y = 0 \text{ (A.136)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las ecuaciones de las reacciones R2x y R2y:

$$R1_x = - R2_x \text{ (A.137)}$$
$$R1_y = - R2_y \text{ (A.138)}$$

Sistema abajo (α > 90º)

Para el desarrollo se partirá del siguiente esquema.

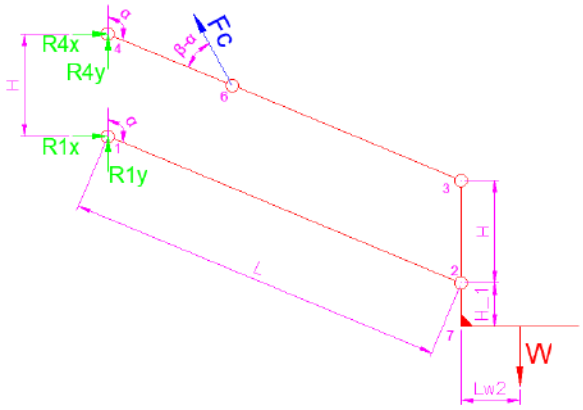


Figura A-61: Fuerzas elevación de carga - alpha > 90°:

Según el esquema (Figura A-61) se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R1_x + R4_x - Fc_x = 0 \text{ (A.139)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R1_y + R4_y + Fc_y - W = 0 \text{ (A.140)}$$
$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow R1_x . H - W.(L_x + LW2) + Fc_x . LFC_y - Fc_y . LFC_x = 0 \text{ (A.141)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las reacciones:

$$R4_x = - R1_x + Fc_x \text{ (A.142)}$$
$$R1_y = - R4_y - Fc_y + W = 0 \text{ (A.143)}$$
$$R1_x . H = \frac{1}{H}\left[- W.(L_x + LW2) - Fc_x . LFC_y + Fc_y . LFC_x\right] \text{ (A.144)}$$

Luego se plantea el equilibrio en cada barra:

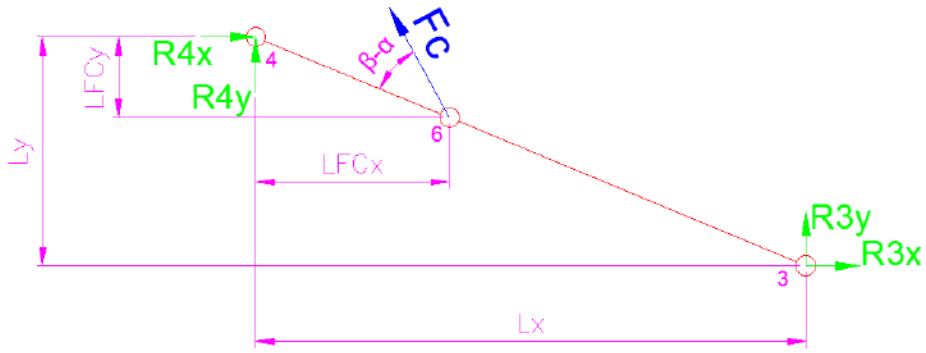


Figura A-62: Fuerzas barra 3-4:

Según el esquema (Figura A-62) se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R4_x + R3_x - Fc_x = 0 \text{ (A.145)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R4_y + R3_y + Fc_y = 0 \text{ (A.146)}$$
$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow - Fc_x . LFC_y + Fc_y . LFC_x + R3_x . L_y + R3_y . L_x = 0 \text{ (A.147)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las ecuaciones de las reacciones R3x, R3y, R4x y R4y:

$$R3_x = - R4_x + Fc_x \text{ (A.148)}$$
$$R4_y = - R3_y - Fc_y \text{ (A.149)}$$
$$R3_y = \frac{1}{L_x}\left[Fc_x . LFC_y - Fc_y . LFC_x - R3_x . L_y\right] \text{ (A.150)}$$

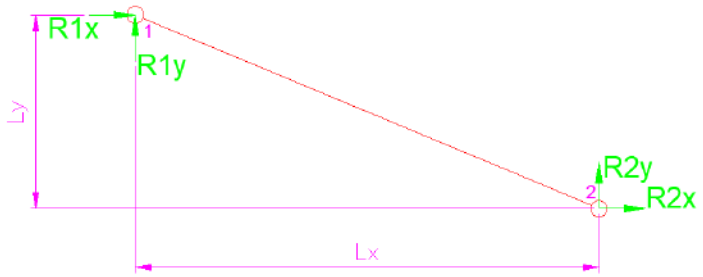


Figura A-63: Fuerzas barra 1-2:

Según el esquema (Figura A-63) se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R1_x + R2_x = 0 \text{ (A.151)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R1_y + R2_y = 0 \text{ (A.152)}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio se despejan las ecuaciones de las reacciones R2x y R2y:

$$R2_x = - R1_x \text{ (A.153)}$$
$$R2_y = - R1_y \text{ (A.154)}$$

Esfuerzos internos

Para poder dimensionar las diferentes partes del mecanismo, se deben conocer los esfuerzos a los que estos están sometidos. Para eso se realizará el método de las secciones, para las Barras 1-2, 2-3, 3-4, y 1-4. Luego, también se realizará el método de las secciones para el perno pasante que esté más solicitado, para así utilizar el mismo en cada uno de los otros puntos.

Barra 1-2

A partir de la (Figura A-64), se comienza con el método de las secciones.

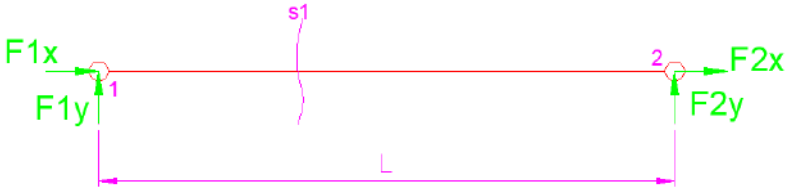


Figura A-64: Método de las secciones - barra 1-2:

Sección 1: $(0 < x < L)$

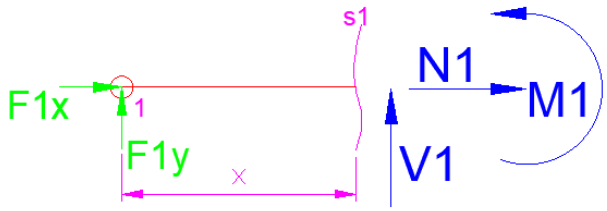


Figura A-65: Sección 1 - barra 1-2:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-65:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1_{12} + F1x = 0 \text{ (A.155)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1_{12} + F1y = 0 \text{ (A.156)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1_{12} - F1y.x = 0 \text{ (A.157)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1_{12} = - F1x \text{ (A.158)}$$
$$V1_{12} = - F1y \text{ (A.159)}$$
$$M1_{12} = F1y.x \text{ (A.160)}$$

Barra 2-3

A partir de la (Figura A-66), se comienza con el método de las secciones.

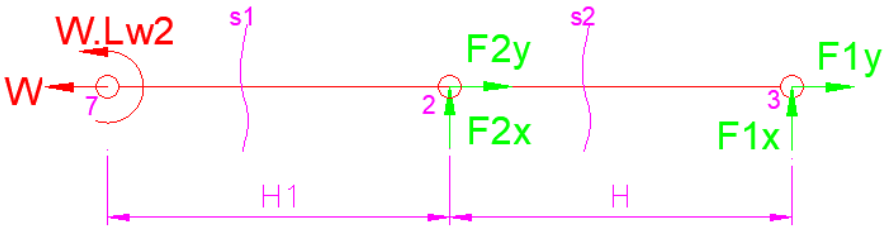


Figura A-66: Método de las secciones - barra 2-3:

Sección 1: $\left(0 < x < H_1\right)$

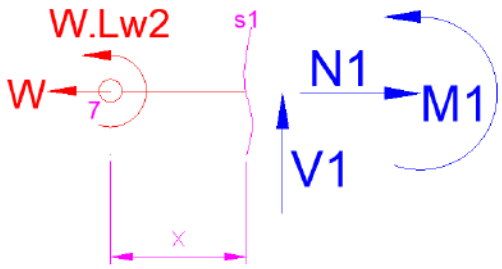


Figura A-67: Sección - barra 2-3:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la (A-67):

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1_{23} - W = 0 \text{ (A.161)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1_{23} = 0 \text{ (A.162)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1_{23} - W.Lw2 = 0 \text{ (A.163)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1_{23} = W \text{ (A.164)}$$
$$V1_{23} = 0 \text{ (A.165)}$$
$$M1_{23} = W.Lw2 \text{ (A.166)}$$

Sección 2: $\left(H_1 < x < H_1 + H\right)$

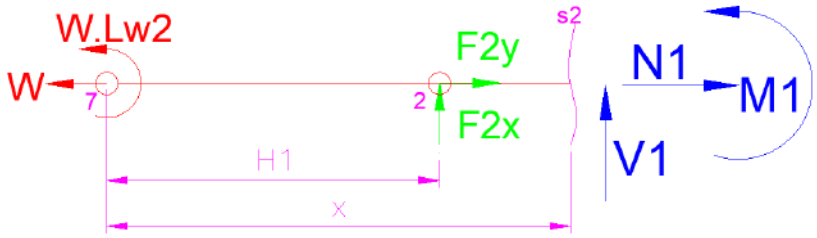


Figura A-68: Sección 2 - barra 2-3:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-68:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N2_{23} - W + R2y = 0 \text{ (A.167)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V2_{23} + R2x = 0 \text{ (A.168)}$$
$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2_{23} - W.Lw2 - R2x.(x - H_1) = 0 \text{ (A.169)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N2_{23} = W - R2y \text{ (A.170)}$$
$$V2_{23} = - R2x \text{ (A.171)}$$
$$M2_{23} = W.Lw2 + R2x.(x - H_1) \text{ (A.172)}$$

Barra 3-4

A partir del siguiente de la Figura A-69, se comienza con el método de las secciones.

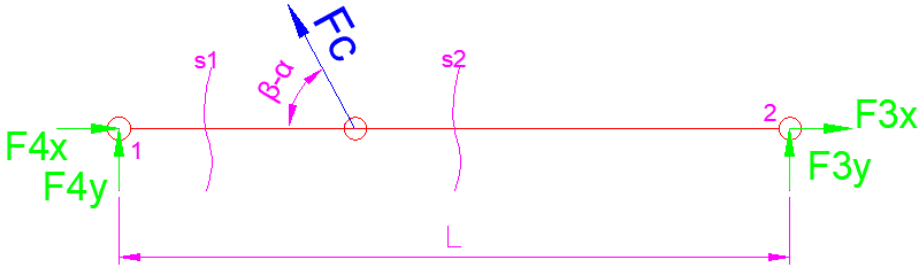


Figura A-69: Método de las secciones - barra 3-4:

Sección 1: $(0 < x < LFC)$

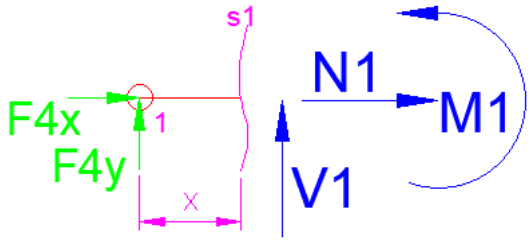


Figura A-70: Sección 1 - barra 3-4:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-70:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1_{34} + F4x = 0 \text{ (A.173)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1_{34} + F4y = 0 \text{ (A.174)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1_{34} - F4y.x = 0 \text{ (A.175)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1_{34} = - F4x \text{ (A.176)}$$
$$V1_{34} = 0 - F4y \text{ (A.177)}$$
$$M1_{34} = F4y.x \text{ (A.178)}$$

Sección 2: $(LFC < x < L)$

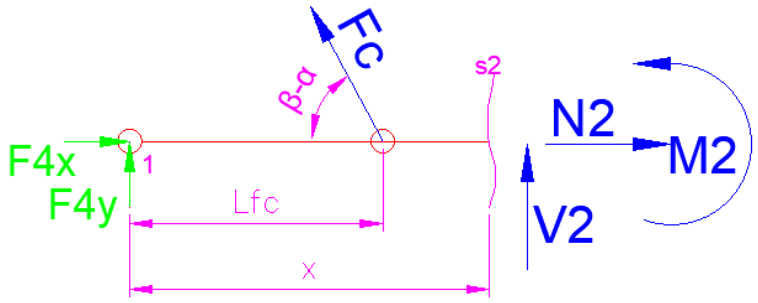


Figura A-71: Sección 2 - barra 3-4:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-71:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N2_{34} + F4x + F6x = 0 \text{ (A.179)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V2_{34} + F4y + F6y = 0 \text{ (A.180)}$$
$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2_{34} - F4y.x - F6y.(x - LFC) = 0 \text{ (A.181)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N2_{34} = -F4x - F6x \text{ (A.182)}$$
$$V2_{34} = -F4y - F6y \text{ (A.183)}$$
$$M2_{34} = F4y.x + F6y.(x - LFC) \text{ (A.184)}$$

Barra 1-5

Se plantea el siguiente diagrama para realizar el método de las secciones.

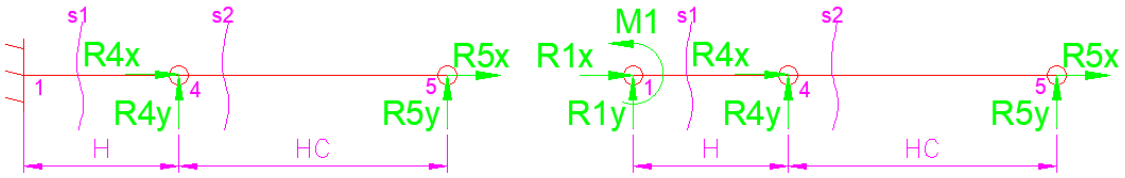


Figura A-72: Método de las secciones - barra 1-5:

A partir del diagrama (Figura A-72) se obtiene la reacción M1 debido al empotramiento en 1:

$$\Sigma M_1 = M1 + R4x.H + R5x.(H + Hc) \text{ (A.185)}$$

Luego se despeja el valor de la reacción:

$$M1 = \ -\ R4x.H\ -\ R5x.(H\ +\ Hc)$$ (A.186)

Sección 1: $(0 < x < H)$

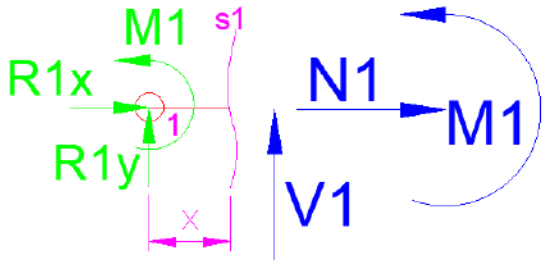


Figura A-73: Sección 1 - barra 1-5:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-73:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1_{15} + R1y = 0$$ (A.187)
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1_{15} + R1x = 0$$ (A.188)
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1_{15} - R1x.x + M1 = 0$$ (A.189)

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1_{15} = -\ R1y$$ (A.190)
$$V1_{15} = -\ R1x$$ (A.191)
$$M1_{15} = R1x.x\ -\ M1$$ (A.192)

Sección 2: $(H < x < Hc)$

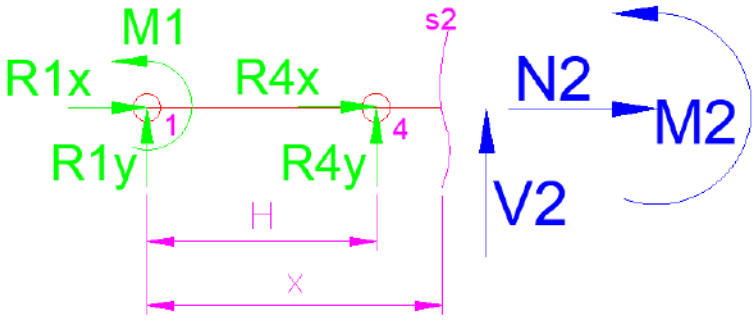


Figura A-74: Sección 2 - barra 1-5:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-74:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N2_{15} + R1y + R4y = 0 \text{ (A.193)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V2_{15} + R1x + R4x = 0 \text{ (A.194)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M2_{15} - R1x.x - R4x.(x - H) + M1 = 0 \text{ (A.195)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N2_{15} = - R1y - R4y \text{ (A.196)}$$
$$V2_{15} = - R1x - R4x \text{ (A.197)}$$
$$M2_{15} = R1x.x + R4x.(x - H) - M1 \text{ (A.198)}$$

Pernos pasantes

Para dimensionar los pernos, se debe encontrar aquel que esté sometido a las mayores fuerzas, estas corresponden a las reacciones en cada punto (donde se ubican los pernos). Para esto, se calcula la resultante de cada una de las reacciones de la siguiente forma:

$$R = \sqrt{Rx^2 + Ry^2} \text{ (A.199)}$$

Una vez calculadas las reacciones, y contrastadas con cada uno de los ángulos del sistema, se encuentra que el perno sometido a mayor fuerza resultante es el ubicado en el Punto 1. Por lo tanto, se procede con este.

A partir del siguiente diagrama (Figura A-75), se comienza con el método de las secciones.

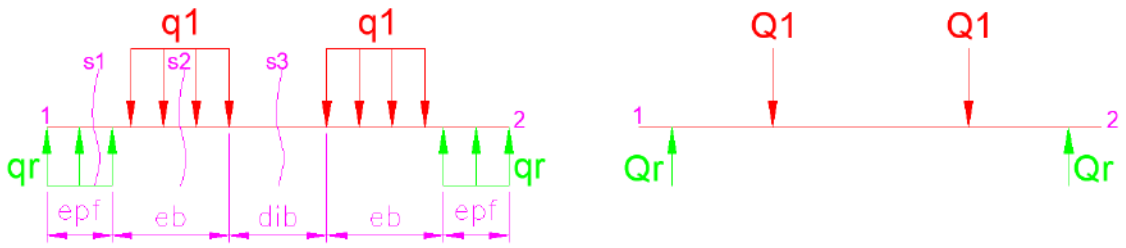


Figura A-75: Método de las secciones - pernos pasantes:

La carga aplicada en los espesores de las barras 1-2, corresponden a la resultante calculada anteriormente, es decir:

$$R1 = \sqrt{R1x^2 + R1y^2} \text{ (A.200)}$$

$$q_1 = \frac{R1}{EB} \text{ (A.201)}$$

Las incógnitas aquí son Qr o su carga repartida q_r, pero dado que el sistema es simétrico, se puede escribir la siguiente relación.

$$q_r . EPF = q_1 . EB \text{ (A.202)}$$

Es decir,

$$Qr = R1 \text{ (A.203)}$$

Por lo tanto, conocidas todas las cargas y reacciones, se procede a realizar el método de las secciones.

Sección 1: $(0 < x < EPF)$

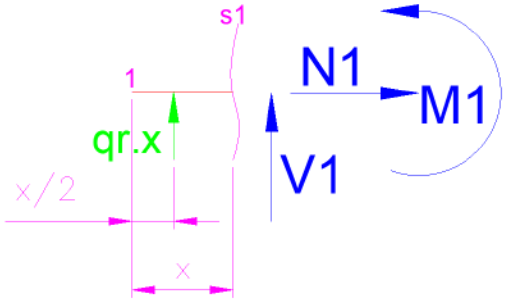


Figura A-76: Sección 1 - pernos pasantes:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-76:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N1_{p1} = 0 \text{ (A.204)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V1_{p1} + q_r . x = 0 \text{ (A.205)}$$
$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow M1_{p1} - \frac{q_r . x^2}{2} = 0 \text{ (A.206)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N1_{p1} = 0 \text{ (A.207)}$$
$$V1_{p1} = q_r . x \text{ (A.208)}$$
$$M1_{p1} = \frac{q_r . x^2}{2} \text{ (A.209)}$$

Sección 2: $(EPF < x < EPF + EB)$

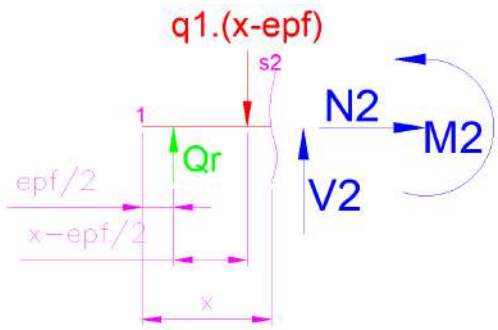


Figura A-77: Sección 2 - pernos pasantes:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-77:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N2_{p1} = 0 \text{ (A.210)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V2_{p1} + Qr - q_1.(x - EPF) = 0 \text{ (A.211)}$$
$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M2_{p1} - Qr.(x - EPF/2) + q_1.\frac{(x-EPF)^2}{2} = 0 \text{ (A.212)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N2_{p1} = 0 \text{ (A.213)}$$
$$V2_{p1} = q_1.(x - EPF) - Qr \text{ (A.214)}$$
$$M2_{p1} = Qr.(x - EPF/2) - q_1.\frac{(x-EPF)^2}{2} \text{ (A.215)}$$

Sección 3: $(EPF + EB < x < EPF + EB + DIB)$

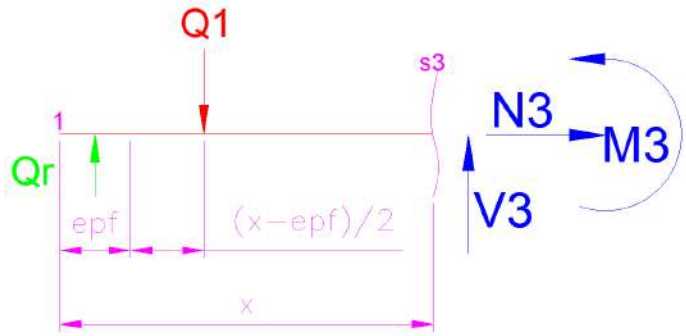


Figura A-78: Sección 3 - pernos pasantes:

Se plantean las ecuaciones de equilibrio a partir de la Figura A-78:

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N3_{p1} = 0 \text{ (A.216)}$$
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V3_{p1} + Qr - R1 = 0 \text{ (A.217)}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow M3_{p1} - Qr.(x - EPF/2) + R1.(x - EPF - EB/2) = 0 \text{ (A.218)}$$

Entonces quedan las siguientes relaciones:

$$N3_{p1} = 0 \text{ (A.219)}$$

$$V3_{p1} = R1 - Qr \text{ (A.220)}$$

$$M3_{p1} = R1.\left(\frac{EPF+EB}{2}\right) \text{ (A.221)}$$

Anexo B: Cálculos generales

B.1: Cálculo de uniones roscadas

El cálculo de las uniones roscadas varía con respecto al tipo de bulón seleccionado, cantidad de piezas a fijar, espesores, fuerzas aplicadas, etc. La idea de esta sección es presentar el cálculo de forma general con los parámetros principales, para luego adjuntar los resultados de cada unión en particular en cada sección correspondiente.

Aquí se seguirá la metodología planteada por el libro de referencia [34], en la cual se definen los parámetros de entrada, para llegar finalmente a un número de bulones/tornillos admisibles para soportar las cargas aplicadas y mantener la unión.

Por otro lado, se calcula la precarga que se necesita en cada caso, sin embargo, para el caso de la unión roscada de la tapa del cubo inferior de la barra soporte, la precarga estará dada por SKF, ya que esta tapa estará en contacto con el rodamiento produciendo dicho esfuerzo en el mismo.

Cálculo de la precarga

Como se mencionó, en algunos casos la precarga se debe calcular y en otros es un dato dado por catálogo de fabricante. Para calcular la precarga, se parte del análisis de cada unión, ya que se debe identificar la fuerza tangencial al bulón, y la fuerza normal al mismo, ambas totales. Lo anterior variará con respecto a la dirección y ubicación del bulón.
Una vez conocidas las fuerzas normales y tangenciales máximas, se las divide por la cantidad de bulones dispuestos en la unión, y se procede a calcular la precarga, haciendo uso de la fuerza tangencial, como sigue.

$$Fi = f.F_T \quad \text{(B.1)}$$

Siendo:
Fi: $Fuerza\ de\ precarga\ [N]$
f: $coeficiente\ de\ fricción\ acero/acero\ [-]$
F_T: $carga\ tangencial\ al\ bulón\ [N]$

El valor del coeficiente de fricción estática entre dos superficies de acero, se determina en 0,74 [35].

Para obtener un valor de precarga aún más útil, se debe transformar a un momento aplicado, esto se hace a través de la siguiente ecuación.

$$M = Fi.K.D \quad \text{(B.2)}$$

Siendo:
M: $Momento/Torque\ de\ precarga\ [Nmm]$
K: $Condición\ del\ perno/bulón\ [-]$

D: $Diámetro\ nominal\ del\ bulón$ $[mm]$

En la siguiente Figura B-1, se observan los valores típicos de K, para este caso, se selecciona un valor de 0,3.

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Figura B-1: Valores típicos de condición del perno [34]:

Cantidad de sujetadores admisible

Existen dos casos principales, bulones y pernos (Figura B-2), en cada uno se debe dimensionar a partir de conservar la rigidez de la unión en su totalidad, incluyendo al elemento roscado y a las chapas o cuerpos fijados.

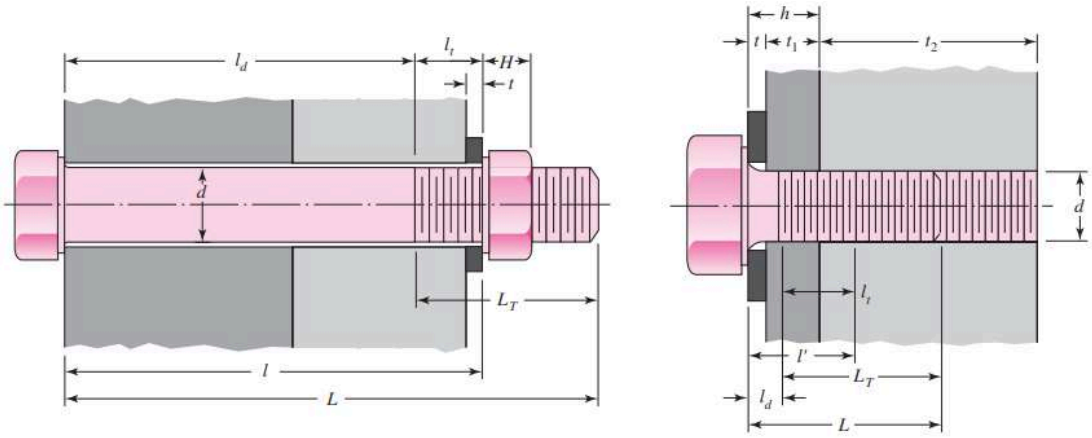


Figura B-2: Dimensiones de los sujetadores [34]:

Las diferencias entre ambos casos son considerables, en el perno se tiene un roscado menor con respecto al largo total, y se tiene una tuerca en el lado de atrás de la unión, es decir, las chapas unidas no llevarán un agujero roscado. Por otro lado, para el caso del bulón, una de las capas debe tener roscado, ya que no se dispone de una tuerca al final de la unión.

Primero se tienen los datos de entrada, que tienen que ver con el modelado, como los largos principales, espesores, diámetros, resistencias del material del bulón/perno, espesores de las chapas, espesores de las arandelas y de las tuercas, etc.

Para todos los casos, el material que se selecciona para el perno/bulón/tornillo es correspondiente a la norma DIN, con una calidad de 12.9. A continuación (Tabla B-1), se observan las características principales del material de este componente, con su correspondiente factor de seguridad.

MATERIAL - SUJETADOR		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
NORMA	DIN 24014	-
Calidad	12.9	-
Par de apriete máx	97.5	N.m
Módulo de elasticidad	207000	N/mm2
σ elástico (resist. de prueba Sp)	970	N/mm2
FOS	3	-
σ adm	**323.3**	N/mm2

Tabla B-1: Material de los sujetadores:

Otro de los valores de entrada es el ángulo de cono, que se utiliza el mismo para todos los casos, ya que es una recomendación de la referencia de cálculo comentada. Este valor se utiliza en una metodología para calcular la rigidez de la unión, un valor óptimo que no sobreestima la rigidez y verifica empíricamente es un ángulo de cono de 30°.

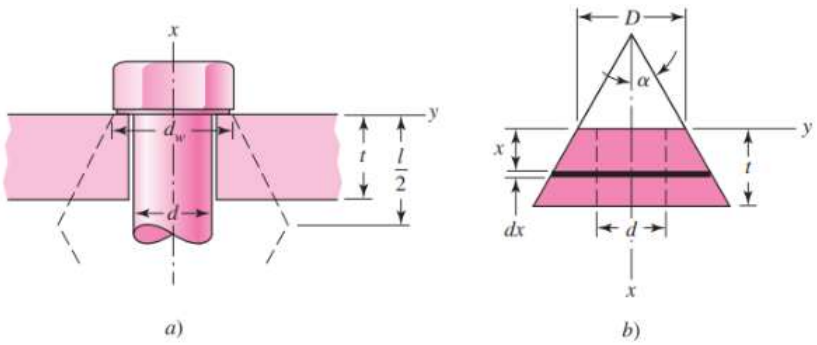


Figura B-3: Dimensiones y ángulo de cono [34]:

Teniendo como dato el diámetro nominal del sujetador (d o D), y el largo del mismo (L), se procede a calcular la longitud roscada (L_T), que para el caso de série métrica, se calcula de la siguiente forma.

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6\ \text{mm}, & l \leq 125, d \leq 48\ \text{mm} \\ 2d + 12\ \text{mm}, & 125 < l \leq 200\ \text{mm} \\ 2d + 25\ \text{mm}, & l > 200\ \text{mm} \end{cases}$$

Figura B-4: Relaciones para el cálculo de la longitud roscada [34]:

Para el caso del bulón, se debe calcular el agarre efectivo (l'), que dependerá del espesor de la chapa roscada y del diámetro nominal del bulón.

$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

Figura B-5: Cálculo del agarre efectivo [34]:

Por otro lado, el agarre efectivo para el perno (l), se calcula considerando el largo del mismo y el espesor de la arandela (t):

$$l = L + t \text{ (B.3)}$$

Lo siguiente, es calcular la longitud de la parte útil son rosca (l_d) y la longitud de la parte útil roscada (l_t). Ambas dependen de la longitud del sujetador (L).

Para bulones, con longitudes del sujetador de: $L > h + 1.5d$

$$l_d = L - L_T \text{ (B.4)}$$
$$l_t = l' - l_d \text{ (B.5)}$$

Para pernos, con longitudes del sujetador de: $L > l + H$

$$l_d = L - L_T \text{ (B.6)}$$
$$l_t = l - l_d \text{ (B.7)}$$

Luego, se deben conocer dos áreas, una es el área de la parte sin roscar (A_d) y la otra es el área de la parte roscada (A_t). El área sin roscar se calcula considerando el diámetro nominal del sujetador como sigue.

$$A_d = \frac{\pi . d^2}{4} \text{ (B.8)}$$

Por otro lado, el área roscada, se extrae de la siguiente tabla, en la que solamente se adjuntan los datos de los sujetadores cuyos diámetros nominales se utilizan en la presente.

Diámetro mayor nominal d, mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A_t, mm²	Área del diámetro menor A_r, mm²	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A_t, mm²	Área del diámetro menor A_r, mm²
6	1	20.1	17.9			
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3

Figura B-6: Datos del sujetador [34]:

Ahora, se puede proceder a calcular la rigidez del sujetador (kb), como sigue.

$$kb = \frac{A_d.A_t.E}{A_d.l_t+A_t.l_d} \text{ (B.9)}$$

La última rigidez que se desea conocer es la del elemento (km), es decir, la rigidez de la unión. El método de cálculo de esta rigidez tiene una complejidad muy alta, luego de sucesivas aproximaciones y simplificaciones, el libro de referencia brinda una fórmula empírica para el cálculo, que se observa a continuación.

$$km = \frac{0.5774\pi Ed}{2ln\left(5\frac{0.5774l+0.5d}{0.5774l+2.5d}\right)} \text{ (B.10)}$$

Una vez conocido este valor, se procede a calcular la constante de rigidez de la unión (C), de la siguiente forma:

$$C = \frac{kb}{kb+km} \text{ (B.11)}$$

Entonces, teniendo en cuenta la carga normal aplicada al perno (P), que es conocida desde el principio, se puede calcular la carga resultante en mismo (Fb), de la siguiente forma.

$$Fb = C.P + Fi \text{ (B.12)}$$

Finalmente, se puede calcular la cantidad admisible de sujetadores (N_{adm}) en la unión. Sabiendo que la carga de prueba del sujetador (Sp) es el equivalente al límite elástico de los materiales, y considerando lo calculado hasta el momento, la cantidad admisible de sujetadores se calcula de la siguiente forma.

$$N_{adm} = \frac{Sp.A_t-Fi}{C.P} \text{ (B.13)}$$

Como ya se comentó, el planteo de esta sección del Anexo es el general para el cálculo de uniones roscadas, que es útil para cada caso particularmente, donde se adjunta solamente las tablas de resultados o algún cálculo extra que sea necesario y se referencia a esta sección.

B.2: Desarrollo general de las tensiones equivalentes de Von Mises

A continuación, se describen las tensiones que influyen en el cálculo de las tensiones equivalentes de Von Mises, y que se utilizan en muchas secciones del trabajo.

$\sigma_N = \frac{N}{A} \rightarrow esfuerzo\ normal\ debido\ a\ fuerza\ normal.$ (B.14)

$\sigma_M = \frac{M.c}{I} \rightarrow esfuerzo\ normal\ máximo\ debido\ a\ flector.$ (B.15)

$M = momento\ flector.$

$c = distancia\ del\ punto\ más\ alejado\ al\ eje\ neutro.$

$I = momento\ de\ inercia\ de\ la\ sección\ respecto\ al\ eje\ neutro\ (es\ el\ eje\ y).$

$\tau = \frac{V.Q}{I.t} \rightarrow Esfuerzo\ de\ corte,\ debido\ a\ fuerza\ de\ corte.$ (B.16)

$V = fuerza\ de\ corte.$

$Q = y'.A',\ momento\ de\ primer\ orden$ (B-17)
donde A’ es la parte superior o inferior del área de la sección transversal del elemento, del plano de sección donde se mide t (se toma la mitad del área), luego, y’ es la distancia desde el eje neutro hasta el centroide de A.

$t = ancho\ de\ la\ sección\ en\ dirección\ x$ (se considera solo el ancho sobre el que se tenga material).

B.3: Soldadura

En una buena parte del mecanismo se utiliza la soldadura para fijar piezas, como pueden ser el cubo superior de la Barra Soporte a la Bancada al Chasis, o las chapas que deben soldarse a la misma Barra Soporte, entre otros. Generalmente se tienen dos tipos de acero, el SAE 1045 y el AISI 4140, en algunos lugares se deben soldar dos piezas del mismo material, pero hay casos como en la soldadura de las Barras 1 y 3 con la Barra 4-5 que se debe soldar SAE 1045 y AISI 4140. Por lo tanto, se deberá disponer del material de aporte adecuado dado por el electrodo.
Además, se deberán conocer aquellas uniones soldadas que se encuentran más solicitadas, para así poder calcular el tamaño (radio) de la soldadura.

Soldadura 1045-1045

Primero, se plantean a continuación los parámetros principales del electrodo que se utiliza en esta soldadura homogénea, que se observan en la siguiente Tabla B-2.

ELECTRODO		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Material 1	SAE 1045	-
Material 2	SAE 1045	-
Electrodo	E7015	-
Resistencia a la tracción	482	[N/mm2]
Posición de soldadura	Toda posición	-
Revestimiento	Básico	-

Tabla B-2: Parámetros del electrodo de soldadura homogénea:

Soldadura 4140-1045

También se plantean los parámetros principales del electrodo que se utiliza en esta soldadura heterogénea, que se observan en la siguiente Tabla B-3.

ELECTRODO		
Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Material 1	SAE 4140	-
Material 2	SAE 1045	-
Electrodo	E8015-B2L	-
Resistencia a la tracción	551	[N/mm2]
Posición de soldadura	Toda posición	-
Revestimiento	Básico	-

Tabla B-3: Parámetros del electrodo de soldadura heterogénea:

Luego, mediante las recomendaciones del libro de referencia [36] el cual se basa en los procedimientos de la norma AWS (American Welding Society), se identifican los

cordones de soldadura más solicitados y se procede a verificar su tamaño, teniendo en cuenta la fuerza aplicada.

La soldadura del tipo juntas a tope de acuerdo con la página 301 [36] no requiere ser validada ya que:
"De acuerdo con la Lincoln Electric Company, una soldadura a tope, cuando está hecha correctamente, tiene igual o mejor resistencia que la placa y no hay necesidad de calcular el esfuerzo en la soldadura, ni hacer ensayos para determinar su dimensión. Cuando se sueldan aceros de aleación, es necesario hacer coincidir la resistencia del electrodo con la resistencia de la placa"

La soldadura del tipo filete tiene las siguientes distribuciones de esfuerzos (Figura B-7).

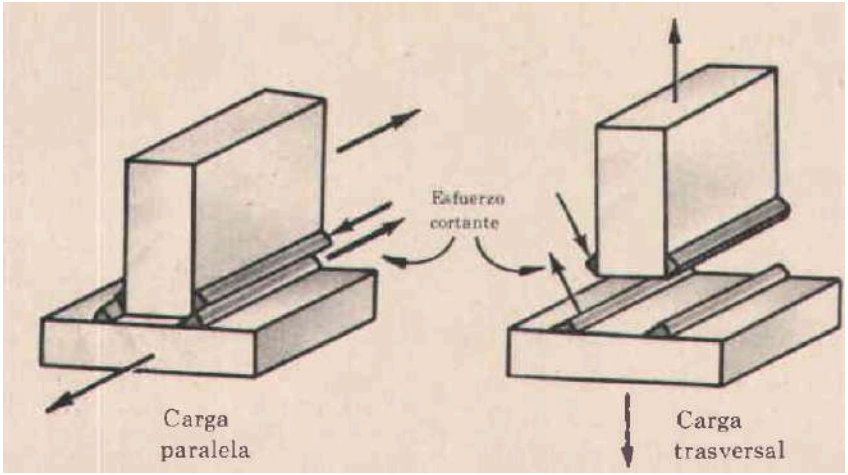


Figura B-7: Esfuerzos en soldadura tipo filete [36]:

Considerando soldaduras con filetes con lados w iguales, se calcula la carga paralela permisible por pulgada F_{all}:

$$F_{all} = S_{all}.A \text{ (B.18)}$$

Siendo:
$S_{all} = 13600\ psi$ (esfuerzo cortante permisible de acuerdo con el código AWS)
$A = 0,707.w$ (área de la sección del filete)

Por su parte, la carga transversal permisible por pulgada F_{all} es:

$$F_{all} = \frac{S_{all}.A}{cos(22.5°)} \text{ (B.19)}$$

Todos estos cálculos se encuentran resumidos en las siguiente Tabla B-4:

TENSIÓN ADMISIBLE SOLDADURA			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Esfuerzo cortante permisible	13600	[psi]	S_all
Largo lado filete	5	[mm]	w
Largo lado filete	0.1969	[In]	w
Area filete	0.1392	[In^2]	A
Carga paralela permisible por pulgada	1892.76	[psi]	-
Carga transversal permisible por pulgada	2048.70	[psi]	-
Carga paralela permisible por pulgada	13.05	[N/mm2]	-
Carga transversal permisible por pulgada	14.13	[N/mm2]	-
Carga paralela permisible por mm	0.51	[N/mm2]	F_all_p
Carga transversal permisible por mm	0.56	[N/mm2]	F_all_t

Tabla B-4: Tensión admisible en la soldadura:

En la siguiente Figura B-8, se observan las secciones críticas para cargas paralelas y transversales.

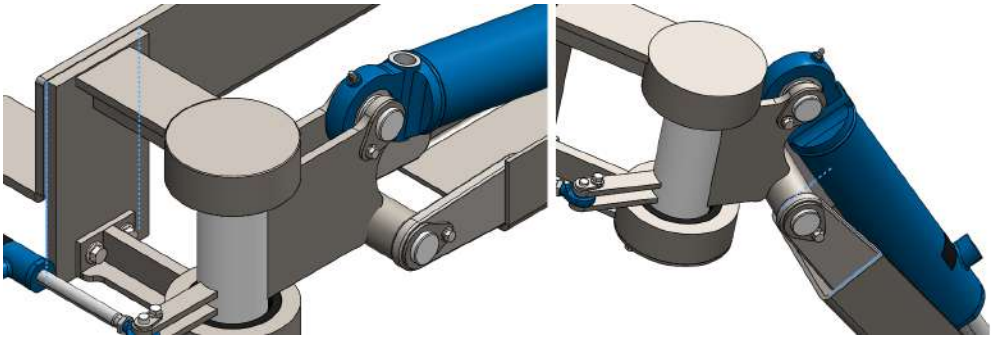


Figura B-8: Soldaduras críticas del modelado:

Gracias a las simulaciones [Anexo C] se sabe que las tensiones en dichas zonas están por debajo de 15 MPa, a partir de este dato es que se verifican las soldaduras de la Figura B-8, los cálculos se encuentran resumidos en la Tabla B-5.

VERIFICACIÓN SOLDADURA CARGA PARALELA			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Largo del cordón de soldadura	126.0	[mm]	l
Largo lado filete	5	[mm]	w
Tensión admisible	65	[N/mm2]	T_adm
Tensión en la soldadura	15	[N/mm2]	T_sold
VERIFICACIÓN SOLDADURA CARGA TRANSVERSAL			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Largo del cordón de soldadura	60.0	[mm]	l
Largo lado filete	5	[mm]	w
Tensión admisible	33	[N/mm2]	T_adm
Tensión en la soldadura	15	[N/mm2]	T_sold

Tabla B-5: Verificación de soldaduras:

B.4: Centro de masa

Inicialmente, se poseen los datos de la ubicación del centro de masa del vehículo sin el sistema, como se vio anteriormente (Figura 1-1).

Para conocer donde se ubica el nuevo centro de masa que se da debido a la incorporación de los dos sistemas en el chasis, se realiza un ensamblaje en SolidWorks, donde se puede determinar el centro de masa de los mismos. Por otro lado, para no inducir errores, solamente se seleccionan los ensamblajes de los sistemas diseñados, ya que el vehículo en sí se encuentra incompleto (Figura B-9).

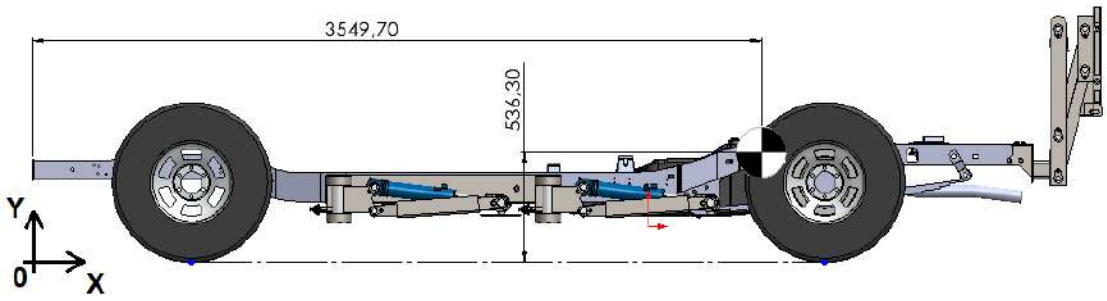


Figura B-9: Ubicación del centro de masa entre los dos sistemas:

Lo siguiente es calcular individualmente las distancias finales del centro de masa en cada eje. Se tienen entonces, las siguientes ecuaciones.

$$Xcm = \frac{m1.x1+m2.x2}{m1+m2} \quad \text{(B.20)}$$

$$Ycm = \frac{m1.y1+m2.y2}{m1+m2} \text{ (B.21)}$$

Siendo:

Xcm: $coordenada\ x\ del\ Centro\ de\ Masa\ final$
Ycm: $coordenada\ y\ del\ Centro\ de\ Masa\ final$
$x1$: $coordenada\ x\ del\ Centro\ de\ Masa\ del\ vehículo = 2123,5\ mm$
$y1$: $coordenada\ y\ del\ Centro\ de\ Masa\ del\ vehículo = 585\ mm$
$x2$: $coordenada\ x\ del\ Centro\ de\ Masa\ del\ sistema\ completo = 3549,7\ mm$
$y2$: $coordenada\ x\ del\ Centro\ de\ Masa\ del\ sistema\ completo = 536,3$
$m1$: $masa\ del\ vehículo = 1408\ kg$
$m2$: $masa\ del\ sistema\ completo = 402\ kg$

Finalmente, se informa el nuevo centro de masa.

$$(Xcm;\ Ycm) = (2440;\ 574)\ mm \text{ (B.22)}$$

Anexo C: Simulaciones

C.1: Elevación del vehículo

Se llevan a cabo simulaciones estáticas para comprobar las dimensiones de cada uno de los componentes, que fueron calculadas analíticamente, se opta por simular la mitad del sistema (lado izquierdo) debido al tiempo en que demora en completarse la simulación y teniendo en cuenta que los resultados son extrapolables al otro lado debido a la simetría.
Se comienza definiendo las vinculaciones entre componentes, cargas y sujeciones, como se observa en la Figura C-1:

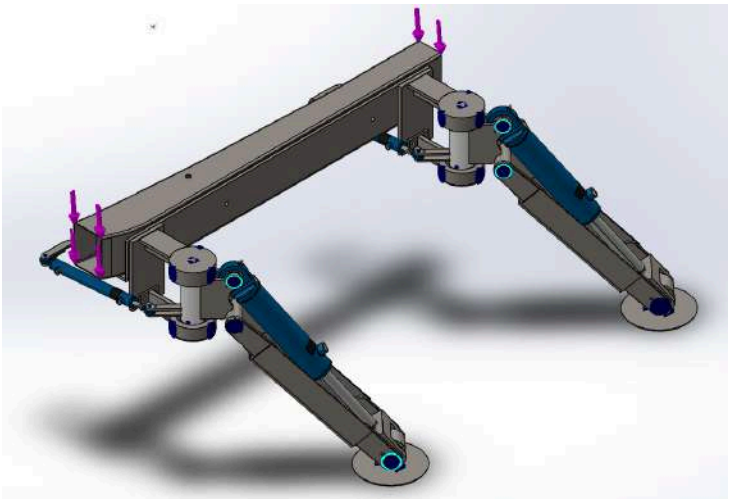


Figura C-1: Vinculaciones, sujeciones y cargas aplicadas:

Se añade una sección recortada del chasis y en sus extremos se aplica la mitad del peso de la camioneta (unos 1405 kg equivalentes a 13783,1 N).
Definidas las cargas se prosigue con las vinculaciones entre componentes, se retiran elementos estándar como por ejemplo rodamientos y se definen vinculaciones de rodamientos en el cubo inferior y superior.
Respecto a los pernos, estos se retiran de la simulación y se reemplazan por la función pasadores, en la cual se indica el módulo de la sección, propiedades del material y factor de seguridad utilizado para verificar los pernos y simplificar la vinculación entre componentes, simulando el comportamiento que se tendría realmente y permitiendo verificar cada perno individualmente.
Finalmente se define como rígido al cilindro hidráulico y a la base soporte inferior, esta última se simula aparte debido a que si se tiene en cuenta en el conjunto completo no se permite restringir correctamente al sistema, sobre esta se configura la simulación de igual forma de cómo se hizo para el resto del sistema (Figura C-2).

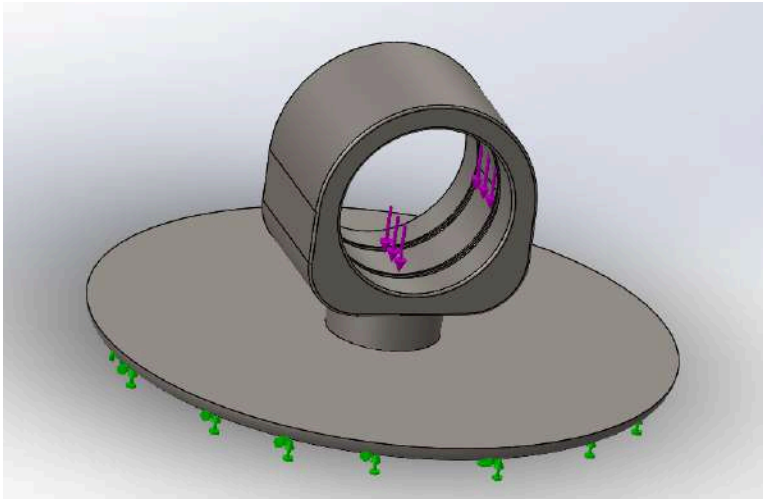


Figura C-2: Vinculaciones y carga de Base con el suelo:

Tensiones equivalentes de Von Mises

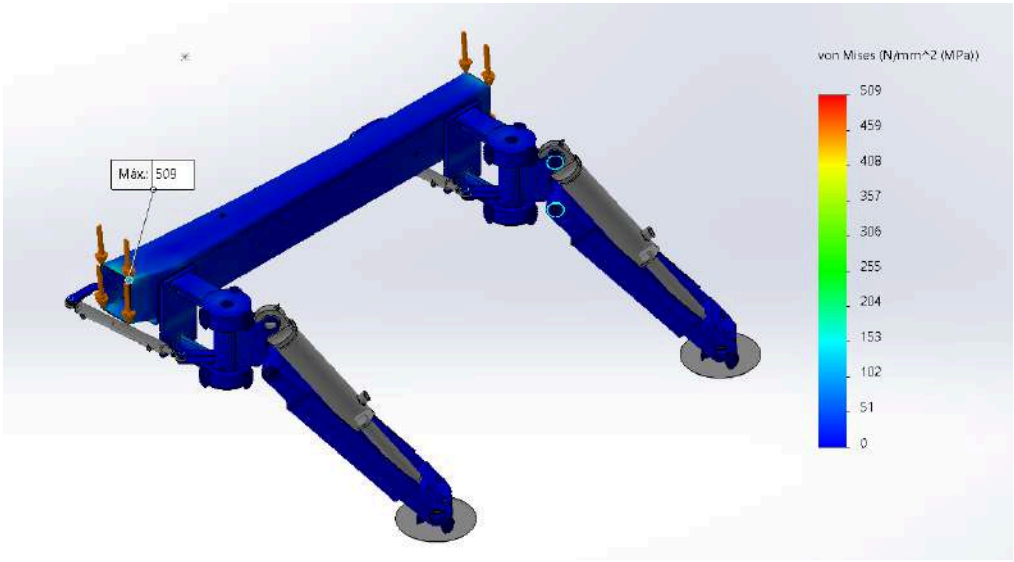


Figura C-3: Tensiones de Von Mises del sistema:

En la Figura C-3 se observa una tensión máxima de 509 MPa que se da en el extremo del chasis donde se colocaron las cargas, este valor máximo se desestima, ya que la sección de interés a analizar del chasis es donde termina la bancada, que es donde se demostró teóricamente que los esfuerzos son mayores (Anexo A.5). Teniendo esto en cuenta, en la siguiente Figura C-4 se encuentra una vista inferior para observar este sector en particular.

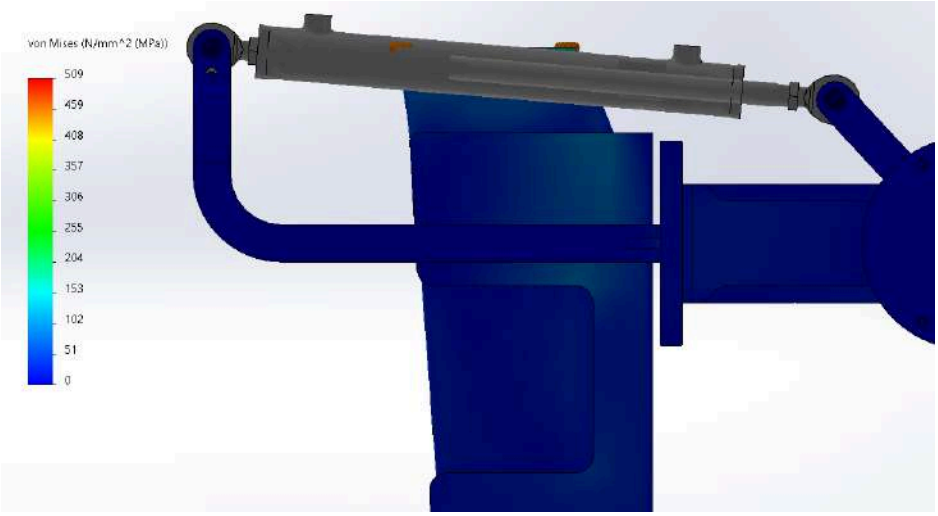


Figura C-4: Vista de la sección donde termina la bancada:

En la Figura C-4, se observa que se logran tensiones de alrededor de 102 MPa, que es justamente la tensión admisible del chasis considerando un factor de seguridad de 3 y el límite elástico del material del chasis. Por su parte, en la Figura C-5 se observa cómo emplea la herramienta iso-superficies para mostrar de forma más clara las tensiones que se generan.

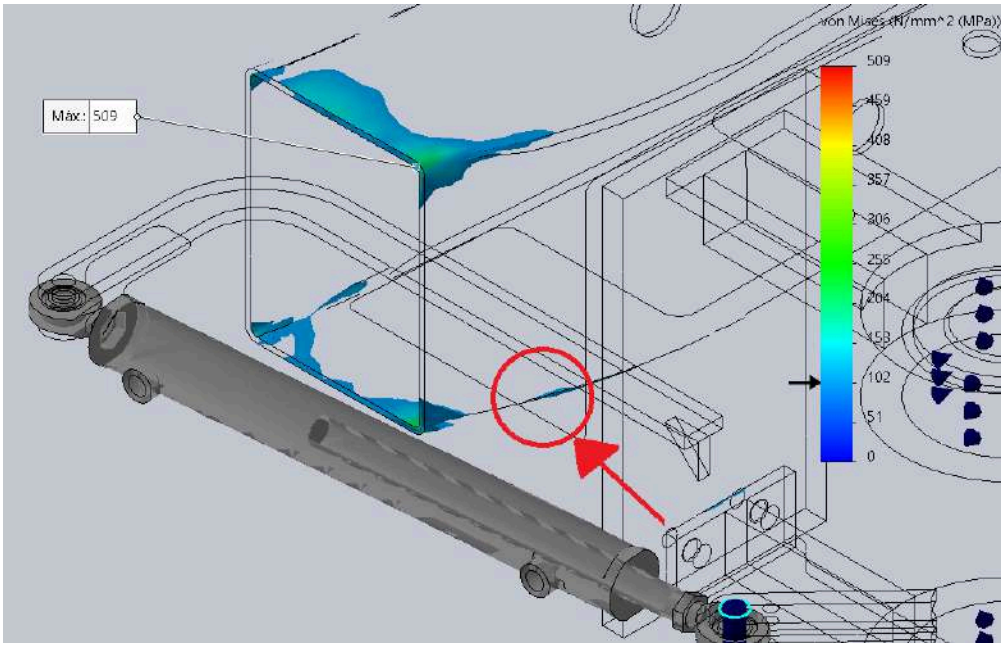


Figura C-5: Iso-superficies de la sección donde termina la bancada:

El valor mencionado de 102 MPa se da en las esquinas del chasis justo donde termina la bancada como se indica en la Figura C-5, esto asegura que en el chasis no se supera

el límite elástico, y además se podrá elevar la camioneta con un factor de seguridad de 3 respecto a los esfuerzos a los que está sometido chasis.
Verificado el chasis, se analiza el resto del sistema, de igual forma con la herramienta iso-superficies se analiza el máximo en el resto de los componentes (Figura C-6).

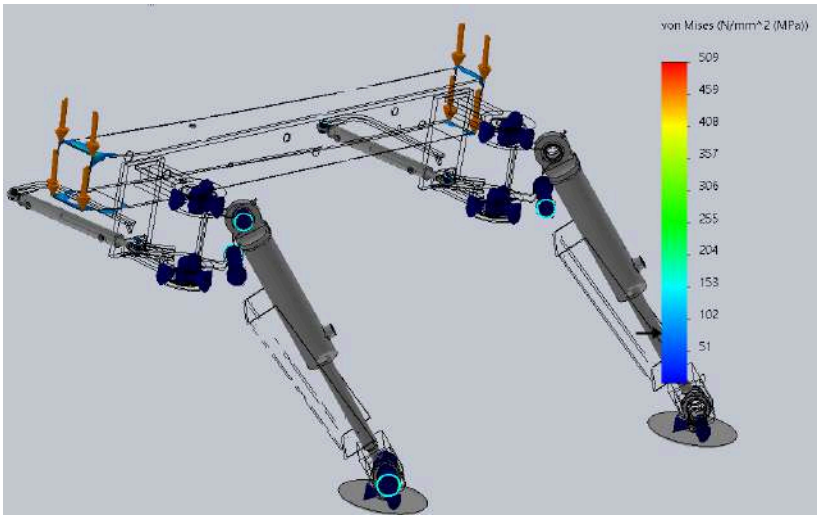


Figura C-6: Iso-superficies en todo el sistema:

Se fija el valor de iso-superficies en 80 MPa y se encuentra que en el sistema el máximo se da en el cubo inferior, como se observa en la siguiente Figura C-7.

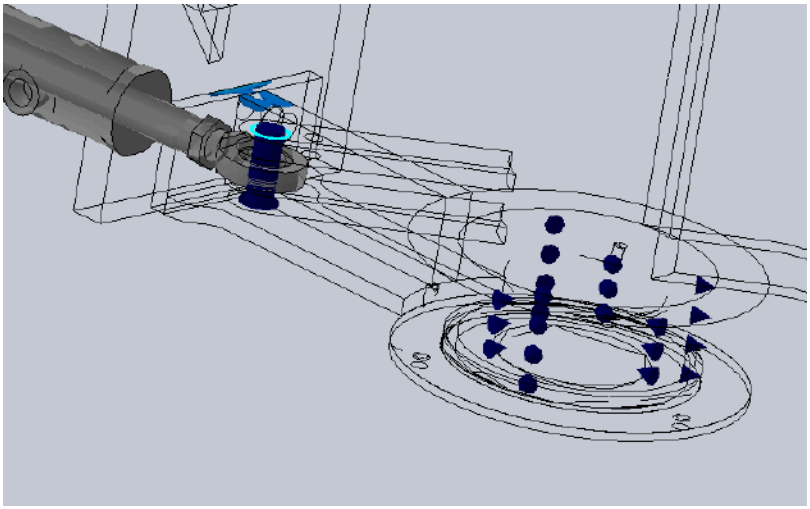


Figura C-7: Ubicación de la tensión máxima en el sistema:

El valor de 80 MPa se encuentra por debajo de la tensión admisible de todas las piezas pertenecientes a la simulación.
Finalmente, queda verificar la base soporte inferior, en la siguiente Figura C-8 se observan las tensiones y en donde se da su máximo.

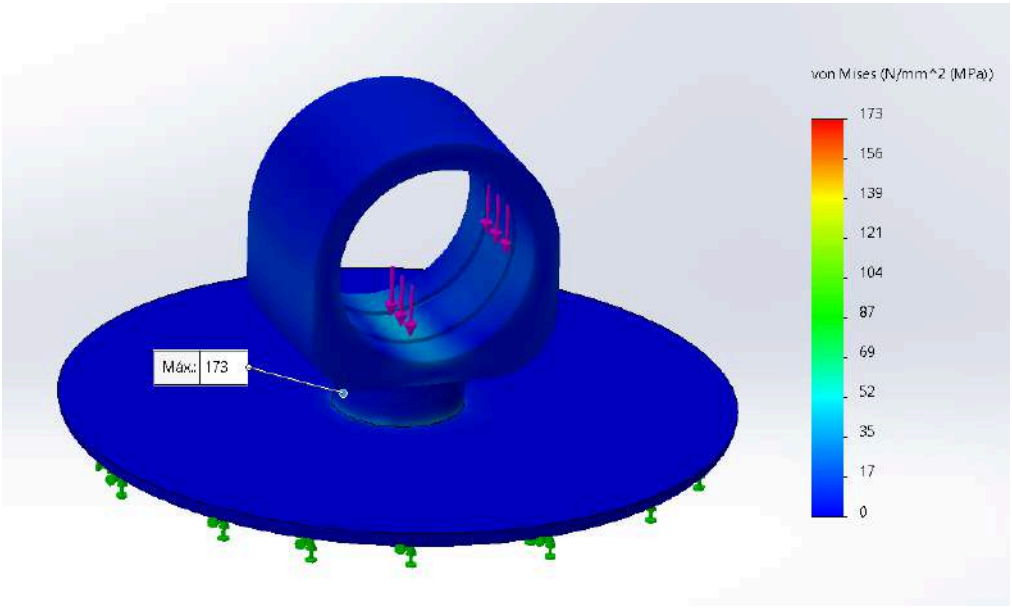


Figura C-8: Tensiones de Von Mises en la base al suelo:

Con la herramienta iso-superficies se puede observar mejor donde se da el máximo (Figura C-9).

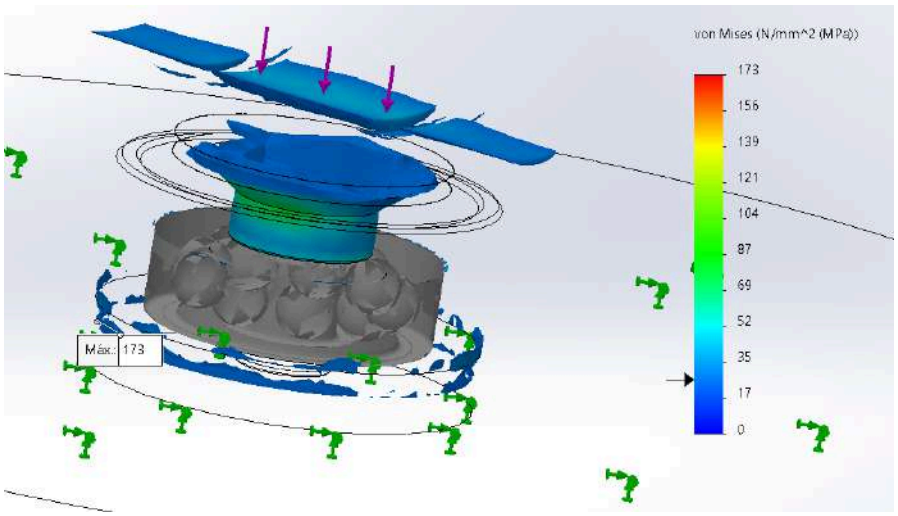


Figura C-9: Iso-superficies en la base al suelo:

El máximo se da en el eje de la rótula de la base y es de 173 MPa, considerando el límite elástico del material y un factor de seguridad de 3 se tiene una tensión admisible de 177 MPa, por lo tanto, también se encuentra por debajo de su tensión admisible.

Con esto quedan verificadas las tensiones de Von Mises.

Desplazamientos

En la Figura C-10 se observa que el desplazamiento máximo se da en el extremo del chasis.

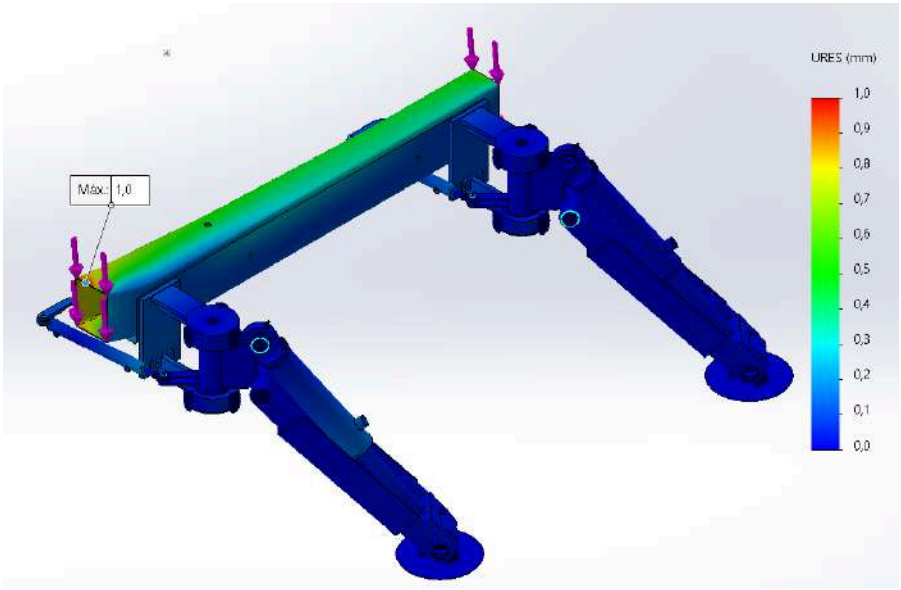


Figura C-10: Desplazamientos del sistema:

De igual manera que en el apartado anterior, se desestima, debido a la colocación de las fuerzas. En la Figura C-11 se puede observar que donde termina la bancada se tienen desplazamiento del orden de 0,6 mm, lo que es un valor razonable considerando el tamaño de las partes.

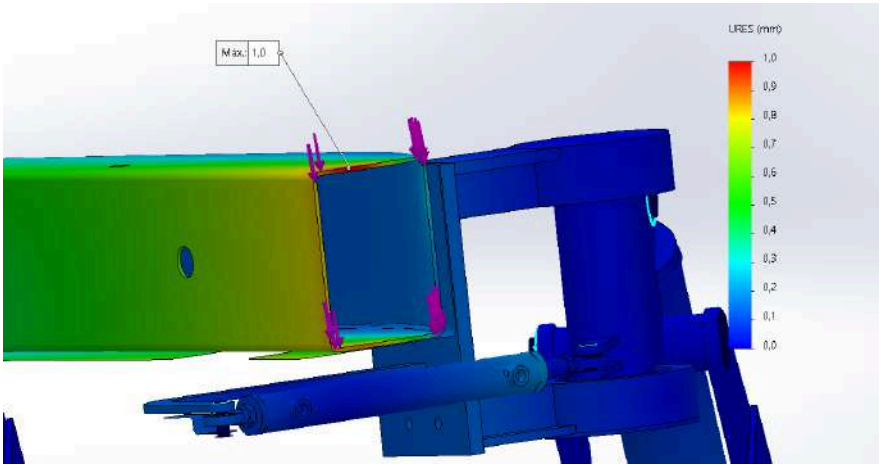


Figura C-11: Desplazamientos donde termina la bancada:

Por otro lado, se puede observar que el sistema tiene desplazamientos máximos de 0,3 mm, también razonable.
Respecto a la base, se tienen valores por debajo de 0,017 mm, lo que es más que aceptable (Figura C-12).

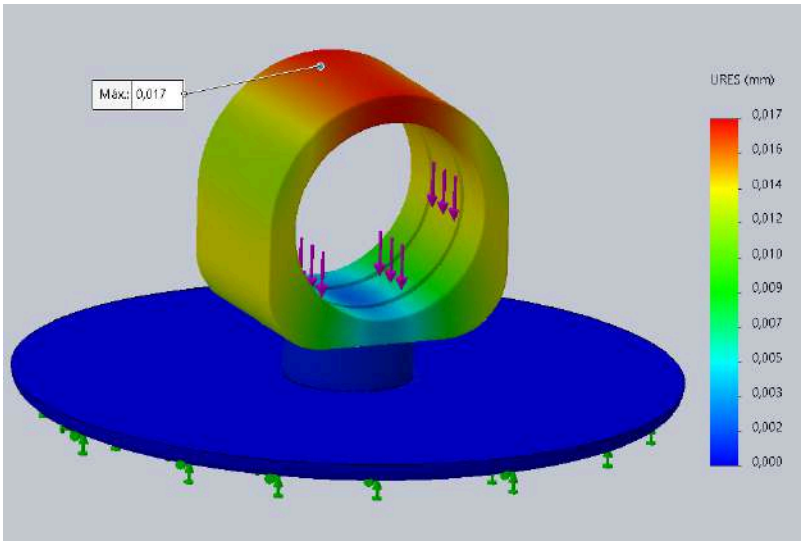


Figura C-12: Desplazamientos en la base al suelo:

Deformaciones unitarias equivalentes

De igual manera que con los desplazamientos, las deformaciones son mínimas, el valor más alto se da en un extremo del chasis y es de 0,11%, (Figura C-13).

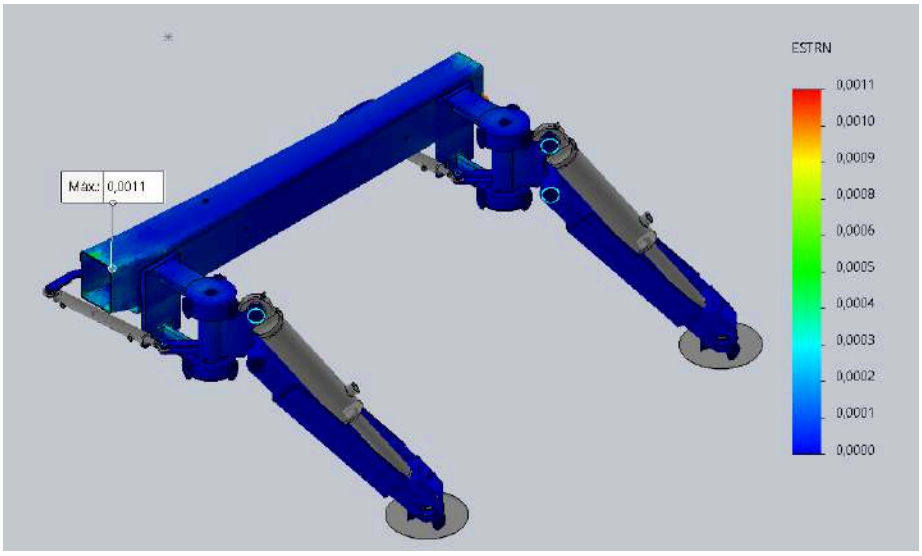


Figura C-13: Deformaciones unitarias equivalentes del sistema:

Comprobación de pasadores/pernos

El software SolidWorks, posee un apartado dentro de la simulación donde se puede informar cuales son las conexiones en el sistema, allí se colocan los pernos o pasadores que existen, con sus materiales y caras donde apoyan, además del área que poseen.

Esto sirve para realizar una simulación más realista a la hora de transferir esfuerzos entre piezas.

Luego de simular, se dispone de una comprobación de los mismos, que se muestra a continuación en la Figura C-14.

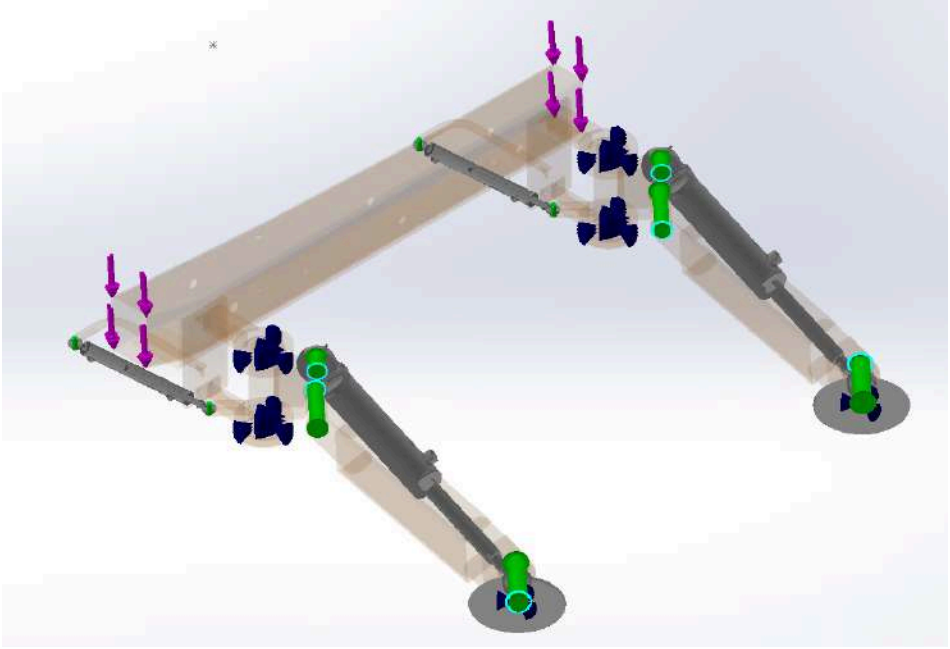


Figura C-14: Comprobación de pernos/pasadores del sistema:

Se puede observar cómo cumplen de forma óptima todos los pasadores, ya que se muestran con color verde. Por otro lado, el Software brinda un apartado donde se detalla con qué factor de seguridad cumple cada pasador, en todos los casos se excede el factor de 3, por lo que los pernos funcionan correctamente.

C.2: Caja de carga

Se corroboran los cálculos y los diseños del sistema, el montaje y el chasis, para confirmar que soporta los esfuerzos.
Para esto, se simula el conjunto en su totalidad, para así obtener los resultados más realistas posibles, con las relaciones reales entre cada pieza. Esto se prefiere, ya que si se simula cada pieza por separado es muy complejo conocer los esfuerzos que realmente están sometiendo a las mismas, y se puede caer en una sobre simplificación que subestime el sistema o peor, que lo sobreestime.

Para conocer el comportamiento del chasis, se lo agrega en la simulación con el sistema. En la Figura C-15, se observan las sujeciones y la fuerza aplicada en el sistema, que corresponde a una masa repartida en la puerta y en la extensión de la caja de 500 kg.

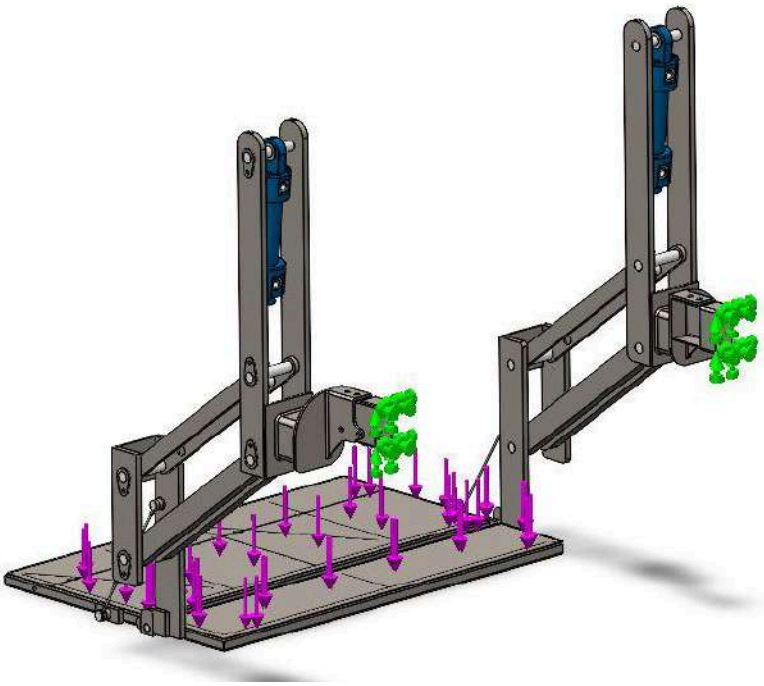


Figura C-15: Sujeciones y carga aplicada:

Para comprender mejor la sujeción, se observa a continuación amplificada (Figura C-16).

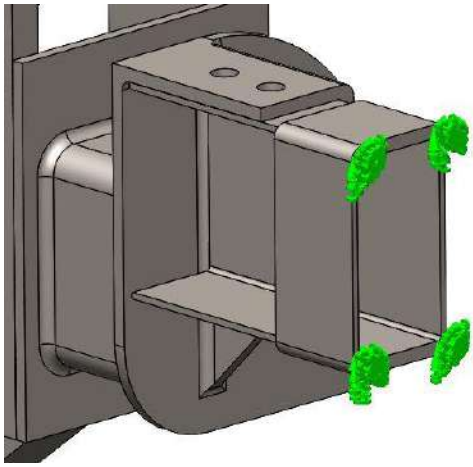


Figura C-16: Vista aumentada a la sujeción:

Lo siguiente es aplicar el mallado (Figura C-18), en el cual debido a errores presentados se le tuvo que agregar controles de mallado a aquellas piezas que no podían mallarse. Las piezas con control de mallado se observan a continuación en la Figura C-17, además, se aplicó al montaje del sistema, incluyendo el chasis.

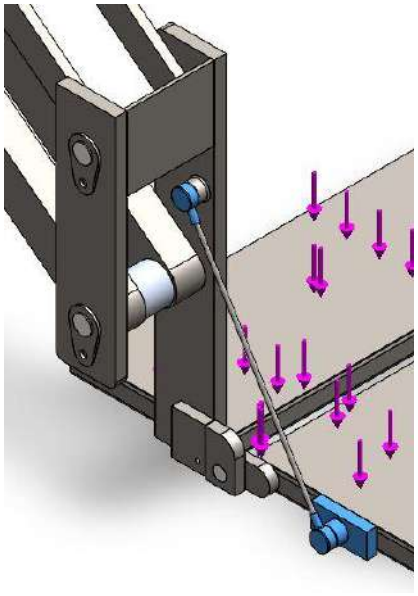


Figura C-17: Piezas con control de mallado:

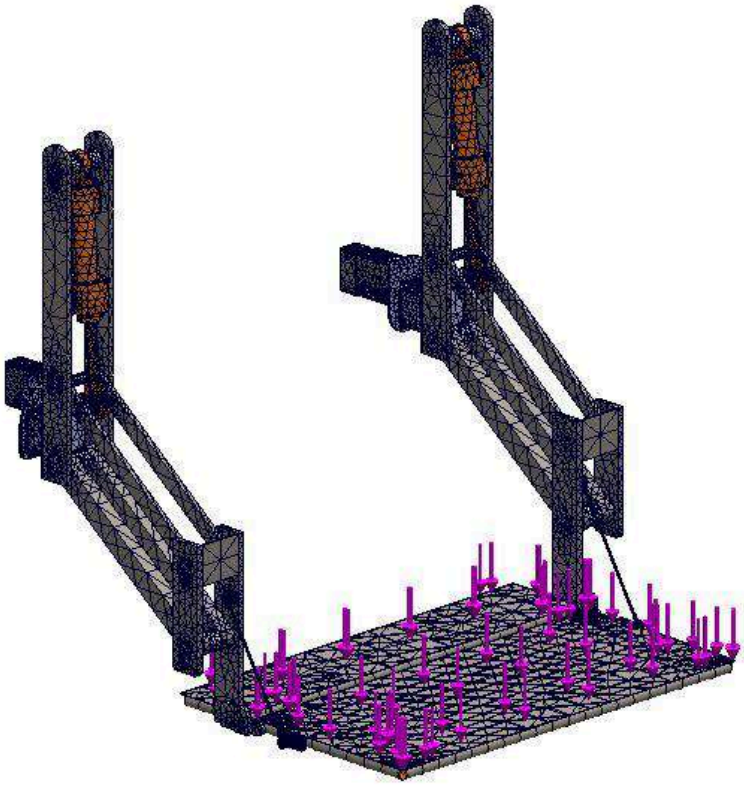


Figura C-18: Mallado del sistema:

Los cilindros hidráulicos se consideran rígidos (debido a esto se observan de color naranja), se toma esta decisión dado que no se conoce el diseño ni material del

fabricante, simplemente se descargó una versión simplificada que facilita el mismo. Además, este componente se selecciona en base a cálculos anteriormente realizados y presentados.

El mallado se muestra más detalladamente en la Figura C-19.

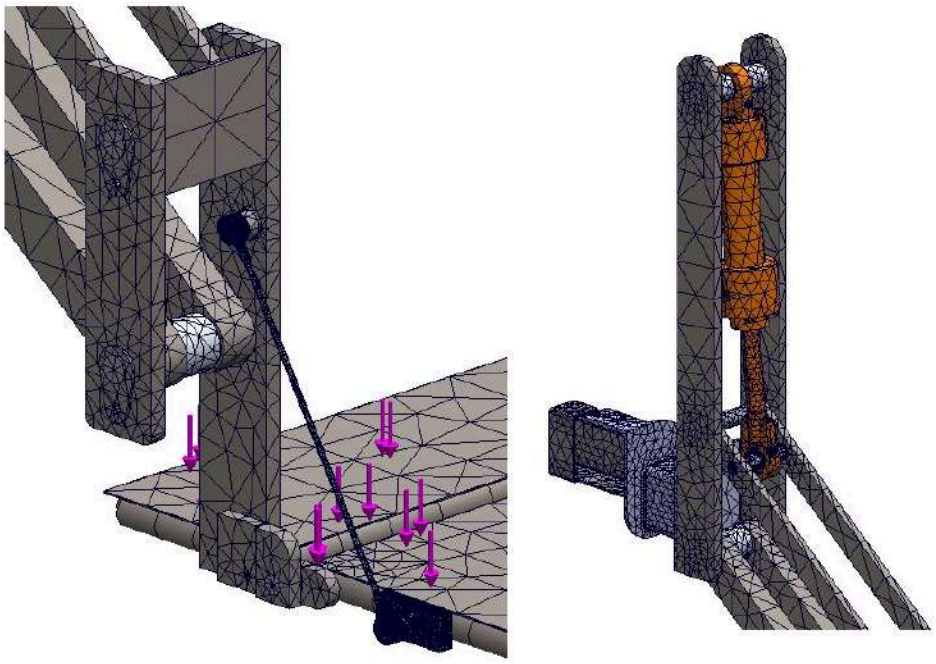


Figura C-19: Diferentes vistas del mallado:

Los detalles del mallado son los siguientes (Figura C-20).

Malla Detalles

Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	59,4876 mm
Tamaño mín. de elemento	11,8975 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	499498
Número total de elementos	308602
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:15
Nombre de computadora	

Control de malla Detalles

Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla mixta
Entidades	10 componente(s)
Unidades	mm
Tamaño	2,27328
Cociente	1,4
Identificador	1

Figura C-20: Detalles del mallado y del control de mallado:

Tensiones equivalentes de Von Mises

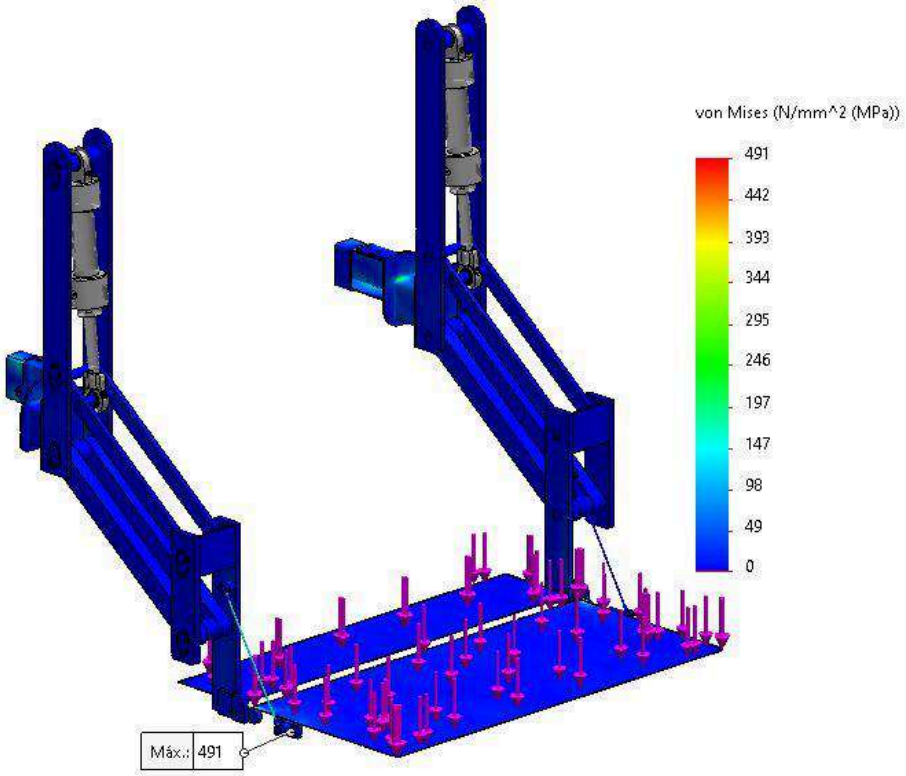


Figura C-21: Tensiones de Von Mises en el sistema:

En la Figura C-21, se observa una tensión máxima de 491 N/mm2, que es inferior al límite elástico de la chapa más utilizada en el sistema (530 MPa, Tabla 5-1), y también inferior al límite elástico del material de los ejes. Para visualizar mejor donde se da el máximo y ver cómo se comportan las tensiones, se trabaja con iso-superficies.

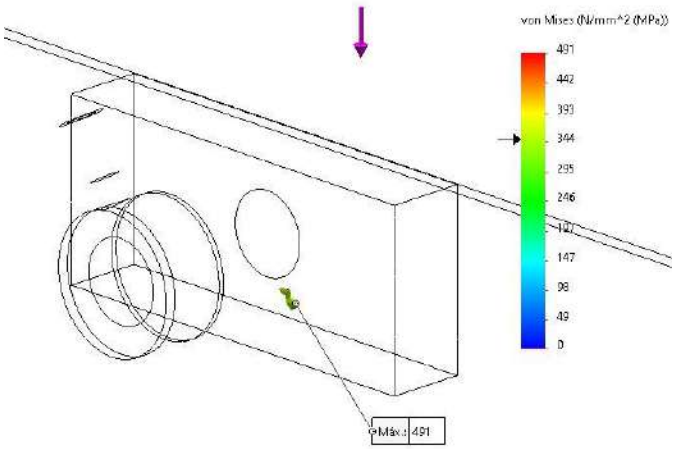


Figura C-22: Iso-superficies del punto de mayores tensiones:

En la Figura C-22, se observa donde se da el máximo, que es en la unión entre la chapa del soporte de la soga en la puerta y la estructura de la puerta. Esta unión es soldada en la realidad, por lo que esta unión no es completamente realista, además, a continuación, se observa el comportamiento de las tensiones en el sistema en un valor de 200 N/mm2. En la Figura C-23 se observa el sistema completo con iso-superficies.

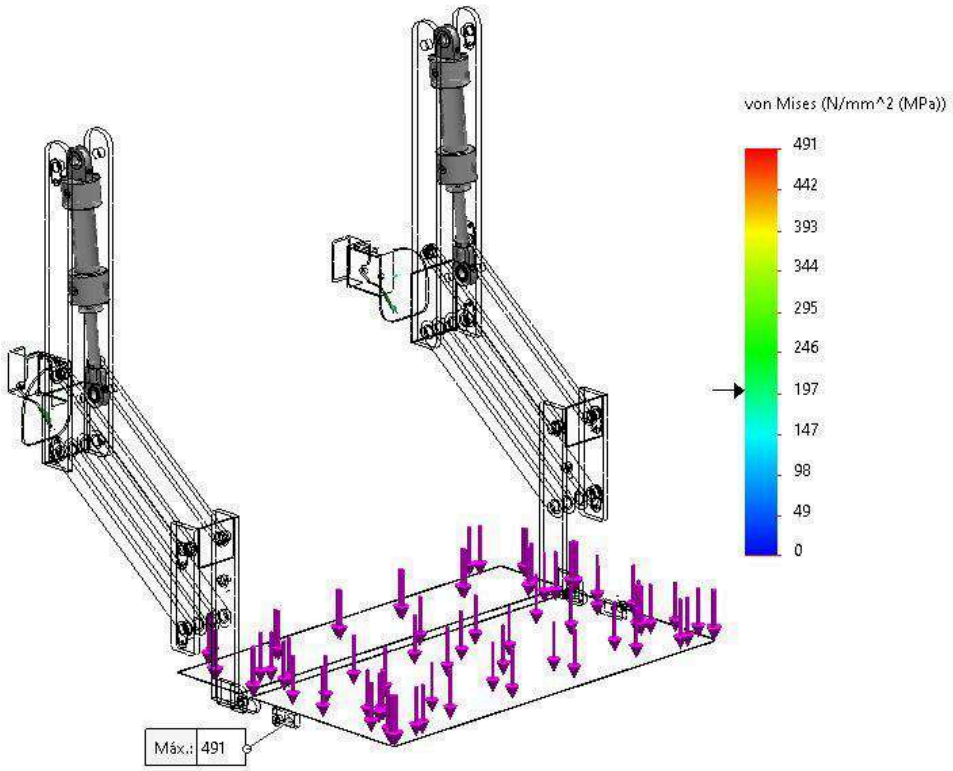


Figura C-23: Iso-superficies del sistema completo:

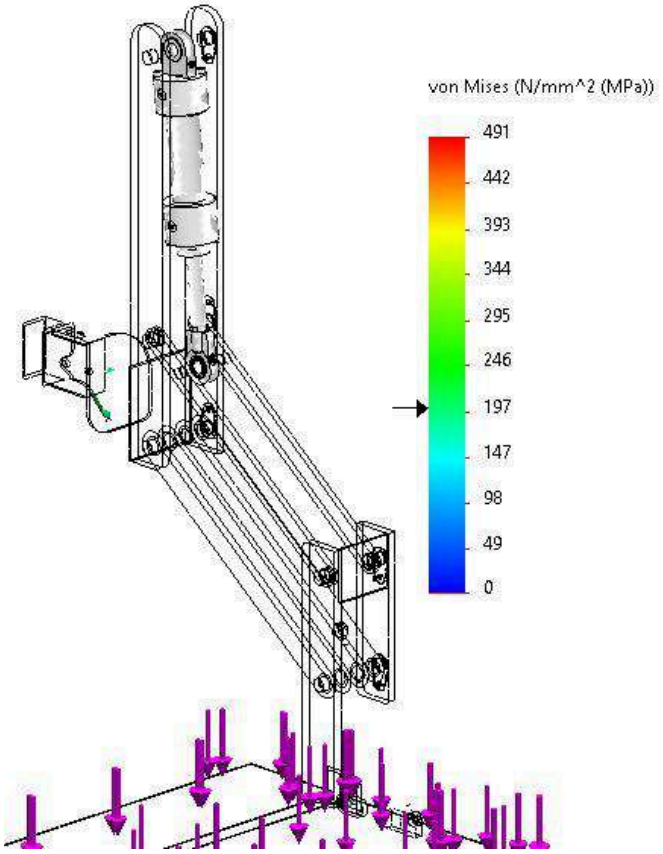


Figura C-24: Iso-superficies en detalle:

Como se puede observar en la Figura C-24, a los 200 N/mm2 empiezan a aparecer trazos de tensiones en el sistema, por lo que se concluye que el mismo resiste a las tensiones que se producen. Además, la tensión máxima, se produce en un lugar donde hay concentrador de tensiones, pudiéndose producir errores de cálculo, lo que en realidad puede entregar valores más altos que los reales.

Por otro lado, se verifica el chasis respecto a estas tensiones, (Figura C-25).

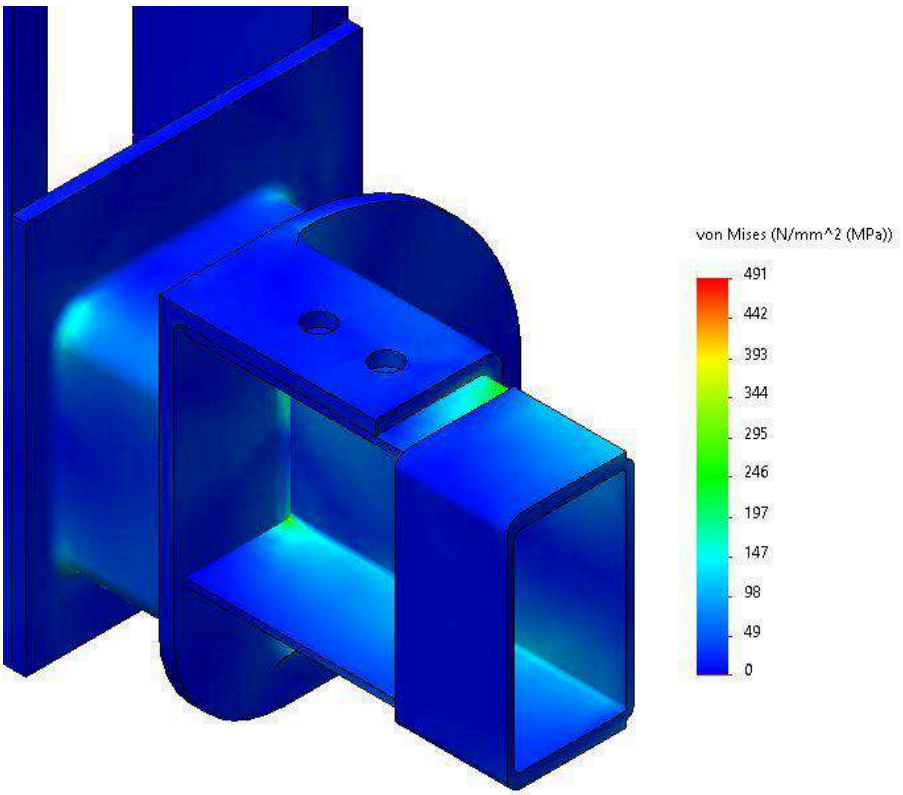


Figura C-25: Tensiones de Von Mises en el montaje al chasis:

Como se puede observar, las tensiones aquí son menores a la de los límites elásticos de las piezas, llegando a máximos de 250 N/mm2.

Por último, se verifica la estructura tubular de la puerta frente a las tensiones de Von Mises (Figura 26).

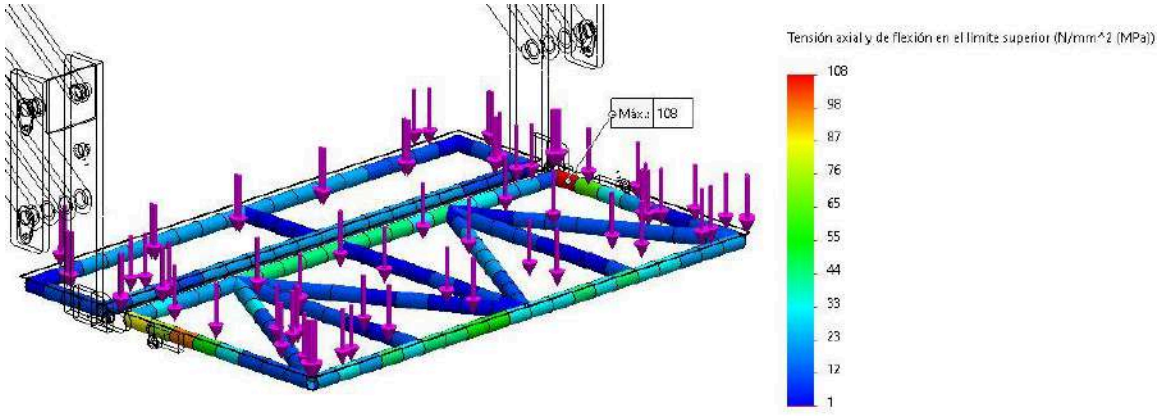


Figura C-26: Tensiones de Von Mises en la estructura tubular de la puerta:

Dado que esta estructura se modeló mediante “Piezas soldadas” en SolidWorks, el programa discrimina entre los resultados de esta y del sistema en general. La tensión máxima es de 108 N/mm2 (límite elástico de 180 N/mm2, SAE 1010) y se produce en el mismo lugar donde se observaba el máximo del sistema general.

Con esto quedan verificadas las tensiones de Von Mises.

Desplazamientos

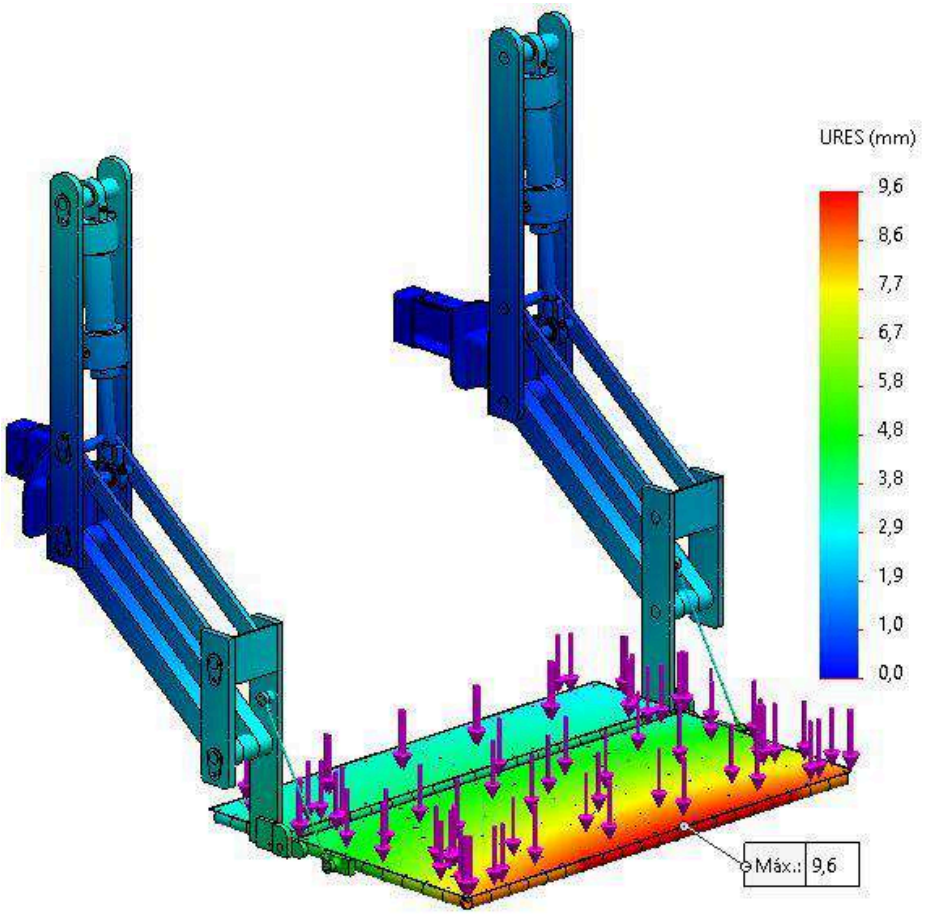


Figura C-27: Desplazamientos en todo el sistema:

El mayor desplazamiento observable en la Figura C-27 es de 9,6 mm y se produce en el extremo de la puerta, como se puede esperar. Dada la magnitud del sistema, el desplazamiento producido es muy pequeño, por lo que se lo considera aceptable.

Finalmente, se observan los desplazamientos en el montaje del sistema y en el chasis, (Figura C-28).

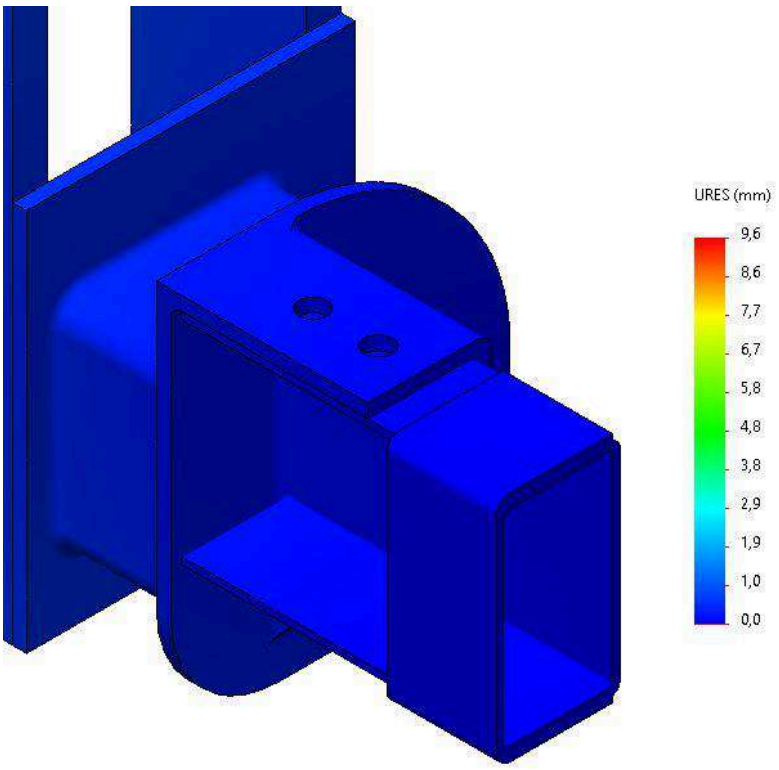


Figura C-28: Desplazamientos en el montaje al chasis:

Los desplazamientos aquí son menores al milímetro, por lo que se consideran aceptables, y además se puede ver como el chasis no sufre de aplastamiento.

Deformaciones unitarias equivalentes

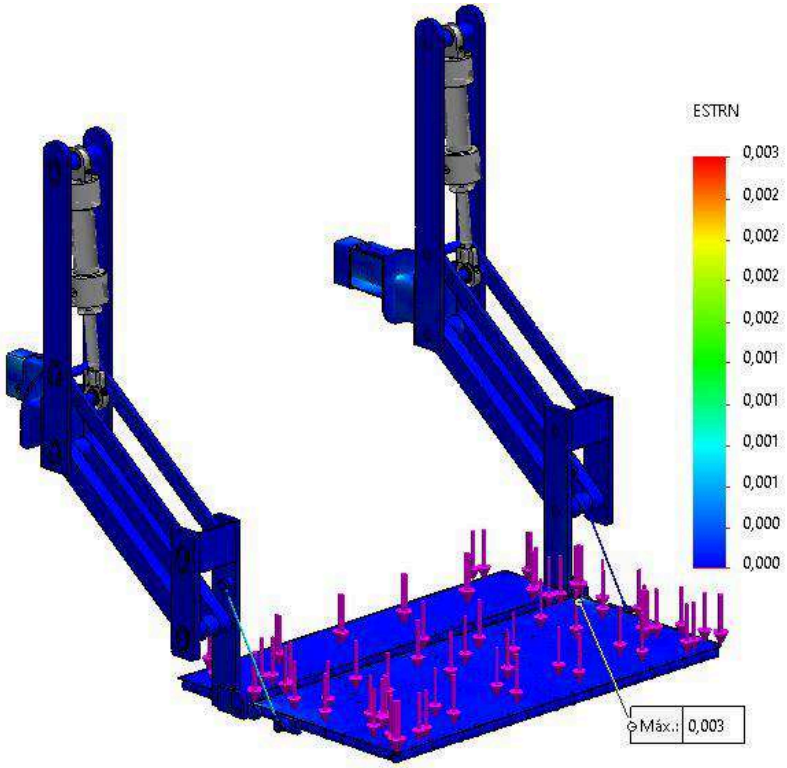


Figura C-29: Deformación unitarias equivalentes del sistema:

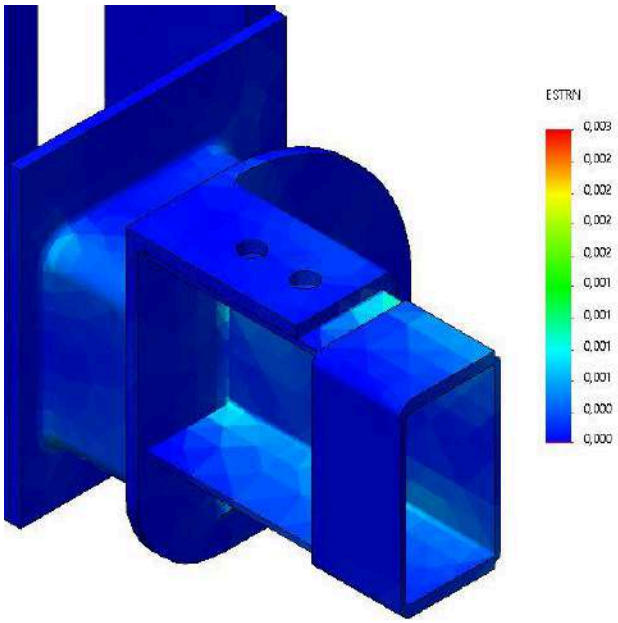


Figura C-30: Deformaciones unitarias equivalentes en el montaje al chasis:

En la Figura C-29 y Figura C-30 se observa que la deformación máxima observable es del 0,3%, haciendo que estas sean aceptables para el sistema. Además, como se observa en las deformaciones del chasis, estas son aún más pequeñas, confirmando así que no se produce aplastamiento en su sección.

Comprobación de pasadores/pernos

Finalmente, se comprueban los pasadores del sistema al igual que con el sistema de elevación del vehículo.

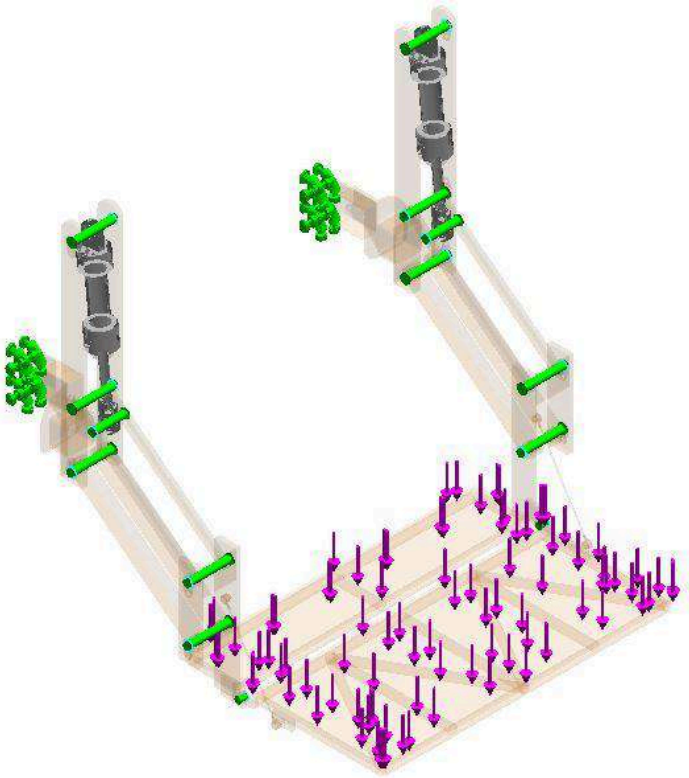
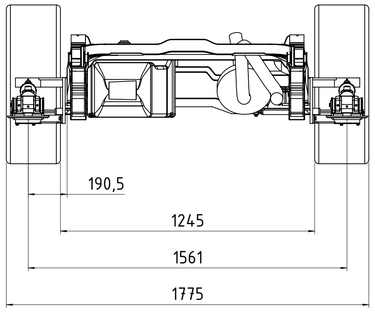
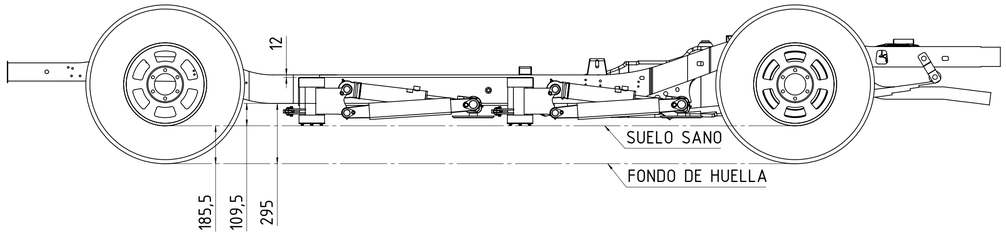


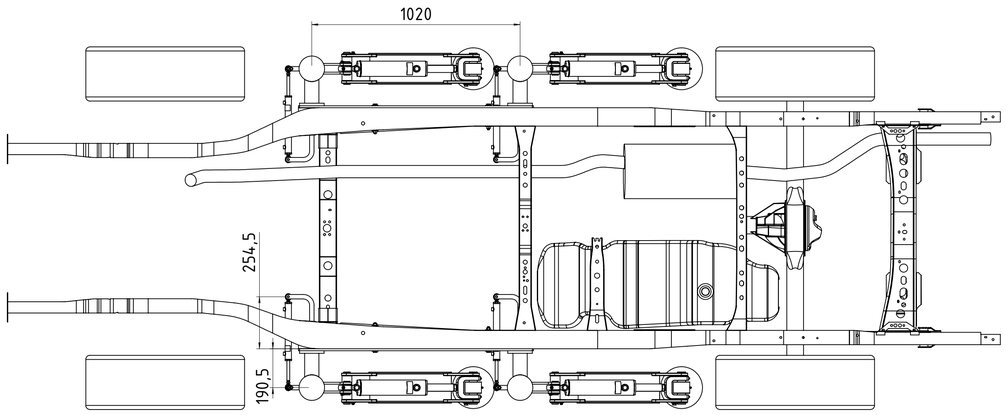
Figura C-31: Comprobación de pernos/pasadores del sistema:

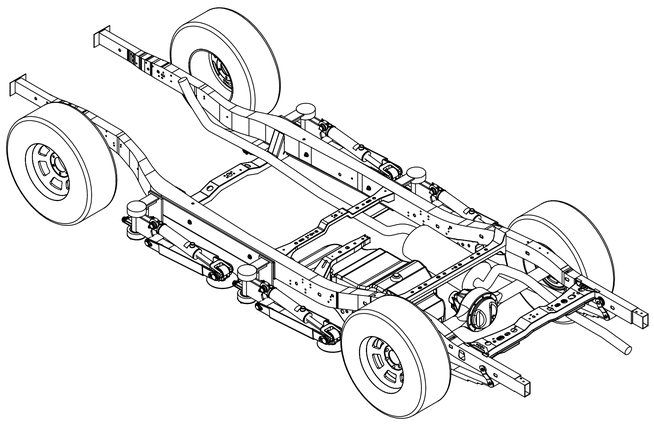
Como se puede observar en la Figura C-31, tanto los pernos de las barras como los del mecanismo de bisagra cumplen correctamente con el factor de seguridad seleccionado (3) y, por lo tanto, se consideran óptimos para su utilización.

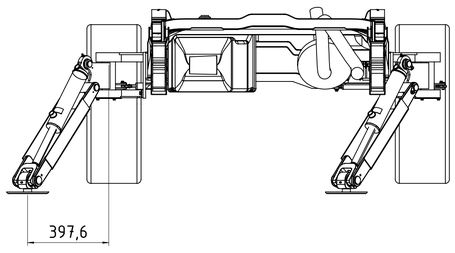
Anexo D: Planos

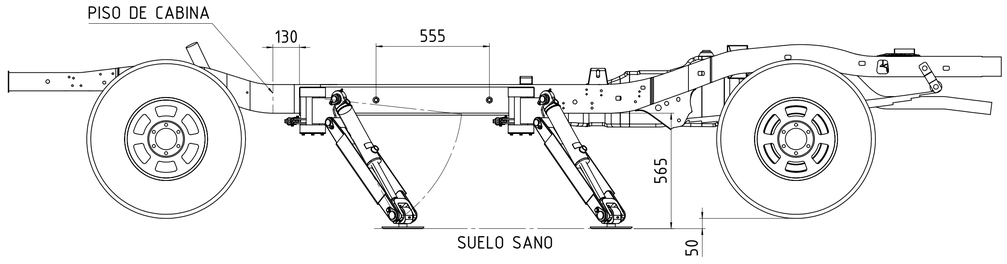


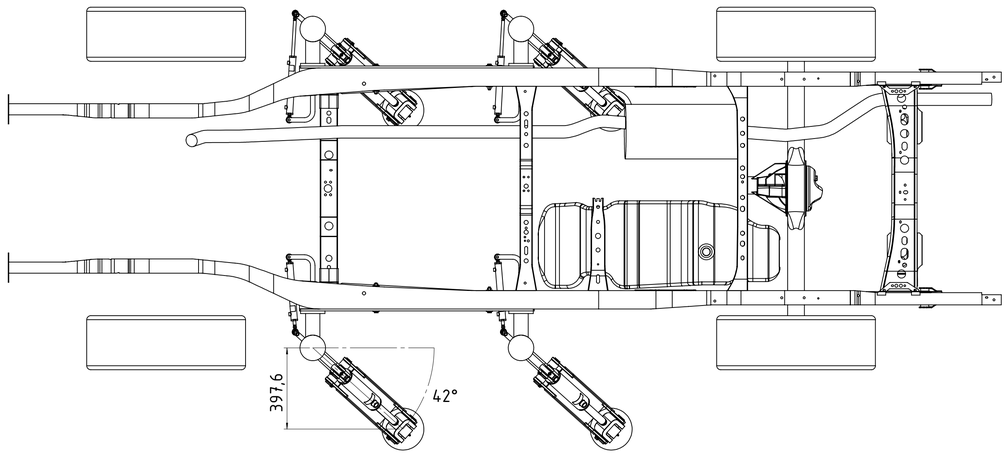


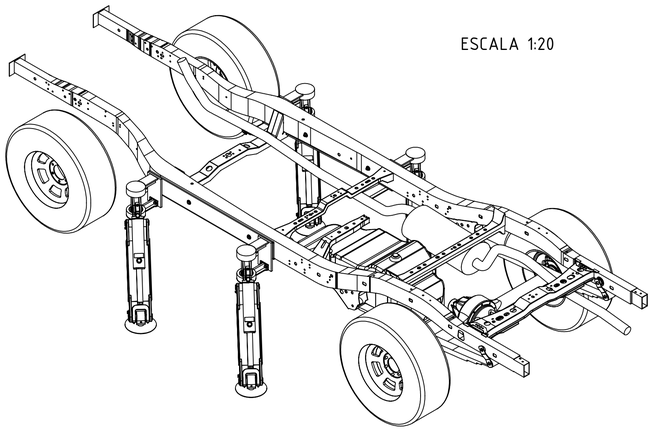






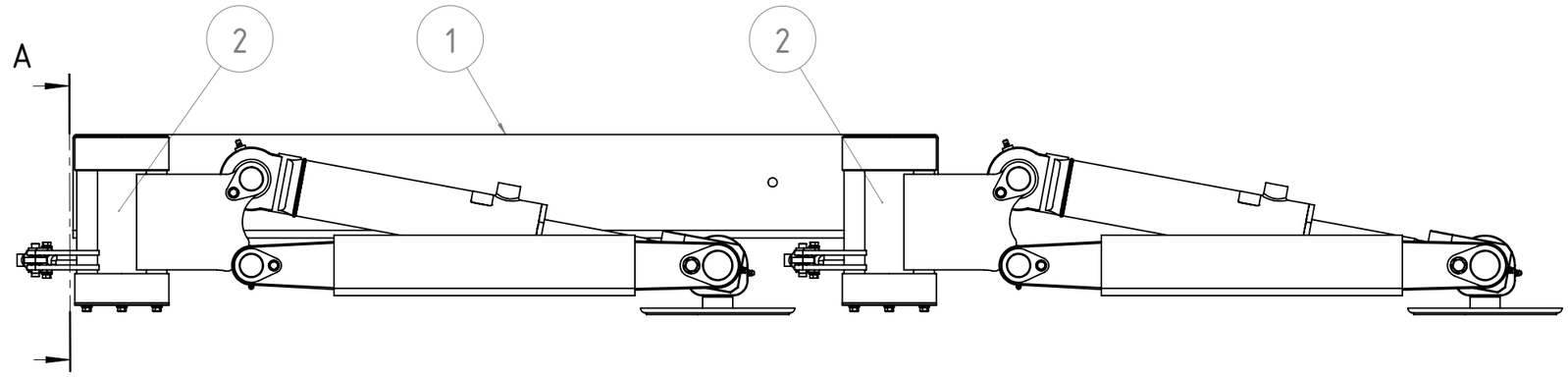


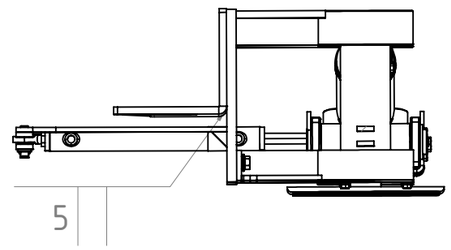




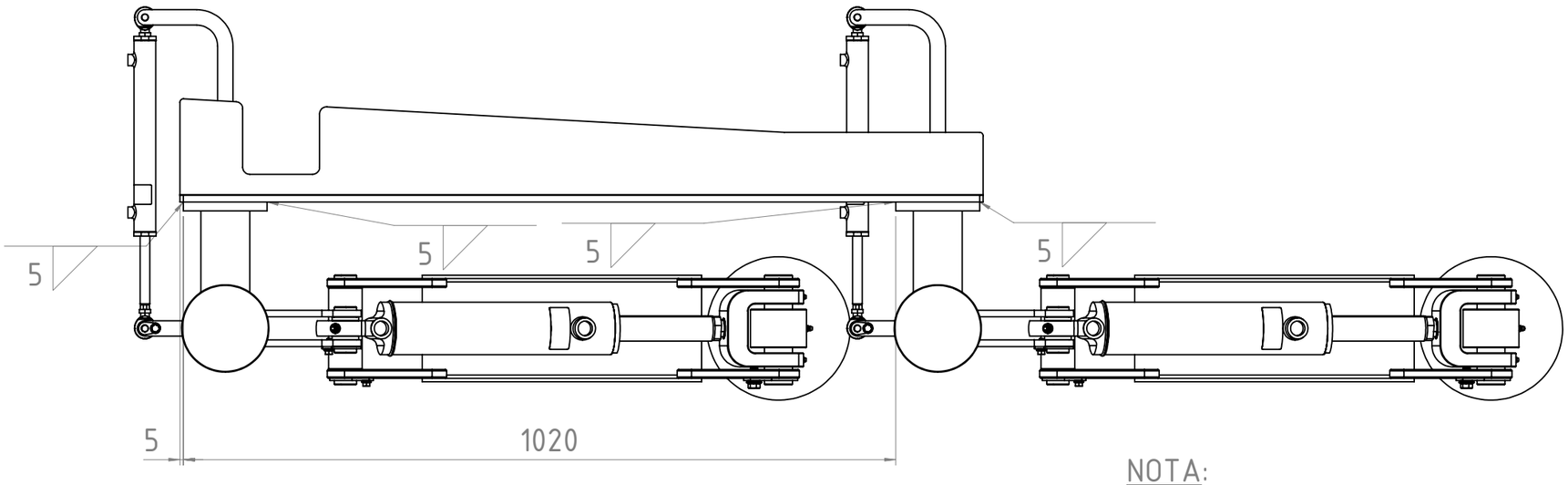
ESCALA 1:20

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL VEHÍCULO MONTADO
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:15
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°1–1





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 8

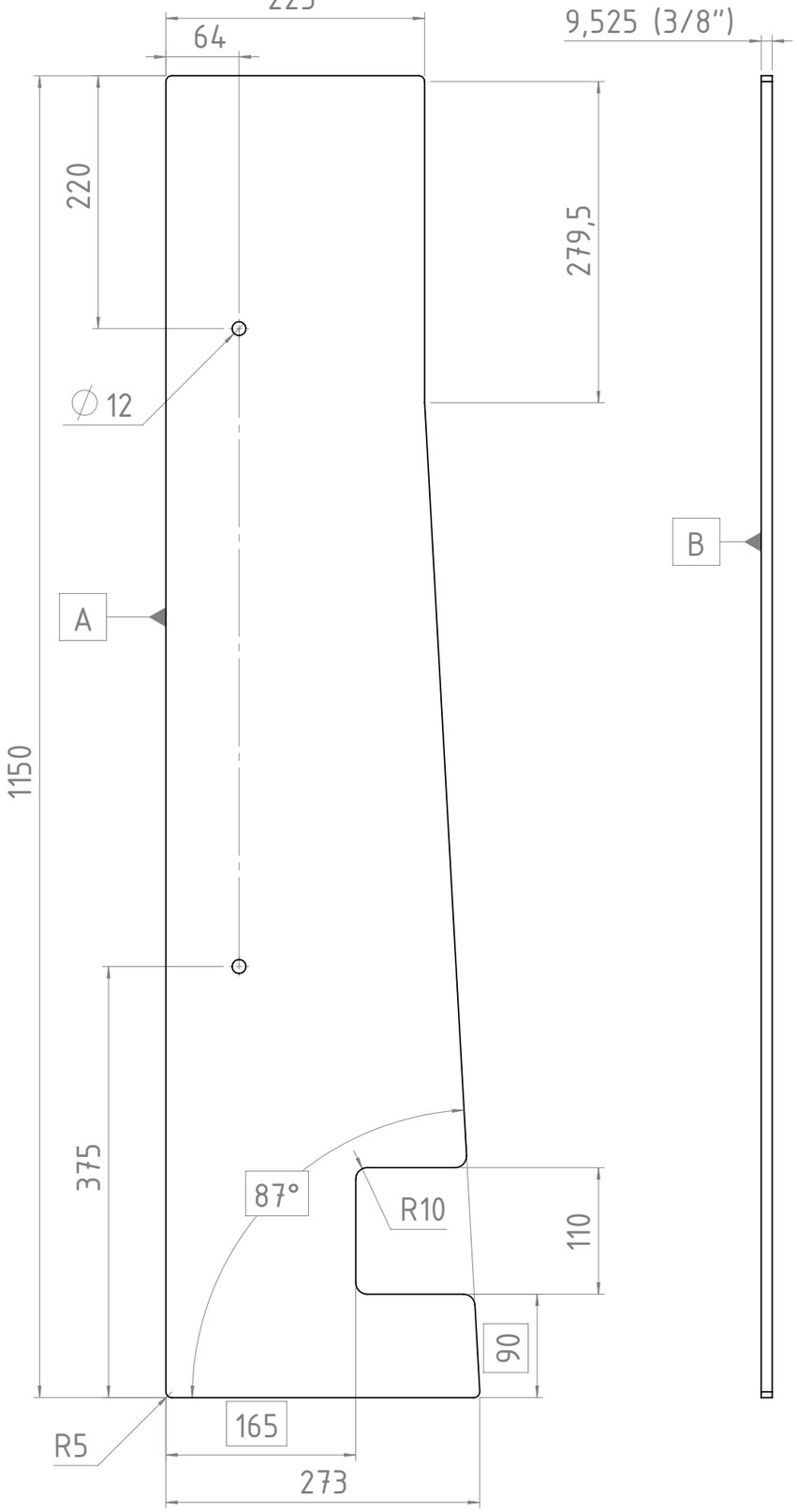


NOTA:
1-SOLDAR EL CUBO A LA BANCADA PREVIAMENTE AL MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DEL CUBO.
2-ARMAR DOS IZQUIERDOS Y DOS DERECHOS

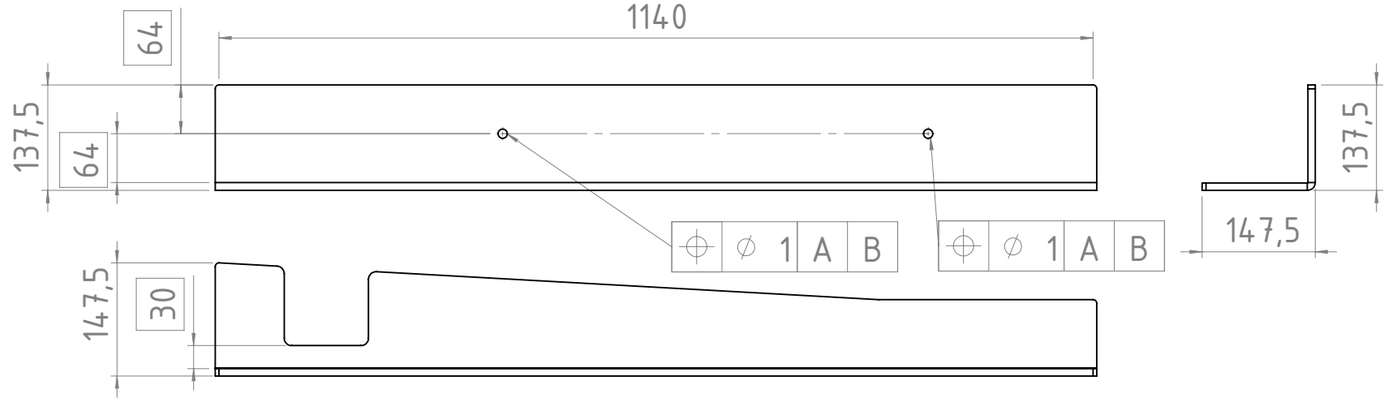
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	BANCADA AL CHASIS	ELEMENTO DE VINCULACION AL CHASIS	1
2	SISTEMA DE ELEVACION Y TRANSLACION	-	2

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			CONJUNTO COMPLETO POR LADO
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	25/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:8
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°1-2

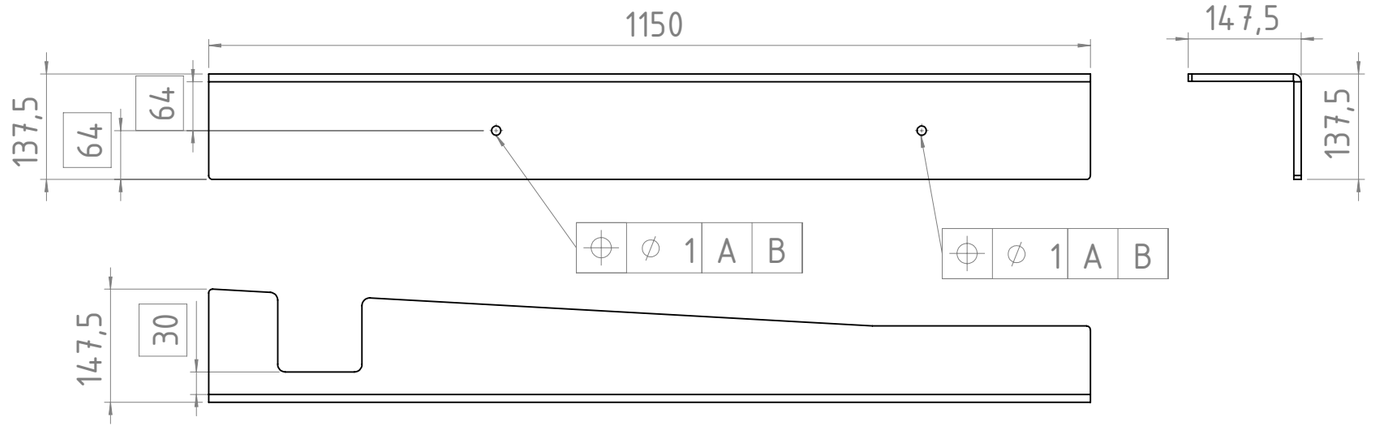
DESARROLLO (1:5)



PLEGADO IZQUIERDO



PLEGADO DERECHO



NOTA:

1- PLEGAR UNO IZQUIERDO Y UNO DERECHO

2- MATAR CANTOS VIVOS

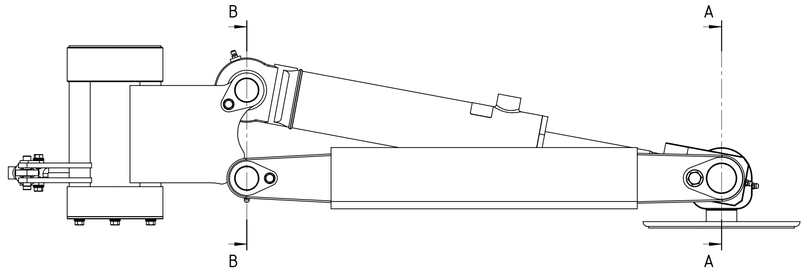
1	CHAPA 3/8"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

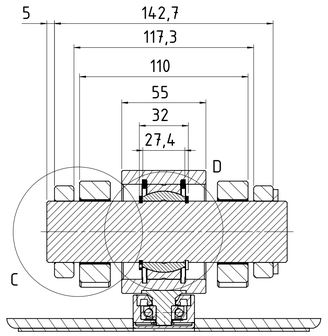
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

BANCADA AL CHASIS

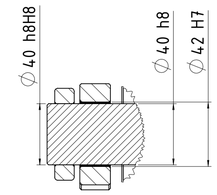
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	25/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:8
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°1–3

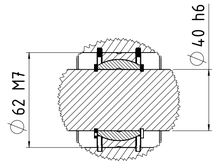




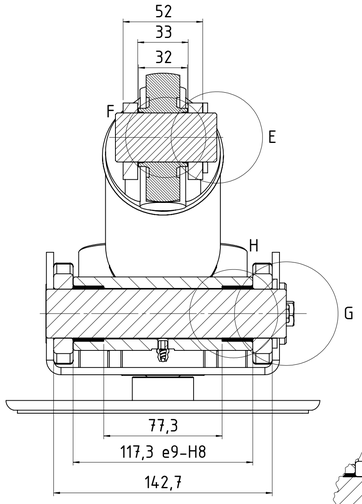
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



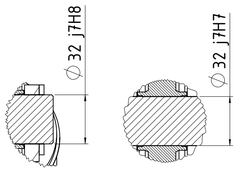
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



DETALLE D
ESCALA 1 : 2

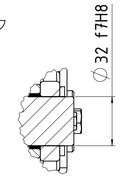


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

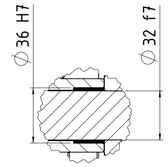


DETALLE E
ESCALA 1 : 2

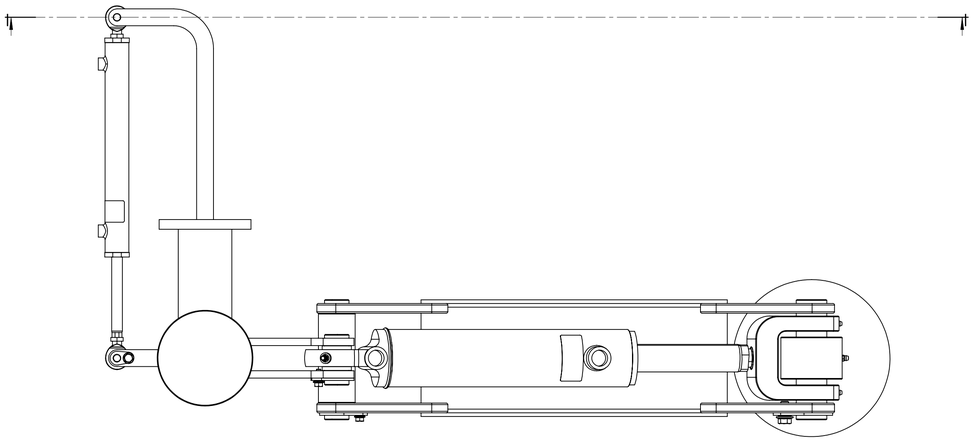
DETALLE F
ESCALA 1 : 2

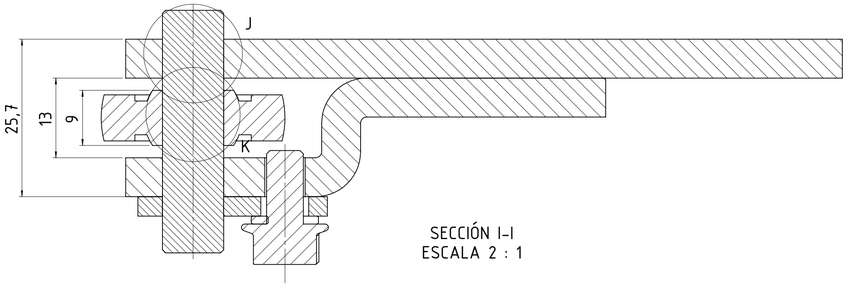


DETALLE G
ESCALA 1 : 2

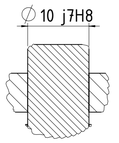


DETALLE H
ESCALA 1 : 2

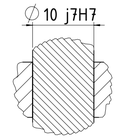




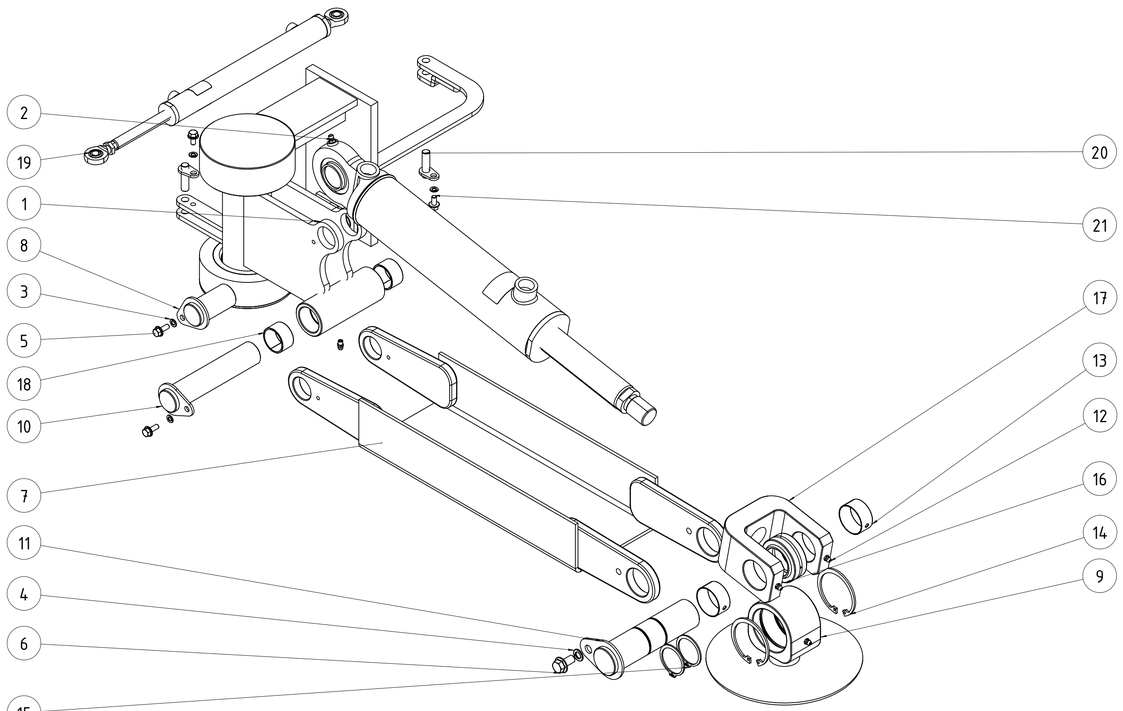
SECCIÓN I-I
ESCALA 2 : 1

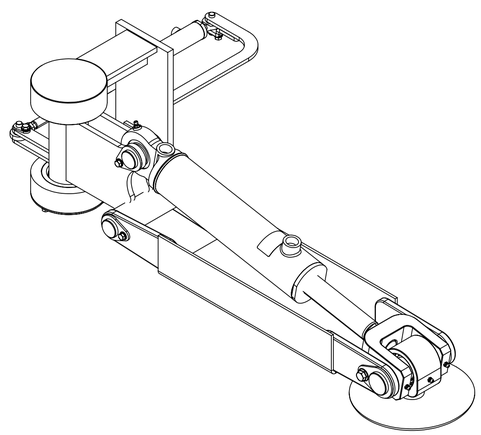


DETALLE J
ESCALA 2 : 1



DETALLE K
ESCALA 2 : 1





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUBO TRANSLACION LATERAL	-	1
2	CILINDRO BOSCH-REXROTH - 63mm	CDL2MP5_63_36_2240D2X_B11CHUMW	1
3	ARANDELA GROWER	DIN 6905-5.5-FST	4
4	ARANDELA GROWER	DIN 6905-9.3-FST	1
5	TORNILLO CAB. HEX. C/ AR. ESTAMP.	DIN 6921 - M6 X 16 X 16-N	2
6	TORNILLO CAB. HEX. C/ AR. ESTAMP.	DIN 6921 - M10 X 20 X 20-N	1
7	BARRA 1-2	SAE 1045	1
8	PERNO 3	PERNO SUPERIOR DE LA BARRA SOPORTE	1
9	BASE SOPORTE INFERIOR	BASE DEL CILINDRO	1
10	PERNO 1	PERNO INFERIOR DE LA BARRA SOPORTE	1
11	PERNO 2	PERNO DE LA BASE	1
12	ALEMITE DE ENGRASE	ALEMITE M6 - DIN 71412	3
13	COJINETE DE FRICCION DE PERNO 2	SKF_PRM_404420	2
14	ANILLO DE RETENCION INTERNO	DIN 472 - 65 X 2.5	2
15	ANILLO DE RETENCION EXTERNO	DIN 471 - 40 X 1.75	2
16	ROTULA RADIAL ESFERICA	SKF_GE_40_ES-2LS	1
17	HORQUILLA	SAE 1045	1
18	COJINETE DE FRICCION DE PERNO-1	SKF_PRM_323620	2
19	CILINDRO BOSCH-REXROTH - 25mm	CDL2MP5_25_14_191C2X_B11CLUMW	1
20	PERNO MOVLAT	PERNO DEL CILINDRO DE 25mm	2
21	DIN 6921 - M6 x 12 x 12-N	DIN 6921 - M6 x 12 x 12-N	2

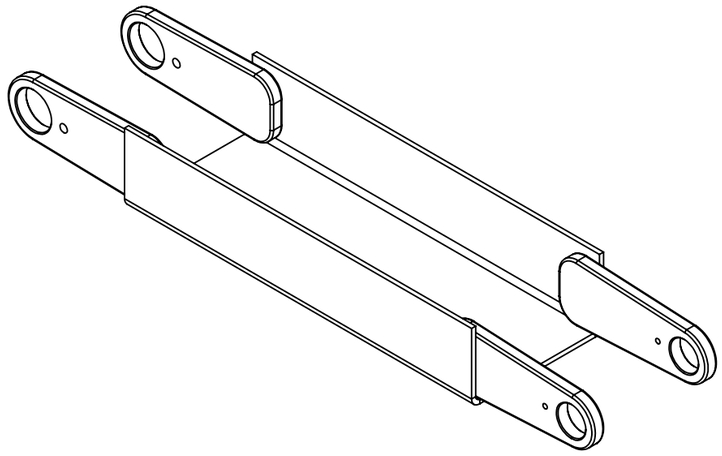
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

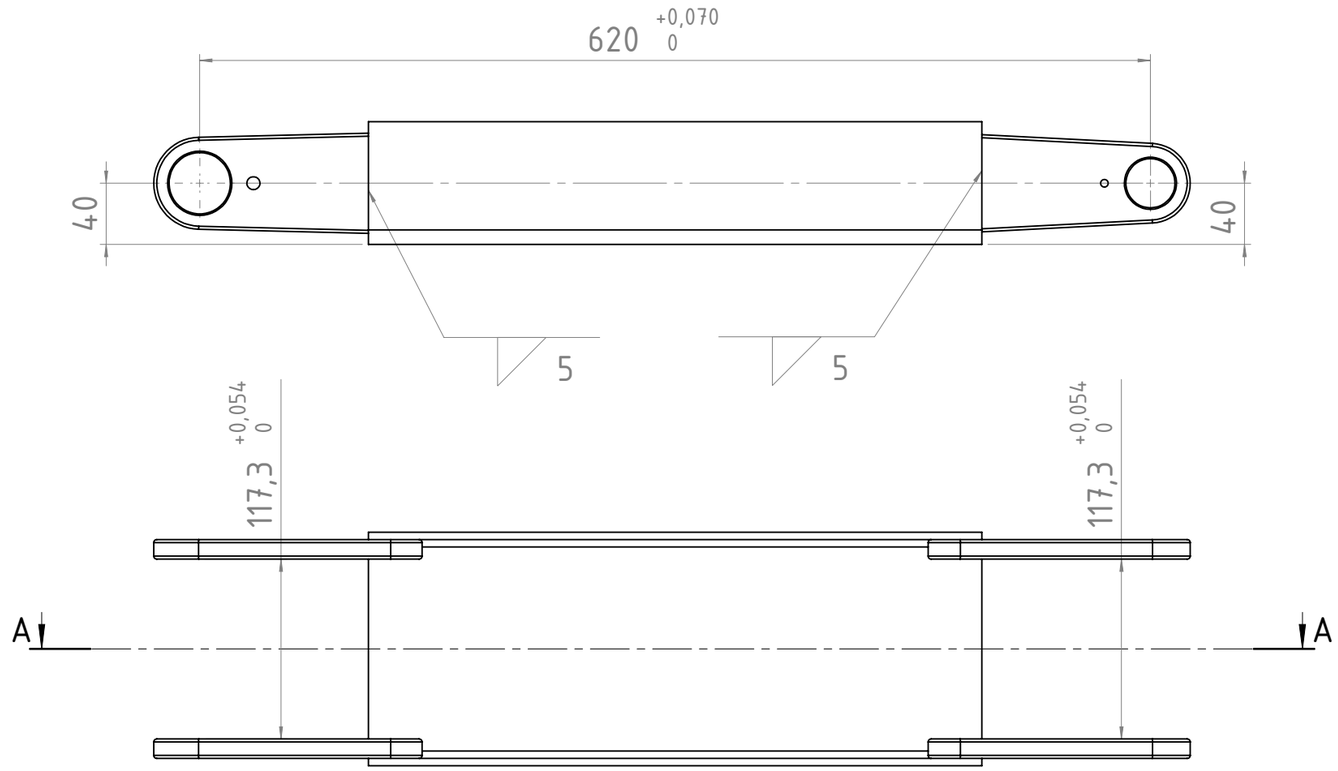
NOMBRE PIEZA/CONJUNTO

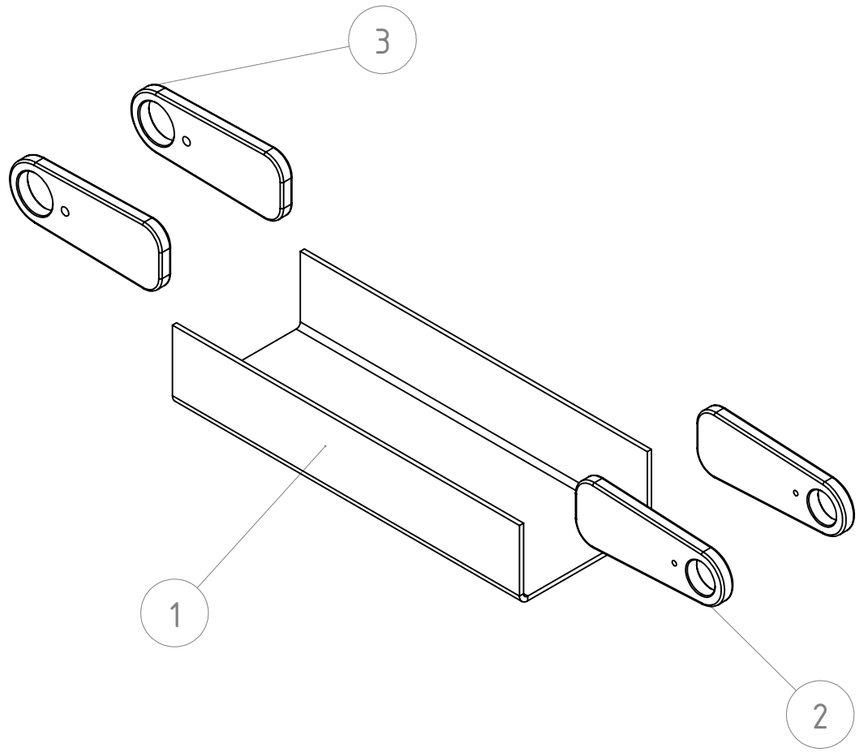
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	XX/XX/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1-4





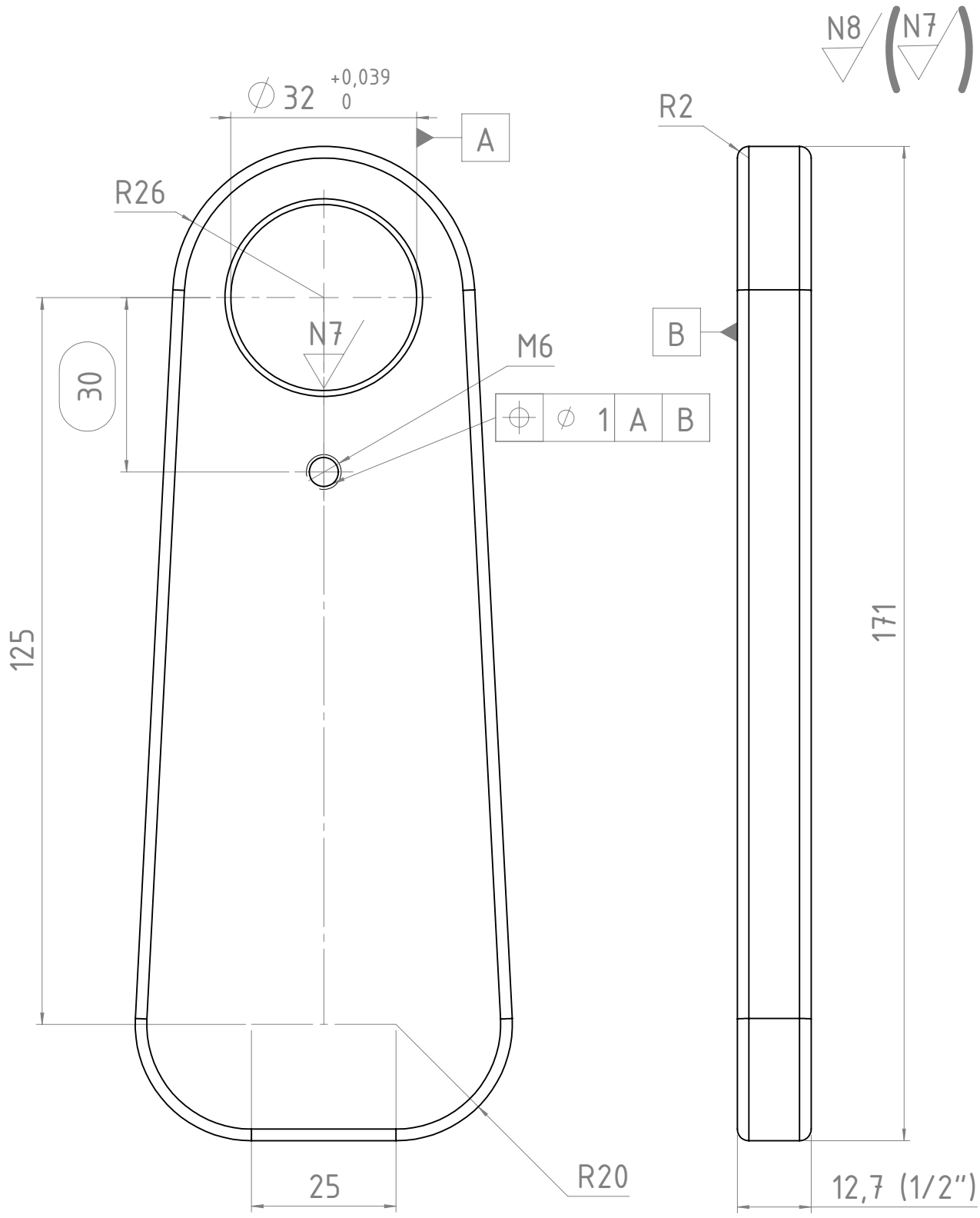




SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUERPO BARRA 1-2	SAE 1045	1
2	CHAPA BARRA 1-2 CON BARRA SOPORTE	SAE 1045	2
3	CHAPA BARRA 1-2 CON BASE	SAE 1045	2

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BARRA 1–2
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:4	N°1–5
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768				



NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
2	CHAPA 1/2"	SAE 1045	8	–

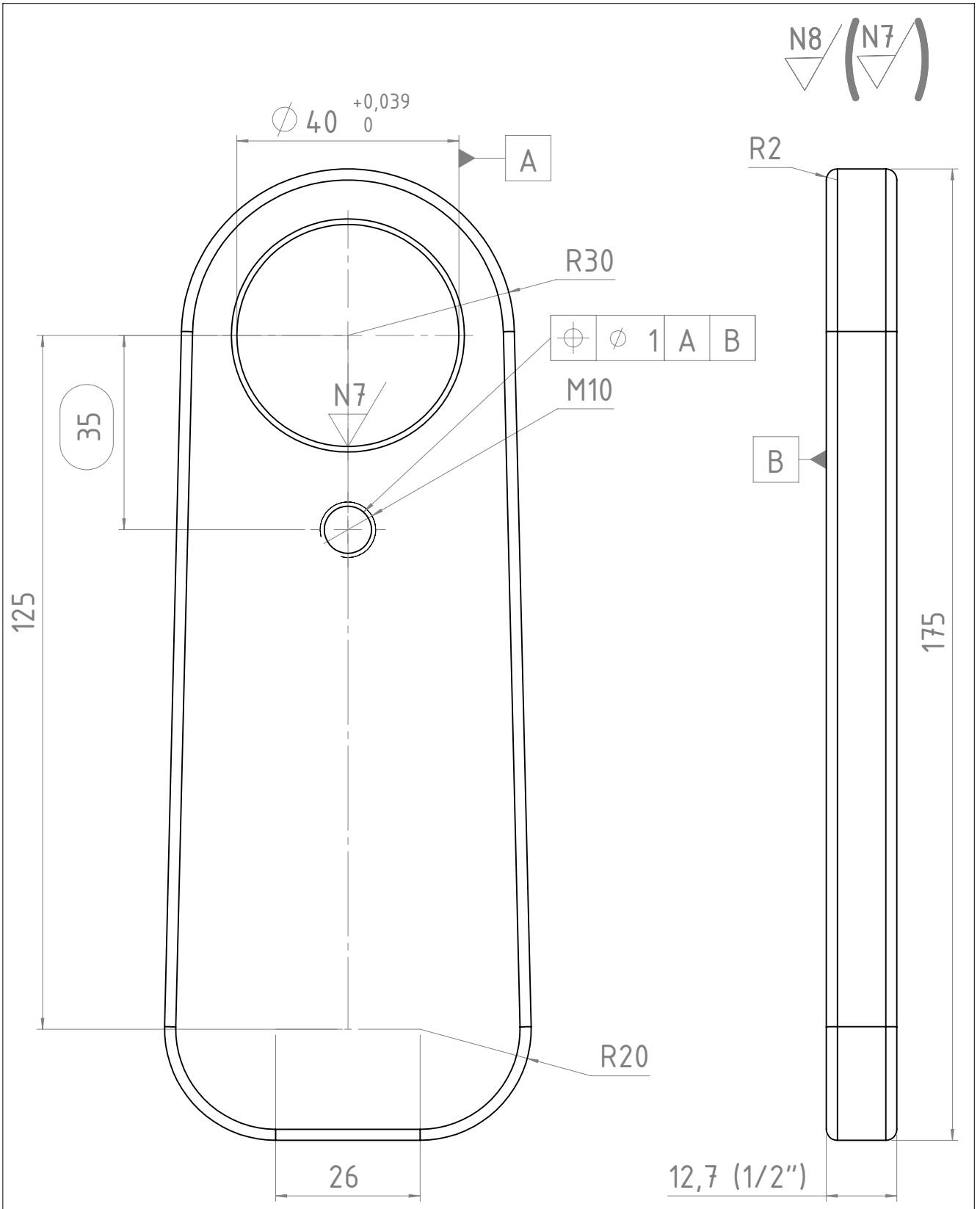
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA 1–2 CON BARRA SOPORTE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–6



NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
3	CHAPA 1/2"	SAE 1045	8	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA BARRA 1–2 CON BASE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–7

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



DESARROLLO



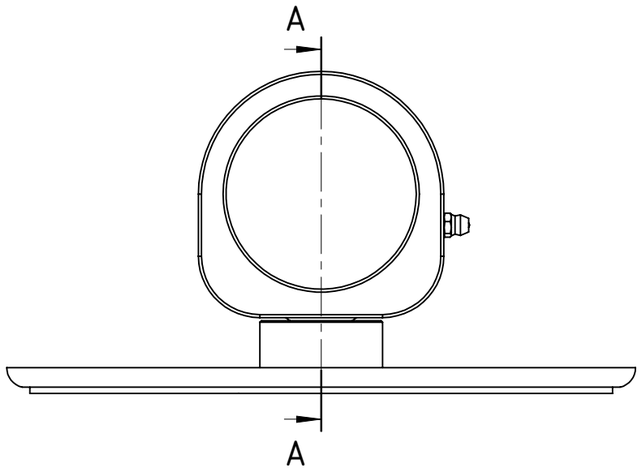
1	CHAPA 3/16"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

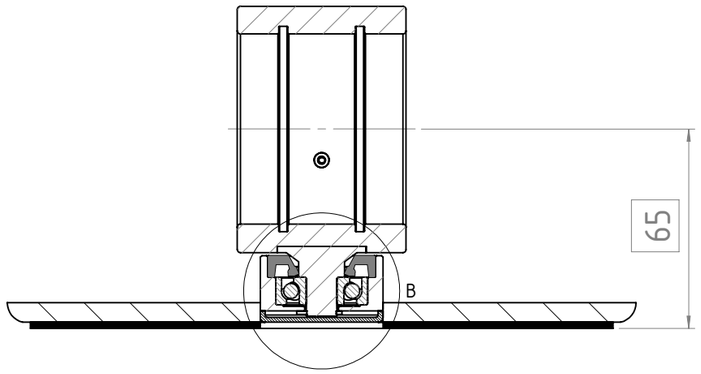
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CUERPO BARRA 1–2

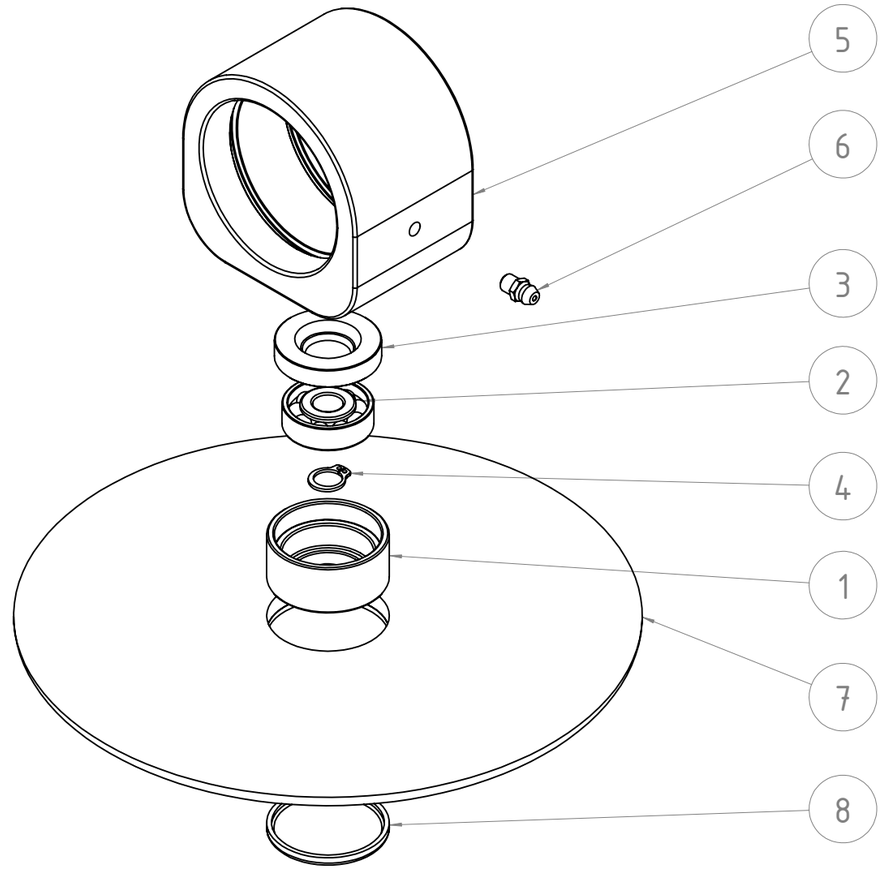
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°1–8

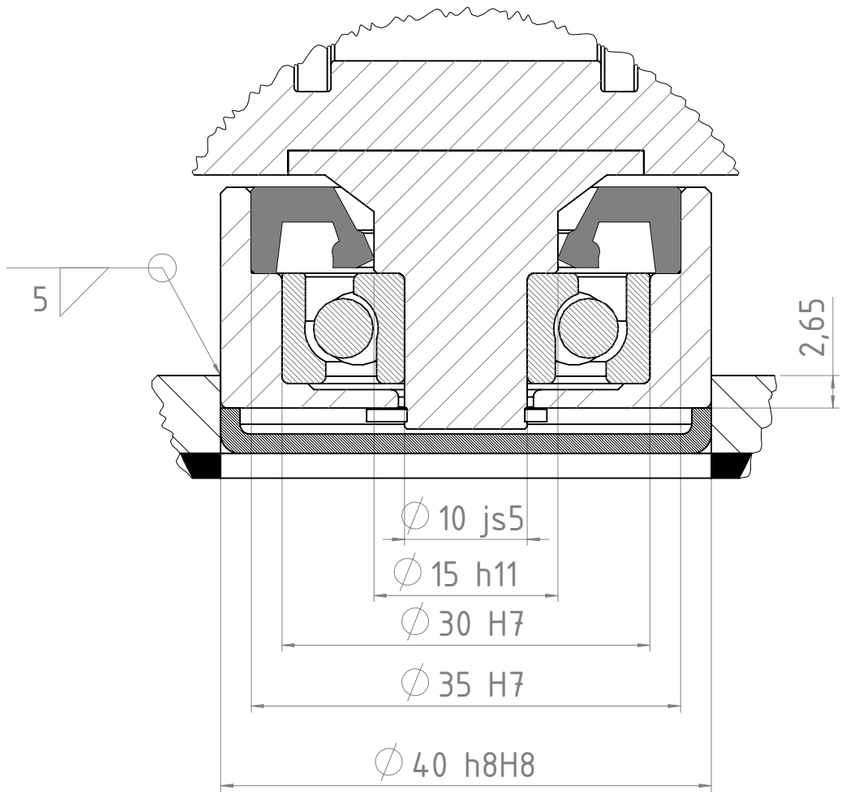




SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 2 : 1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUBO BASE CON EL SUELO	SAE 1045	1
2	RODAMIENTOS DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR	SKF 7200-BECBP-2	1
3	RETEN DE EJE	DIN3760-A_15X35X7-FKM	1
4	ANILLO DE RETENCION	DIN 471 - 10 X 1	1
5	CONJUNTO CUBO ROTULA	SAE 1045	1
6	ALEMITE DE ENGRASE	ALEMITE M6 - DIN 71412	1
7	CHAPA BASE CON CAUCHO	VULCANIZADO	1
8	TAPA CUBO	AW 1050 H14	1

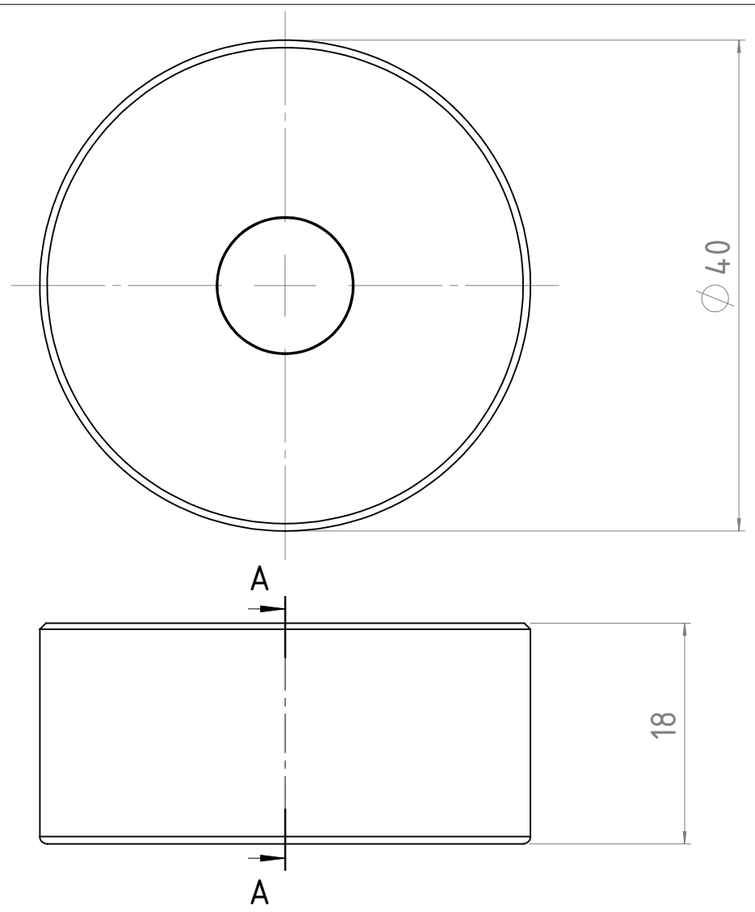
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

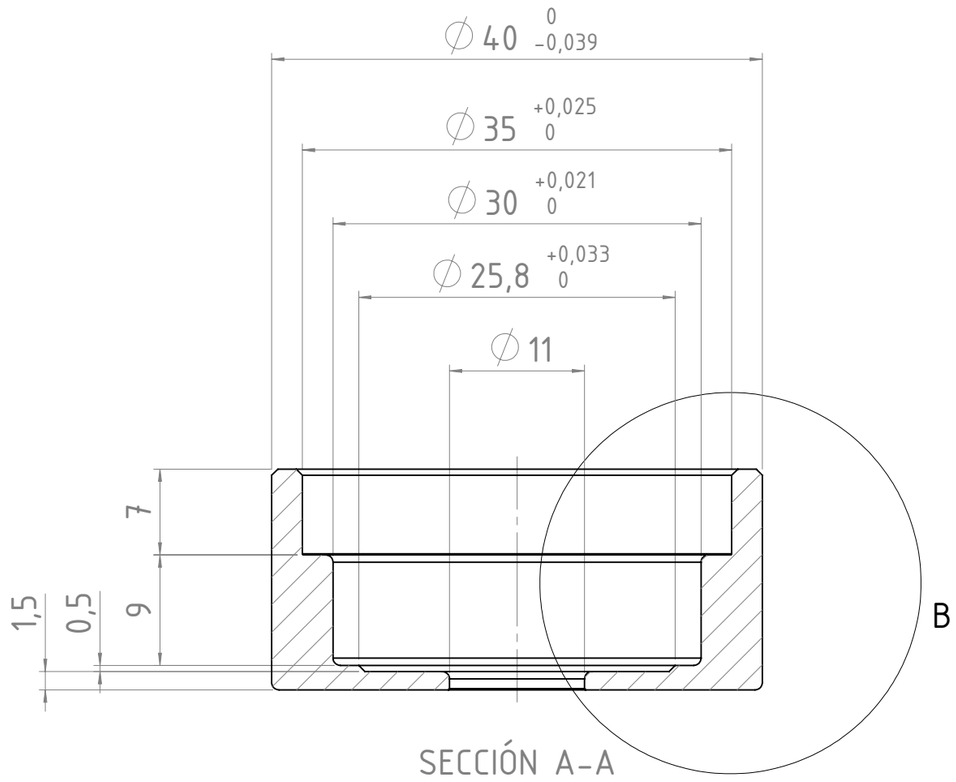
BASE SOPORTE INFERIOR

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

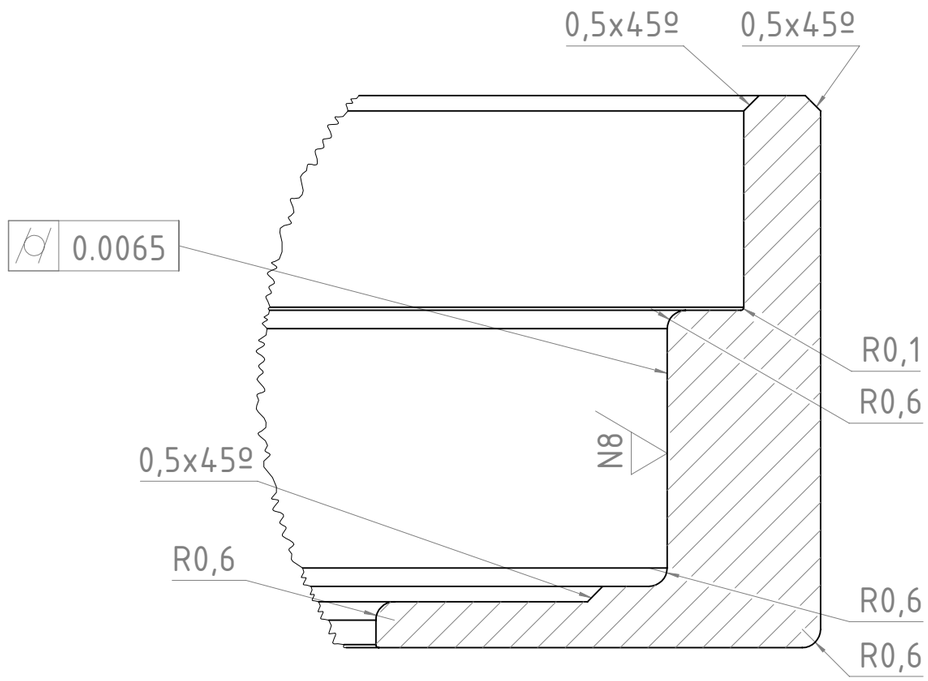
ESCALAS 1:2

N°1-9





SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 5 : 1

1	REDONDO Ø90	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

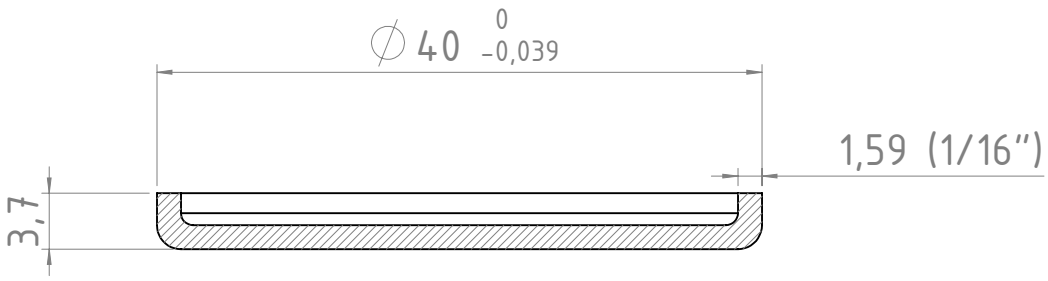
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CUBO BASE CON EL SUELO

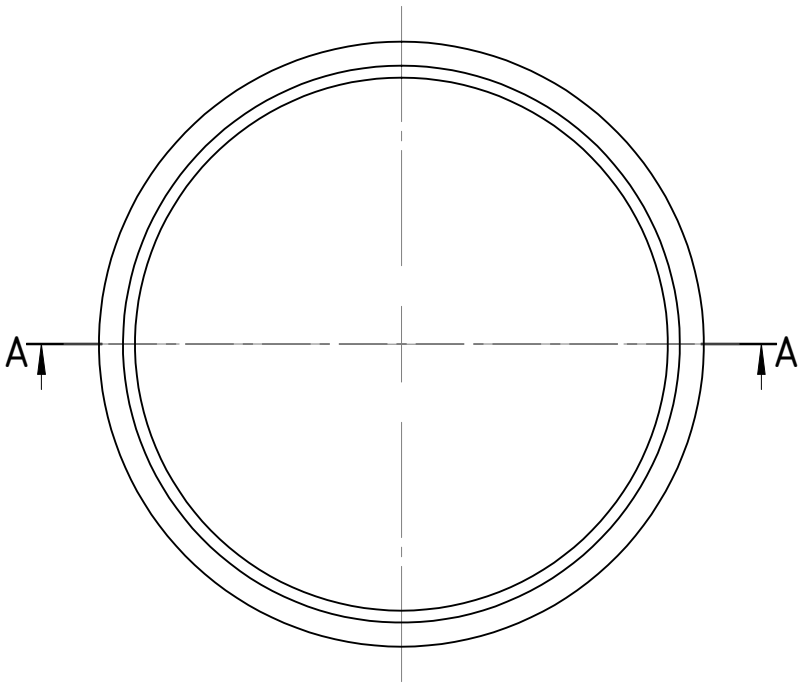
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/21/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–10



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

8	CHAPA 1/16"	AW 1050 H14	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

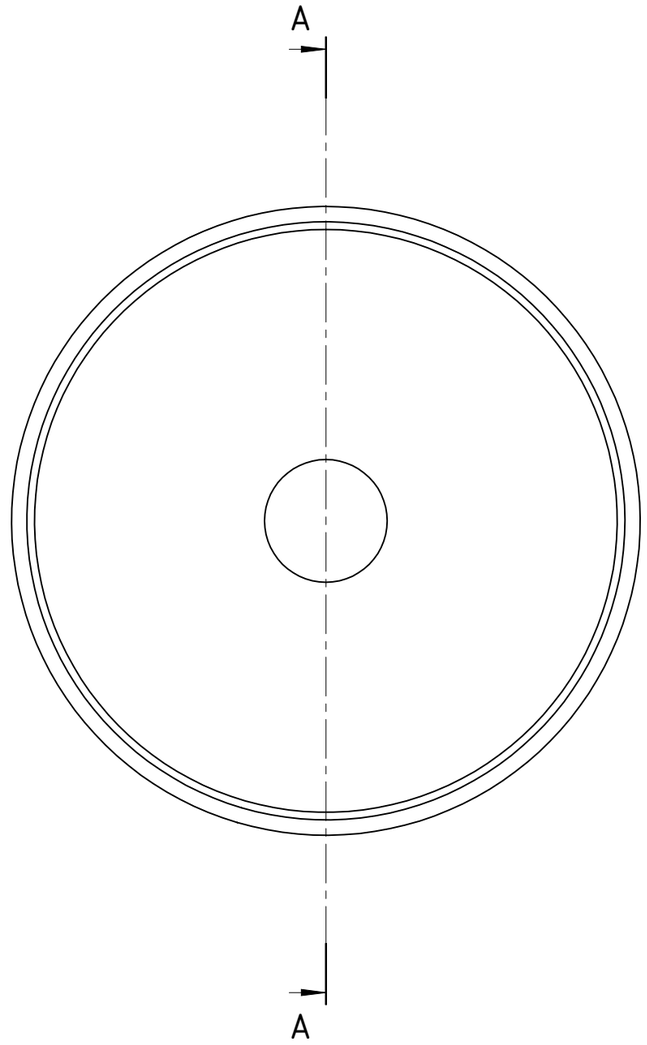
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

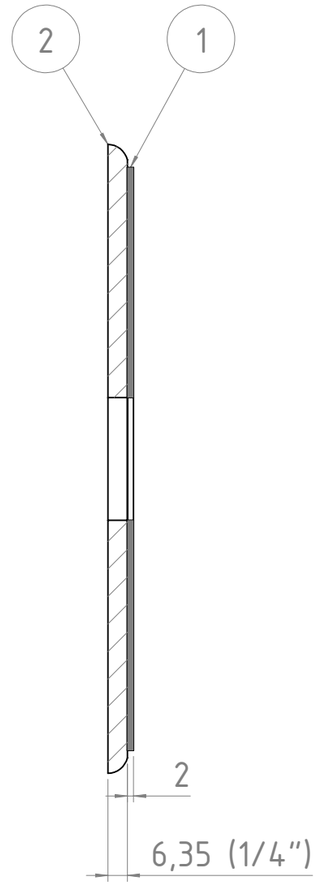
TAPA CUBOS

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°1–11

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



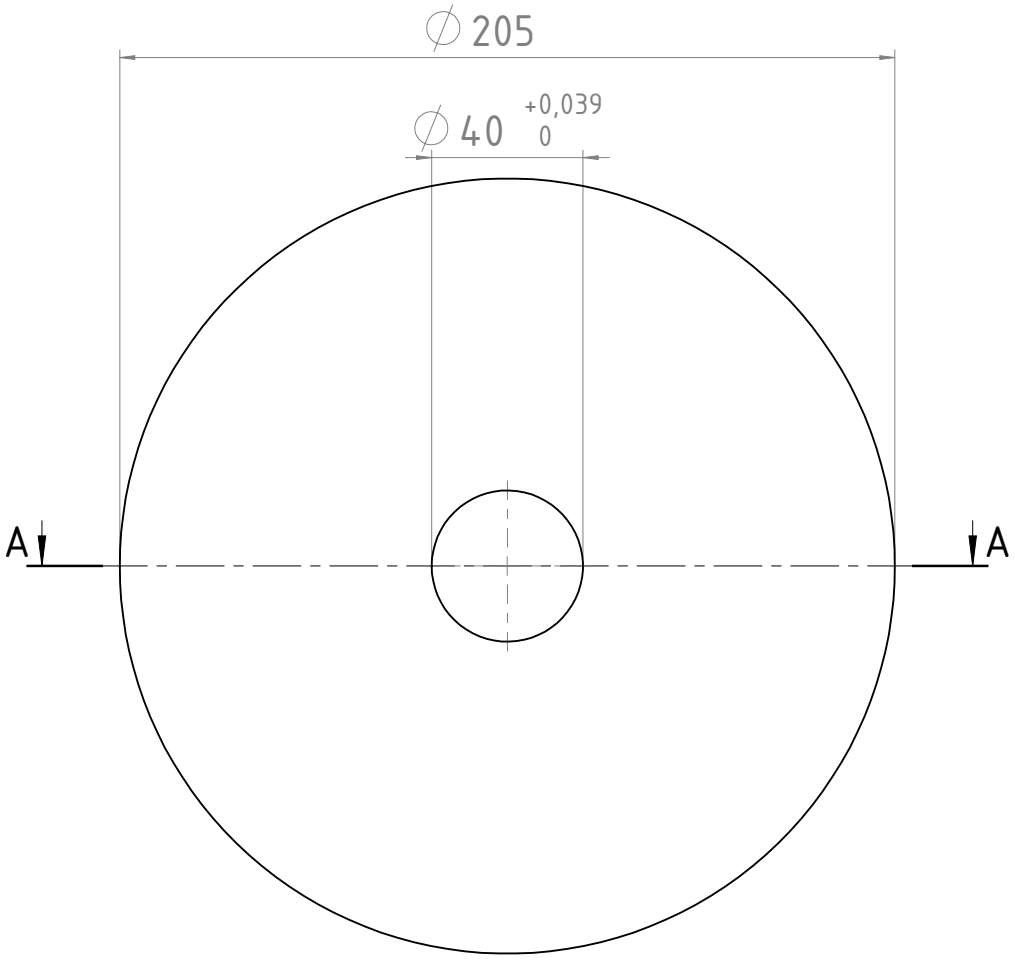


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CAUCHO BASE	NEOPRENO	1
2	CHAPA BASE	SAE 1010	1

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CHAPA BASE CON CAUCHO
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:2	N°1-12
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768				

NOTA: VULCANIZAR CAUCHO CON CHAPA BASE





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/4"	SAE 1010	4	–

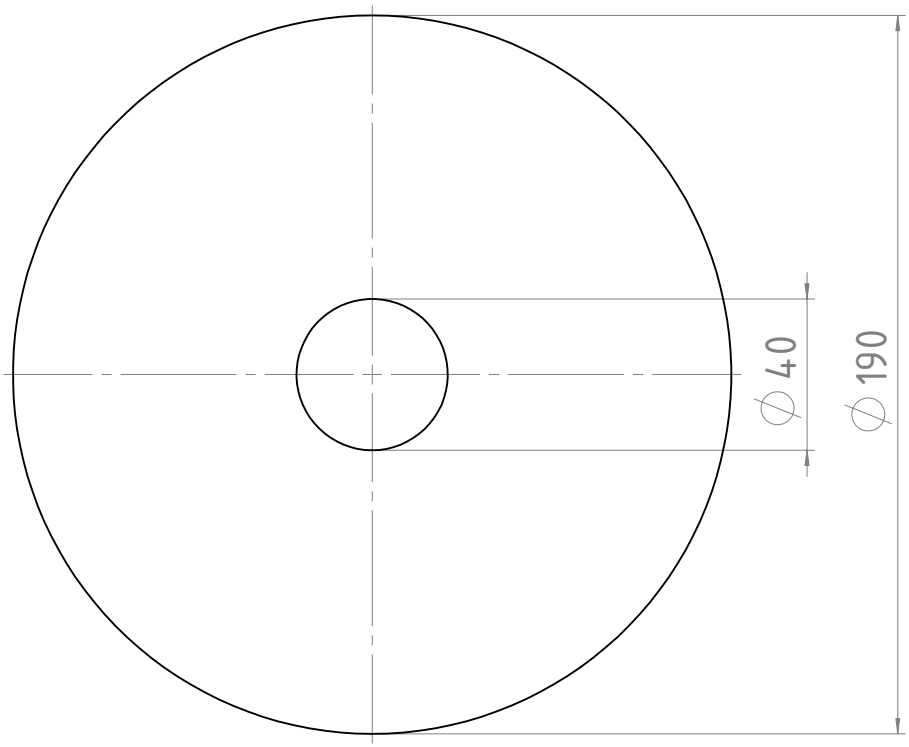
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

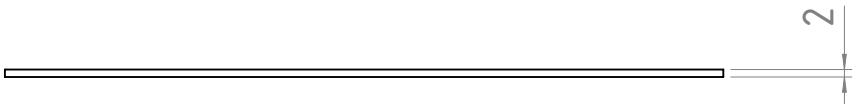
CHAPA BASE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–13





1	LAMINA DE 2mm	NEOPRENO	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

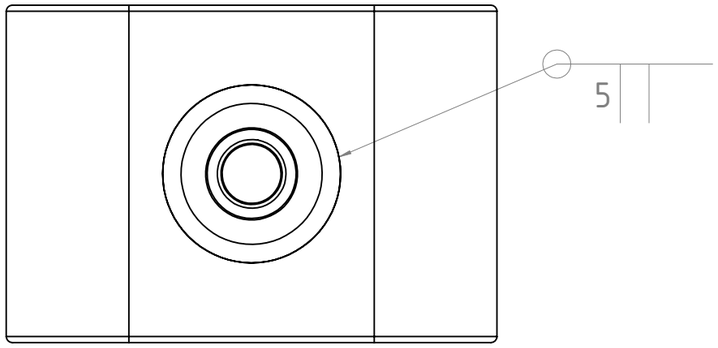
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

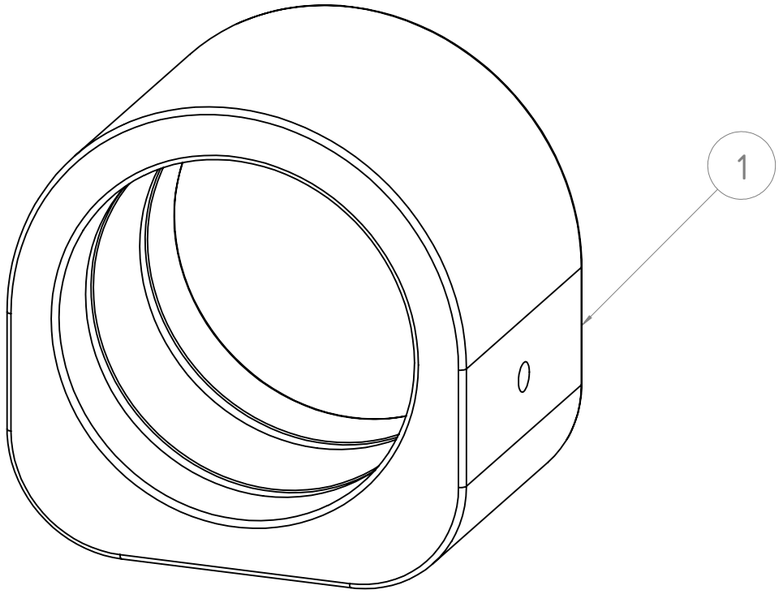
CAUCHO BASE

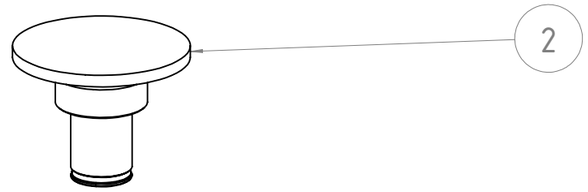
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

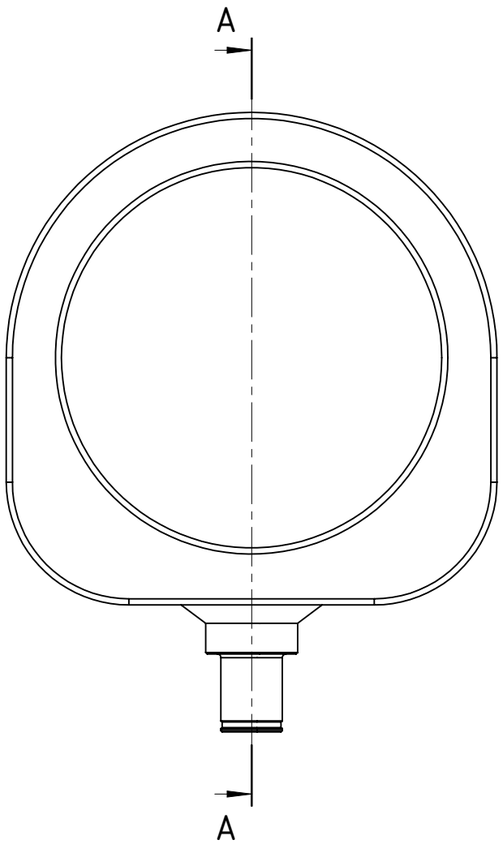
N°1–14

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

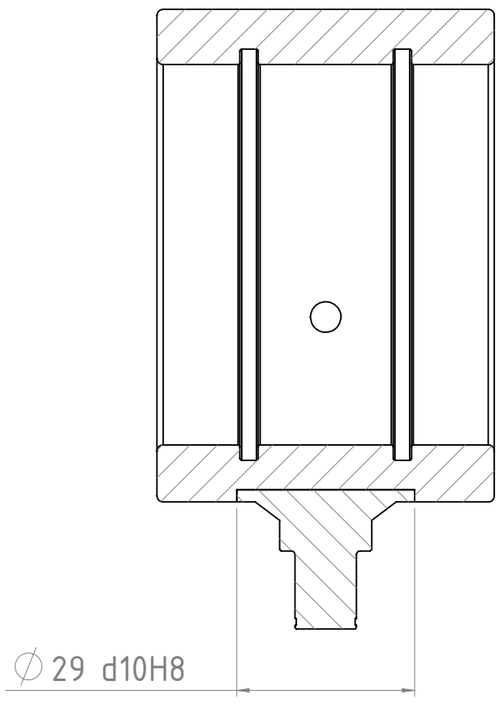








SECCIÓN A-A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUBO ROTULA	SAE 1045	1
2	EJE BASE	SAE 1045	1

PROYECTO FINAL

ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

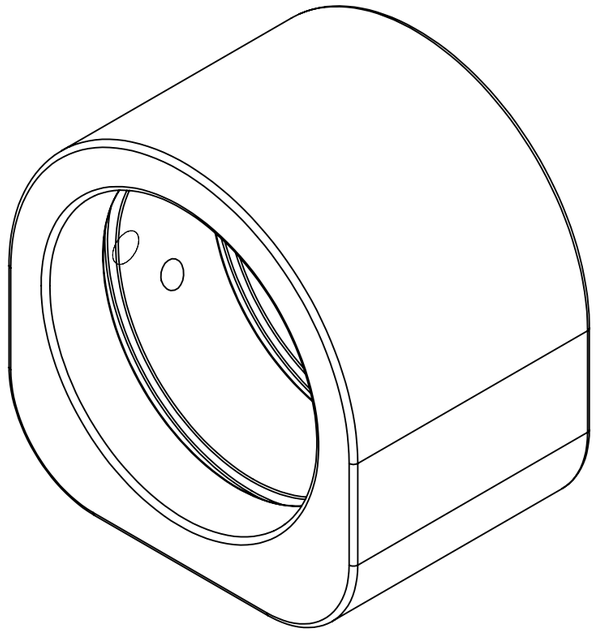
CONJUNTO CUBO ROTULA

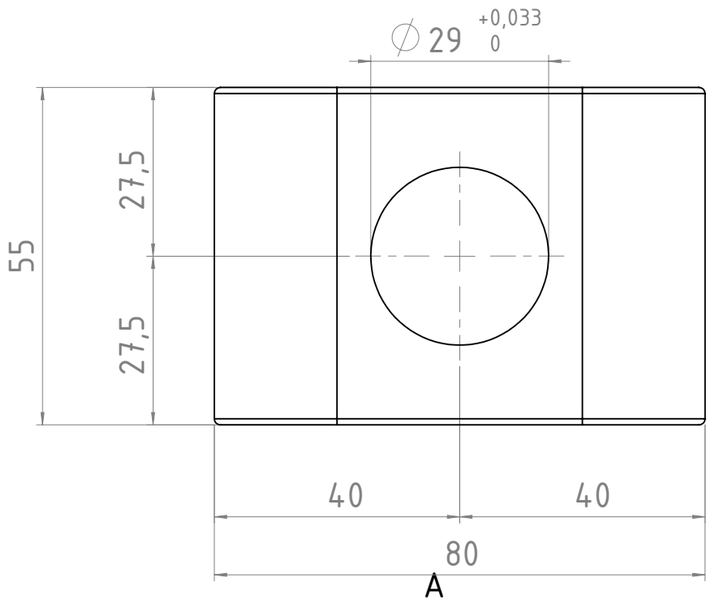
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

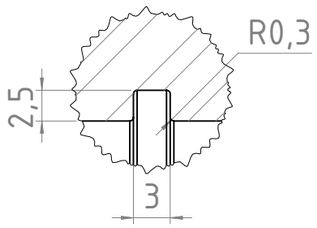
ESCALAS 1:1

N° 1–15

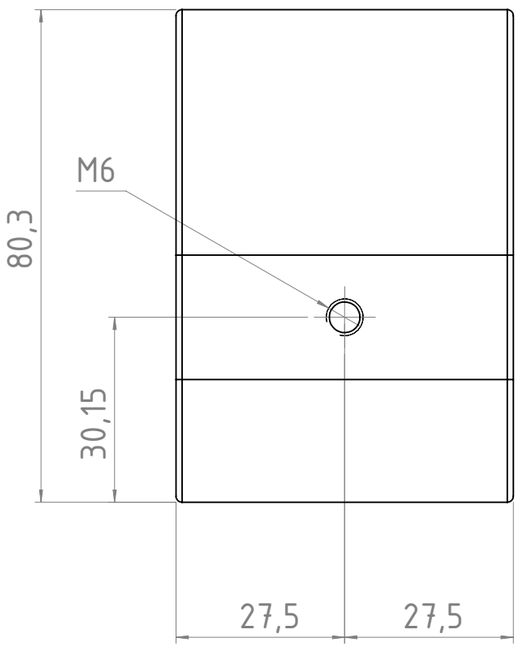
N8 (N7)

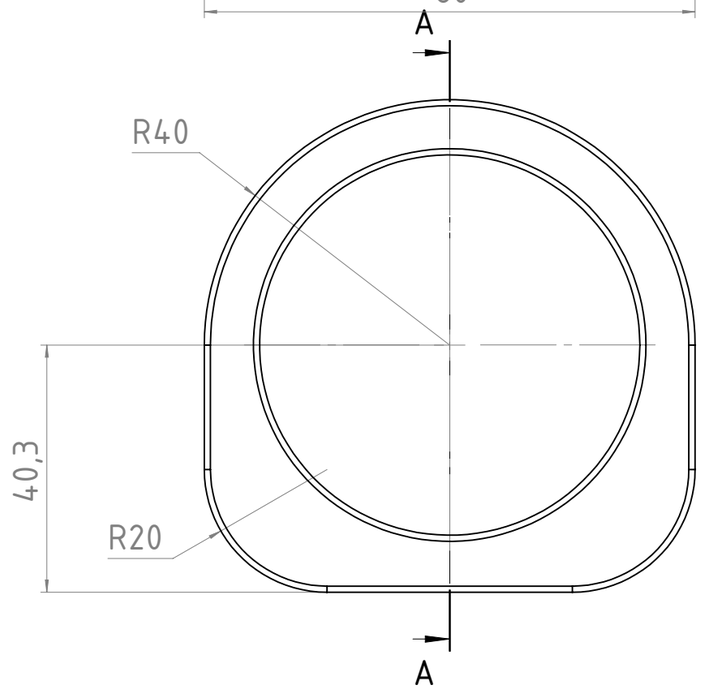


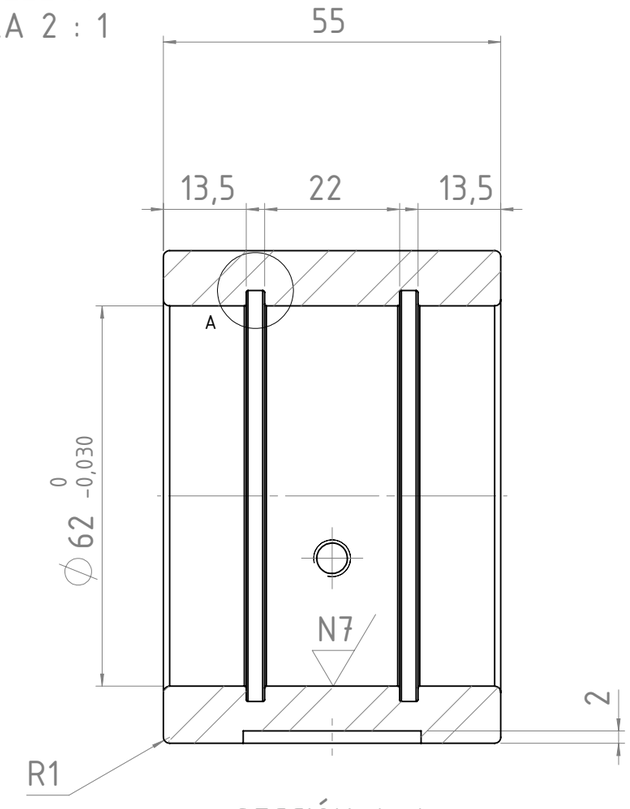




DETALLE A
ESCALA 2 : 1







SECCIÓN A-A

NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

1	CHAPA 2" 1/2	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

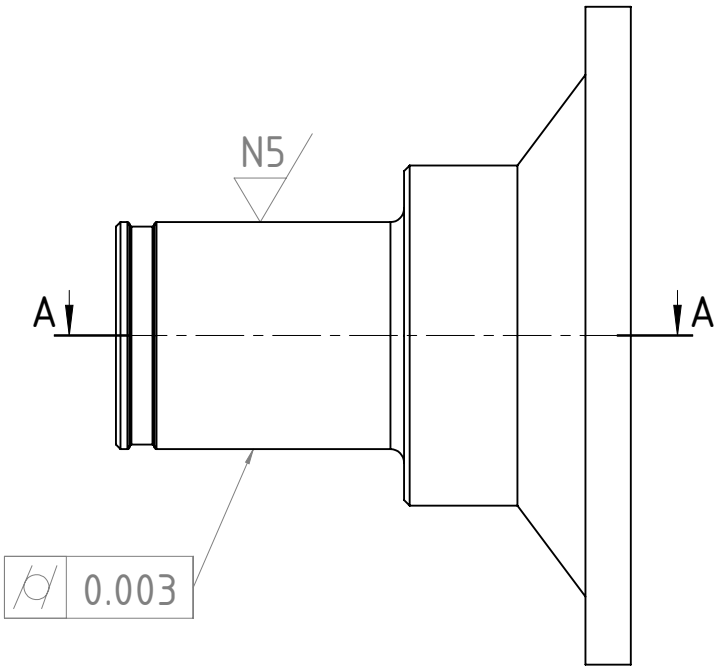
CUBO ROTULA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

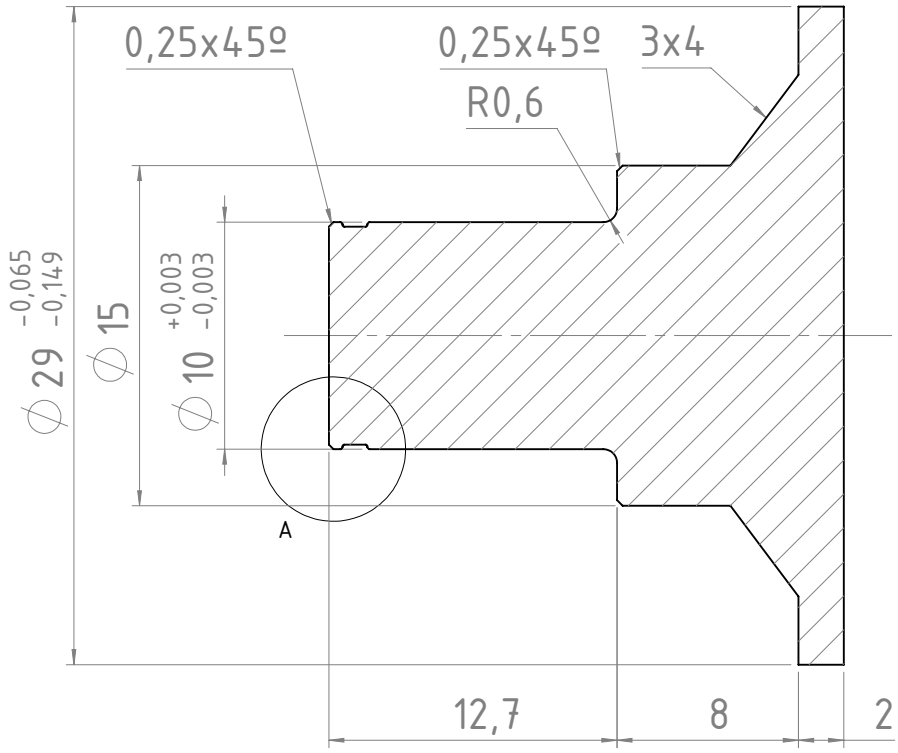
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–16

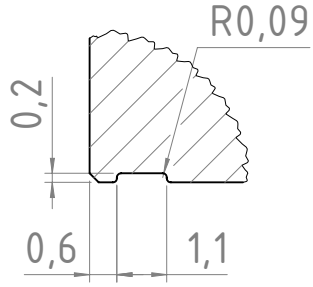
N6 (N5)



SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1



DETALLE A
ESCALA 6 : 1



1	REDONDO Ø38	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

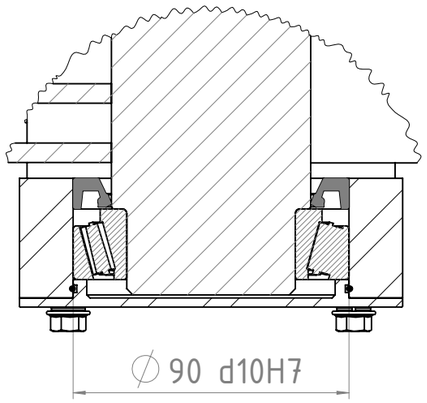
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

EJE BASE

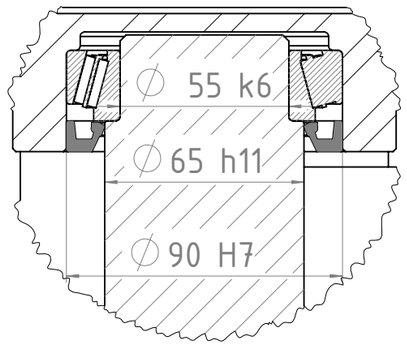
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

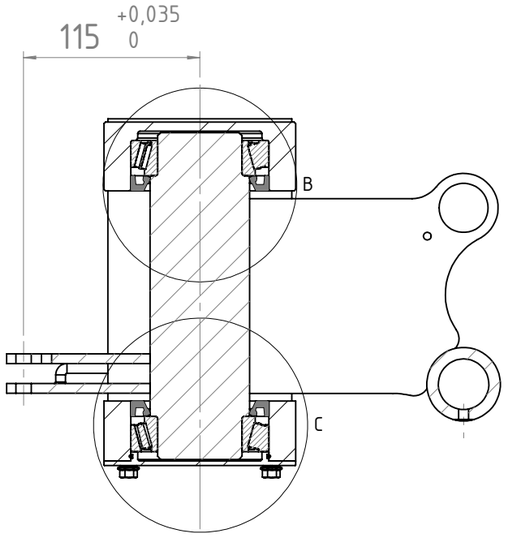
N°1–17



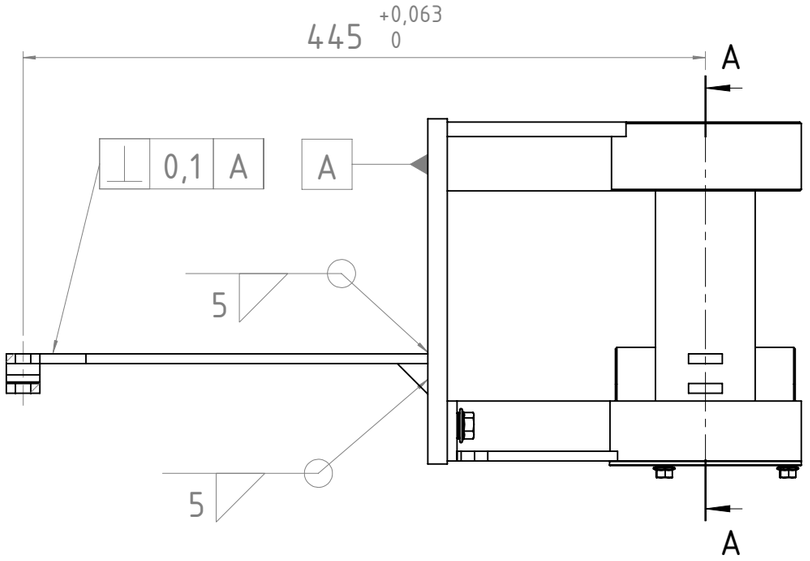
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

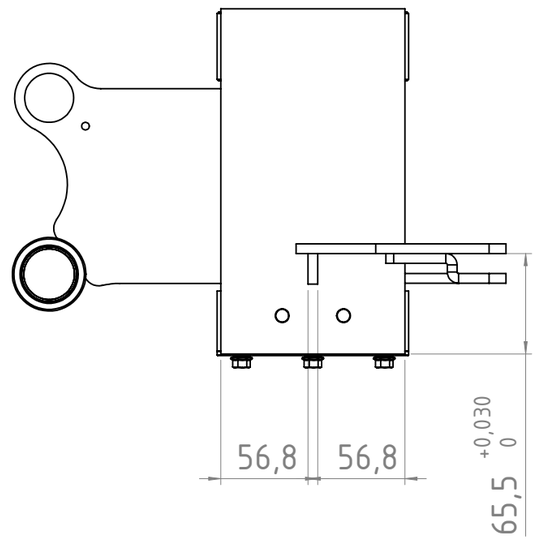


DETALLE B
ESCALA 1 : 2

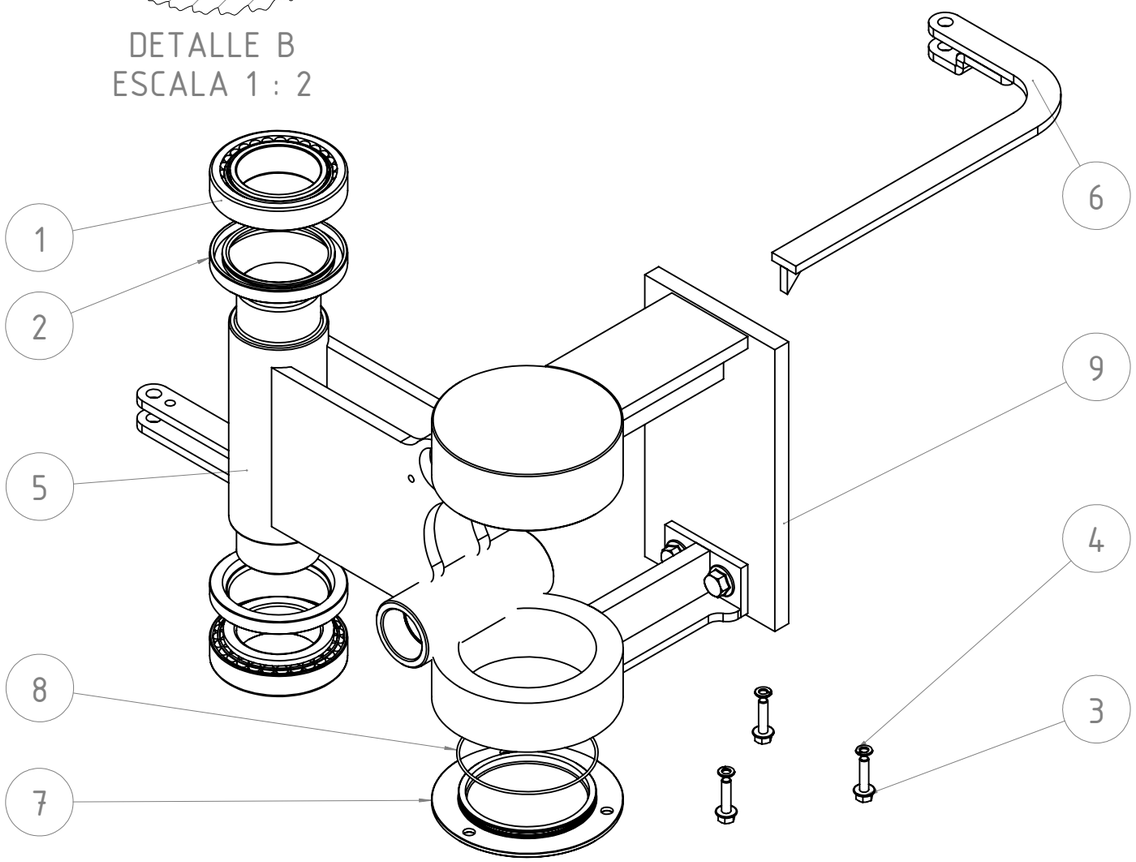


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4





NOTA: ARMAR DOS DERECHOS Y DOS IZQUIERDOS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	RODAMIENTO DE RODILLOS CONICOS	SKF - 32011 X - FULL,DE,AC,FULL	2
2	RETEN DE EJE	DIN3760-A_65X90X10-FKM	2
3	TORNILLO CAB. HEX. CON AR. ESTAMP.	DIN 6921 - M6 X 25 X 25-N	3
4	ARANDELA GROWER	DIN 6905-5.5-FST	3
5	BARRA SOPORTE	-	1
6	BRAZO SOPORTE MOVIMIENTO LATERAL	SAE 1045	1
7	TAPA DEL CUBO INFERIOR	SAE 1045	1
8	SELLO CUBO	O-RING 2-043	1
9	CUBO COMPLETO - MOVIMIENTO LATERAL	SAE 1045	1

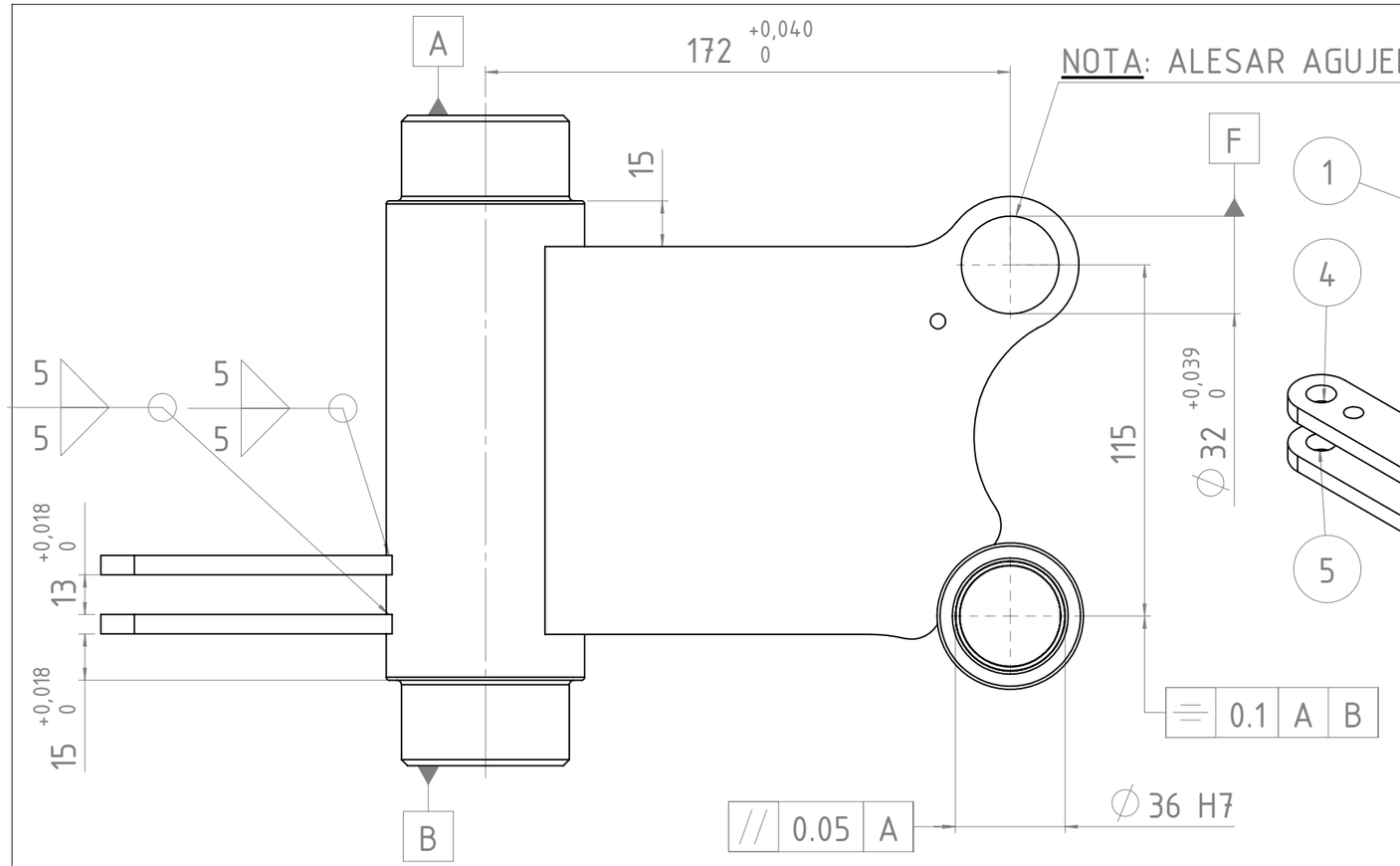
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

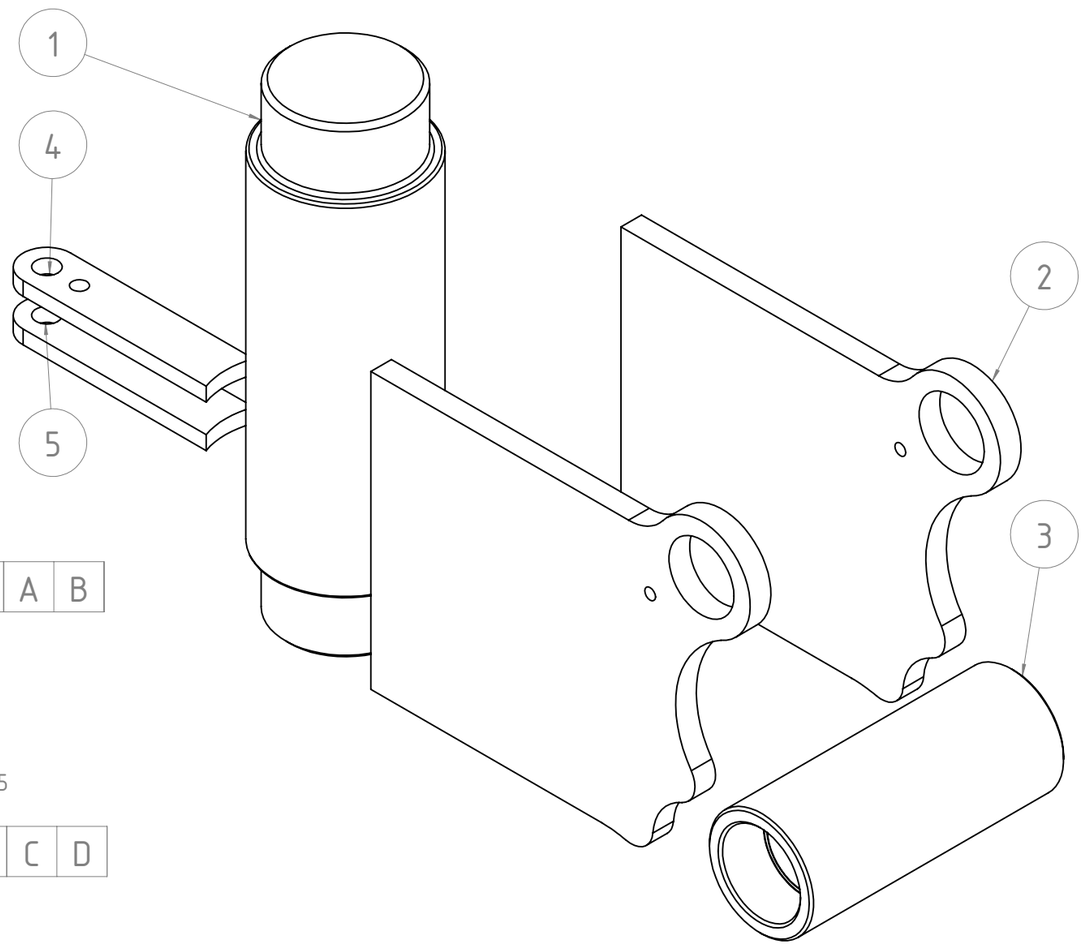
MECANISMO DE TRANSLACION LATERAL IZQUIERDO

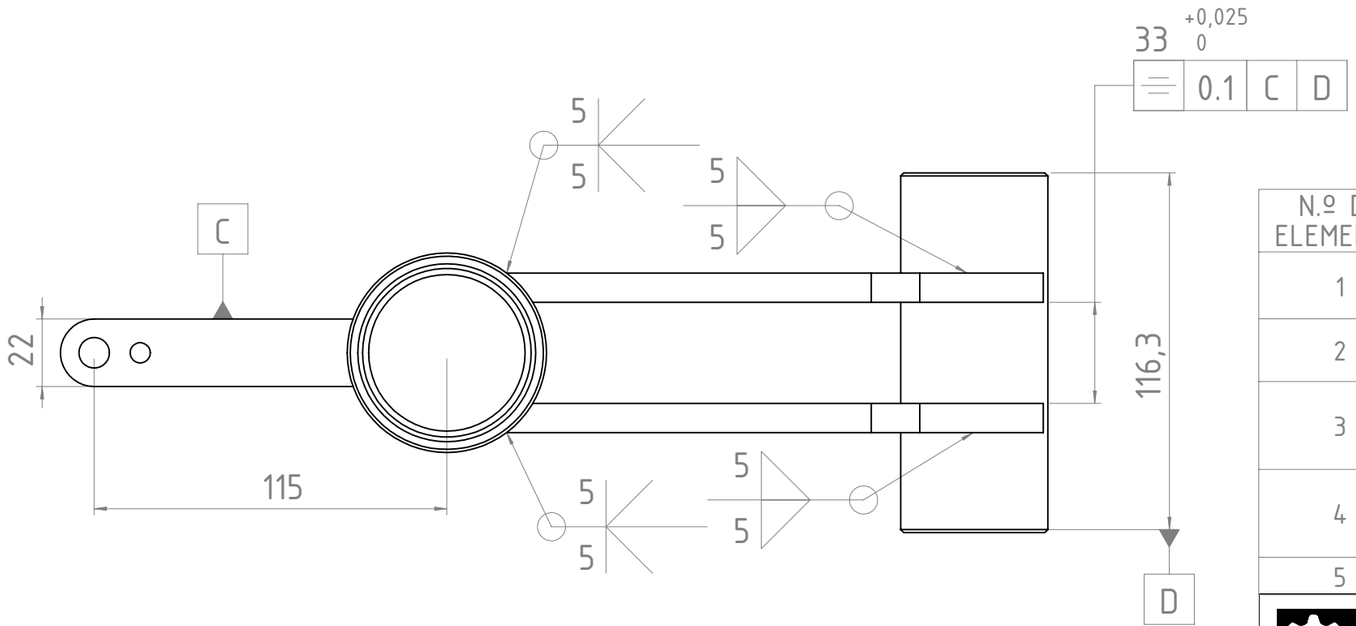
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:4
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°1-18

NOTA: SOLDAR BRAZO SOPORTE







N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ÁRBOL BARRA SOPORTE	SAE 4140	1
2	CHAPA CILINDRO Y BARRA 1-2 - 1	SAE 1045	2
3	SUPLEMENTO BARRA 1-2	SAE 1045	1
4	CHAPA-MOVLAT C/ROSCA	C/ROSCA-SAE 1045	1
5	CHAPA-MOVLAT	SAE 1045	1

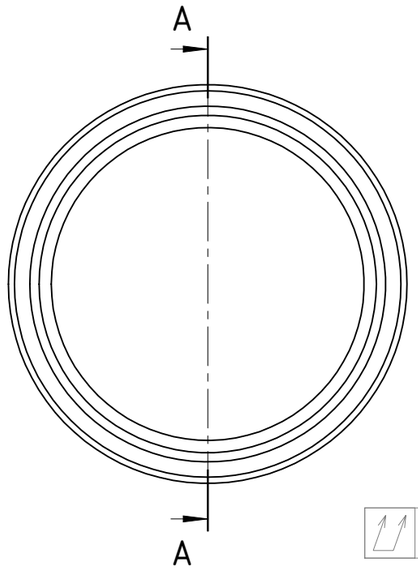
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

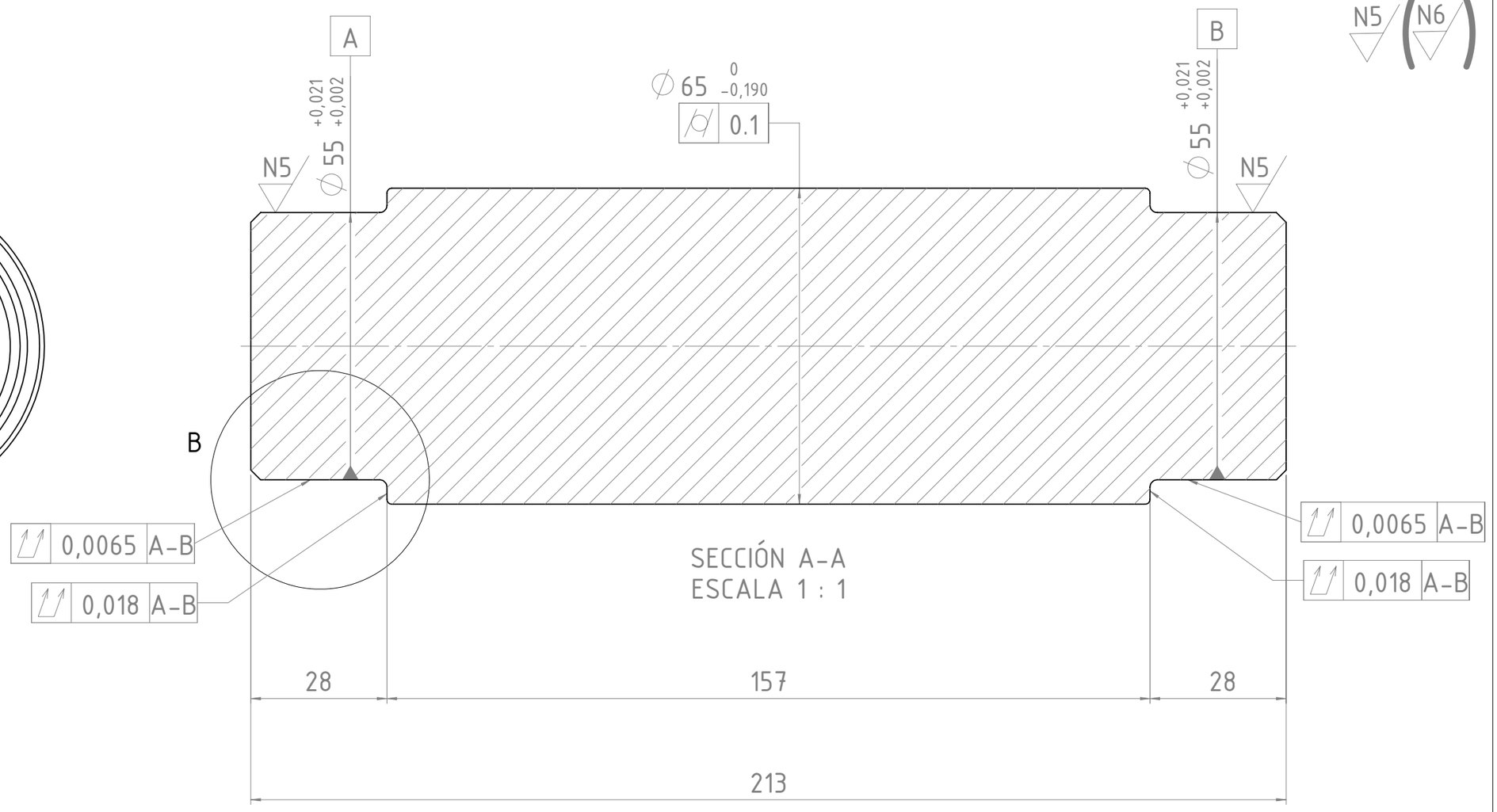
BARRA SOPORTE

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

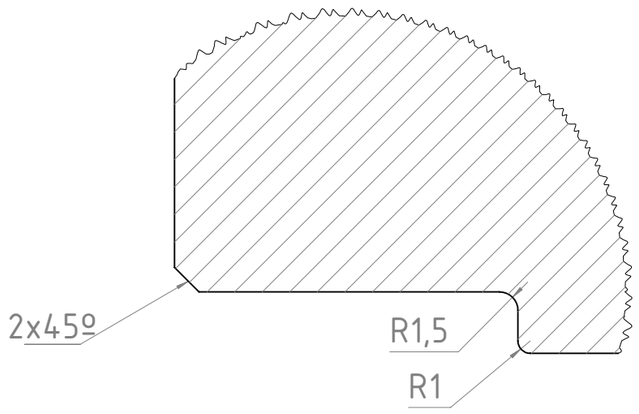
ESCALAS 1:2

N°1-19





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

TRATAMIENTO TERMICO: TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE: 45-50 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA: TEMPLADO COMPLETO

1	REDONDO Ø90	SAE 4140H	4	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

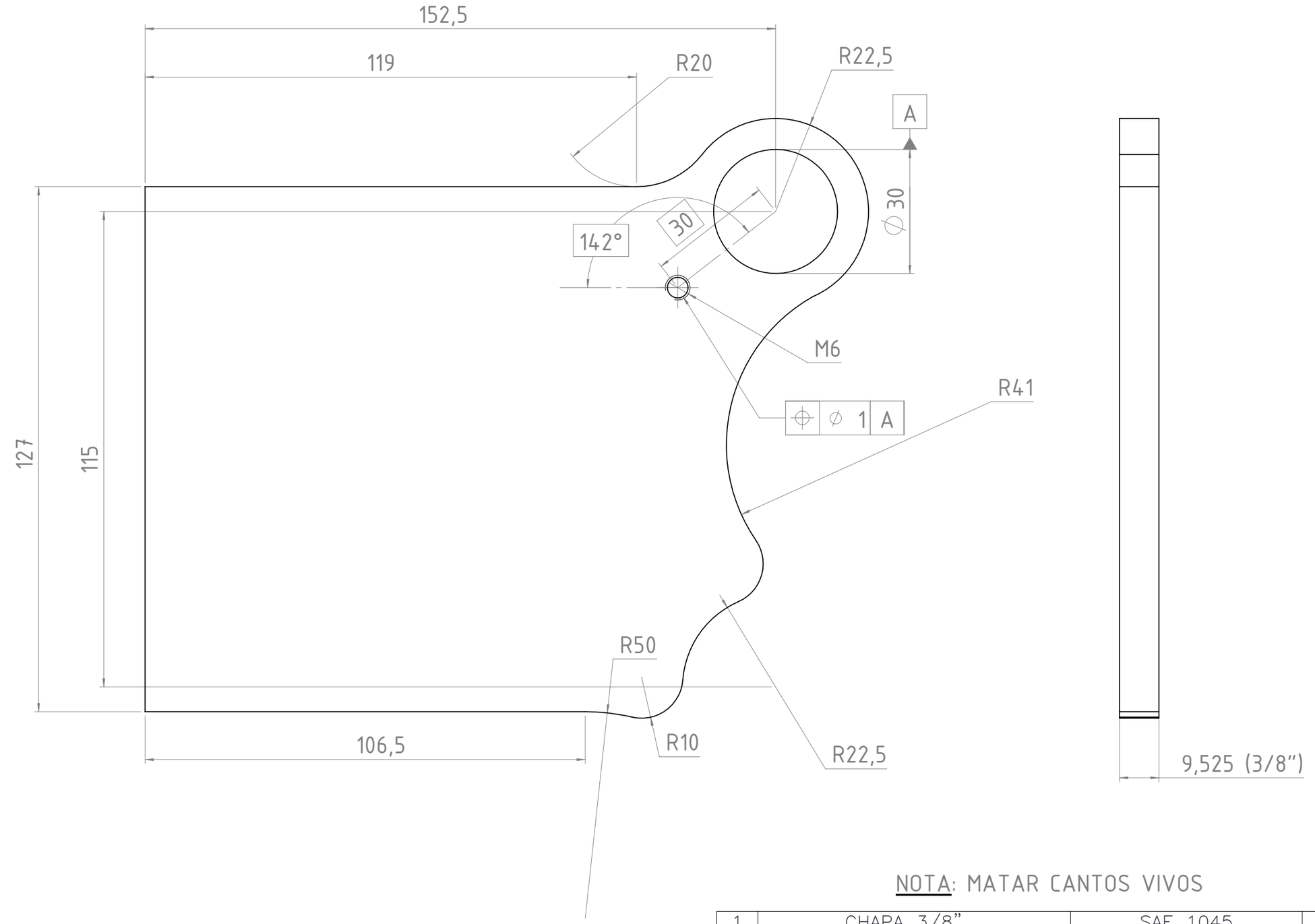
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

ARBOL BARRA SOPORTE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	26/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1-20



NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

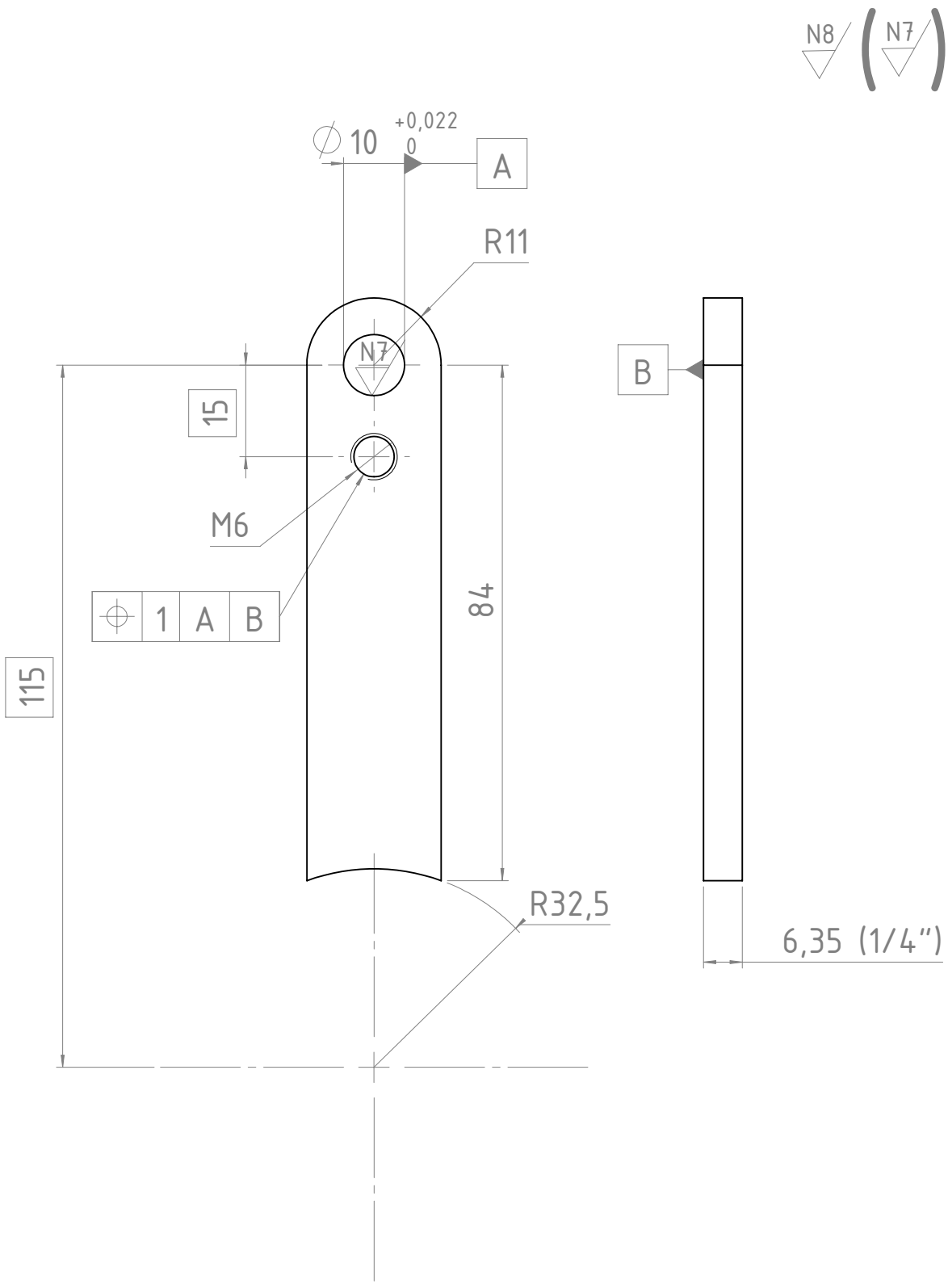
1	CHAPA 3/8"	SAE 1045	8	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA CILINDRO BARRA 1–2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

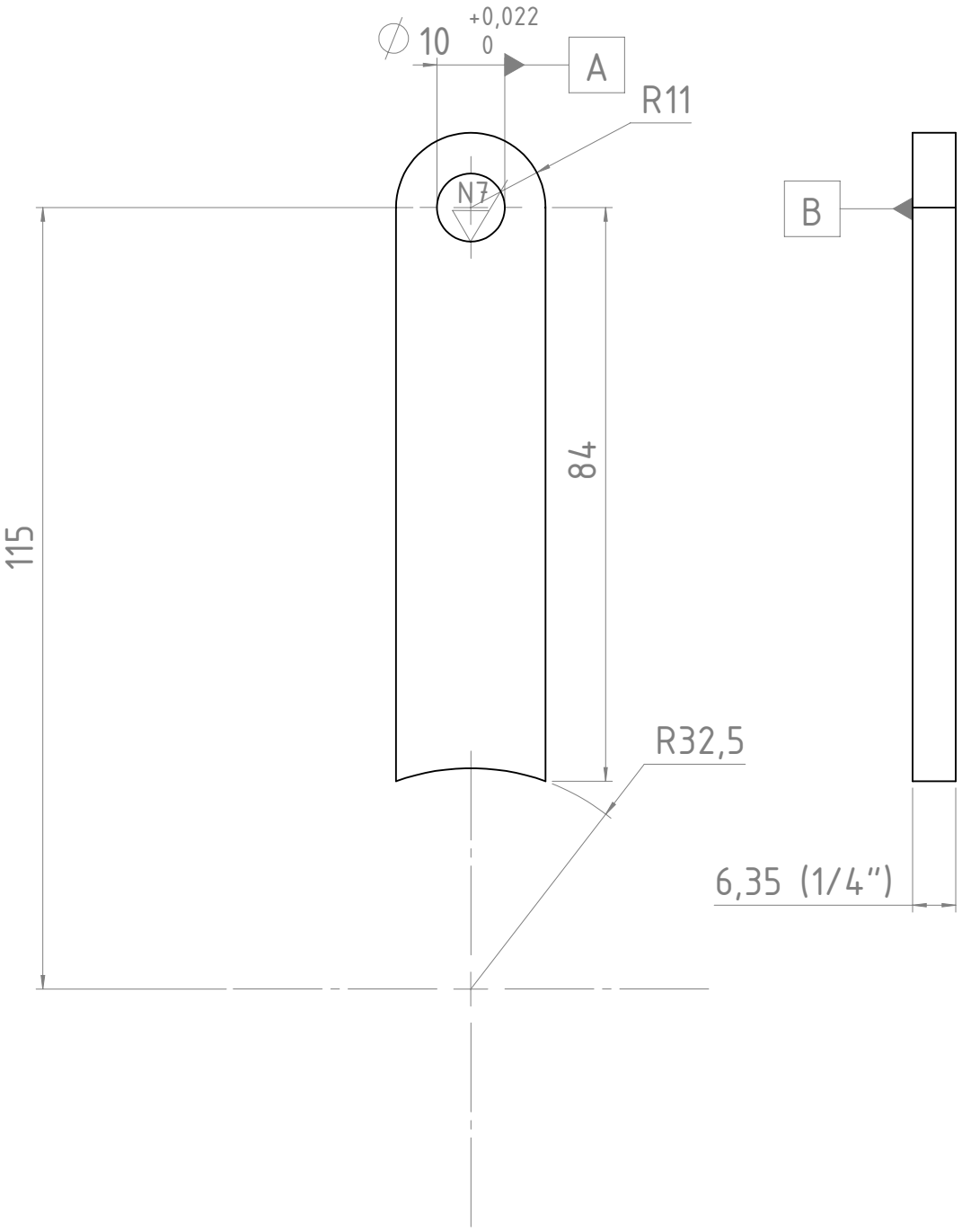
N°1–21



1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			CHAPA MOV–LAT C/ROSCA
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	XX/XX/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°1–22

N8 (N7)



1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

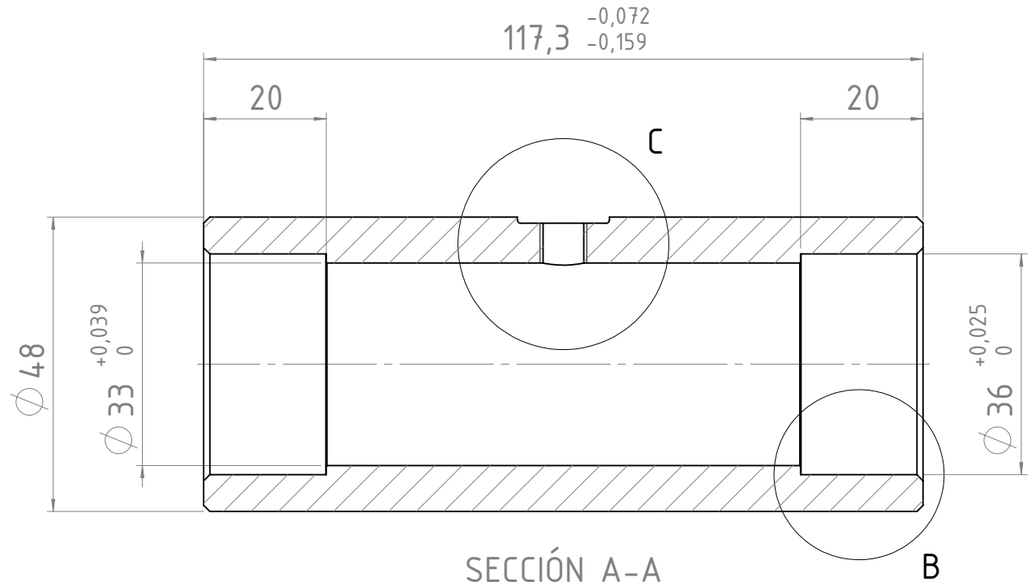
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA MOV–LAT

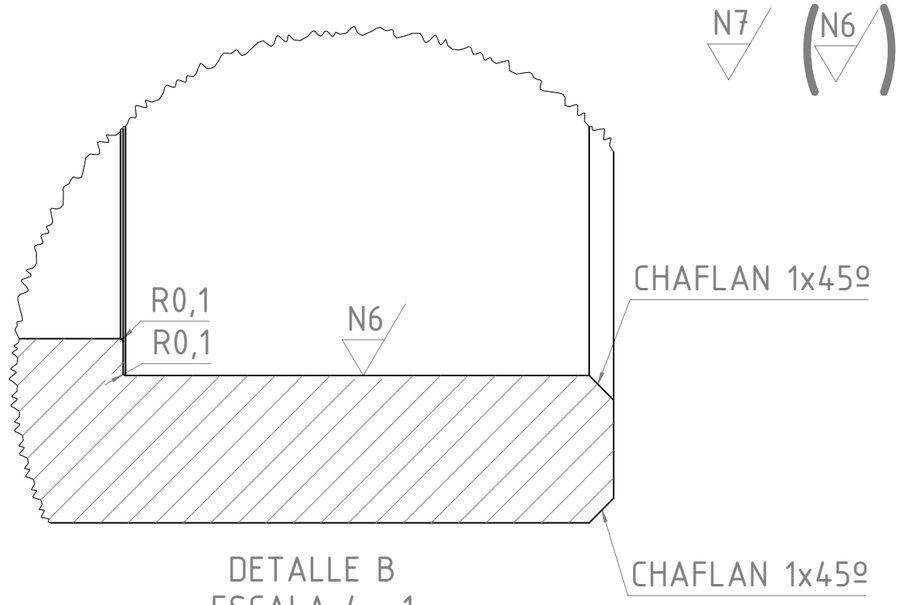
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–23

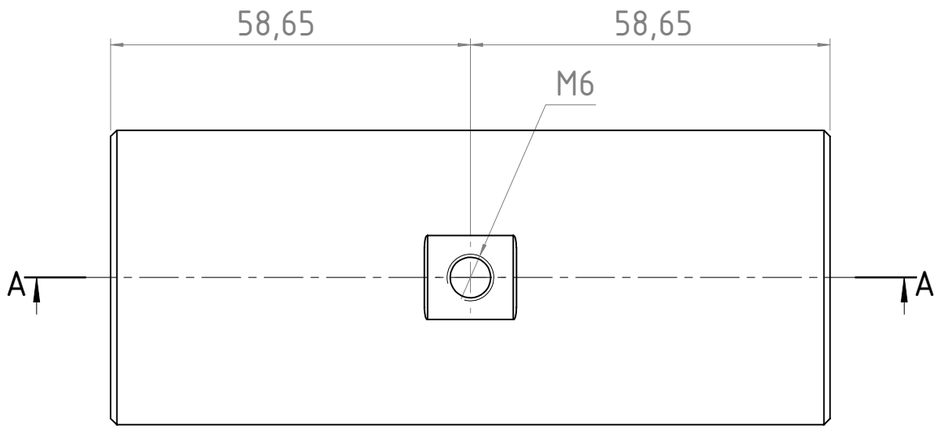
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

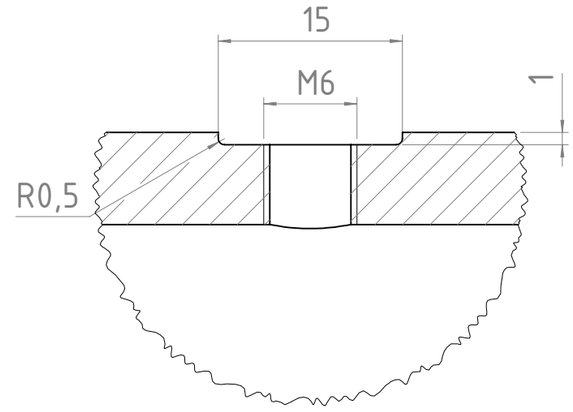


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 4 : 1





DETALLE C
ESCALA 2 : 1

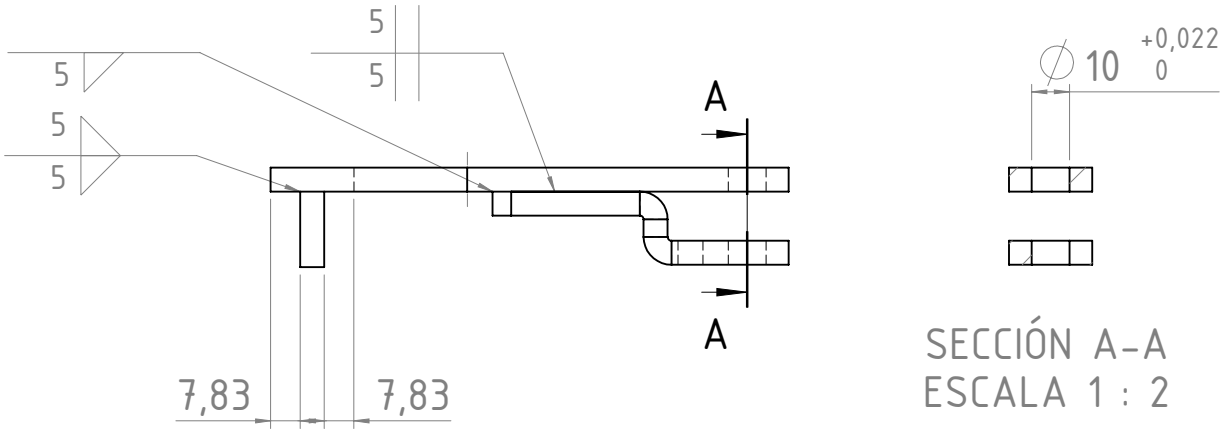
1	REDONDO Ø90	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

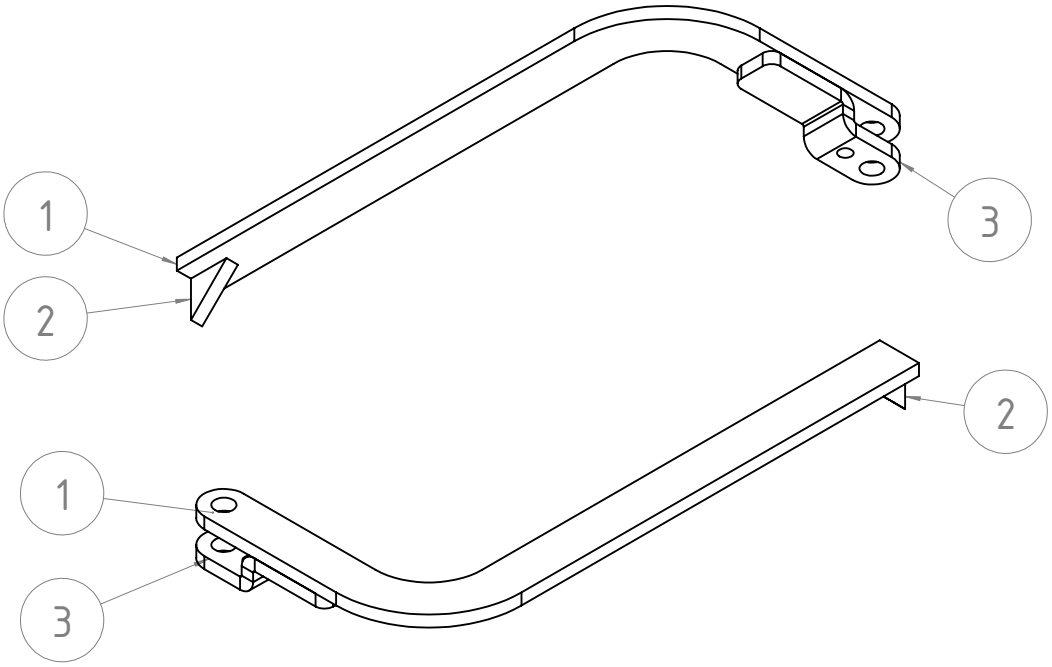
SUPLEMENTO BARRA 1–2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°1–24



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



NOTA:

1- SOLDAR DOS DERECHOS Y DOS IZQUIERDOS

2- ALESAR A Ø10mm

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PARTE 1 BRAZO SOPORTE - MOV LAT	SAE 1045	1
2	REFUERZO - MOV LAT	SAE 1045	1
3	PARTE 2 BRAZO SOPORTE - MOV LAT	SAE 1045	1

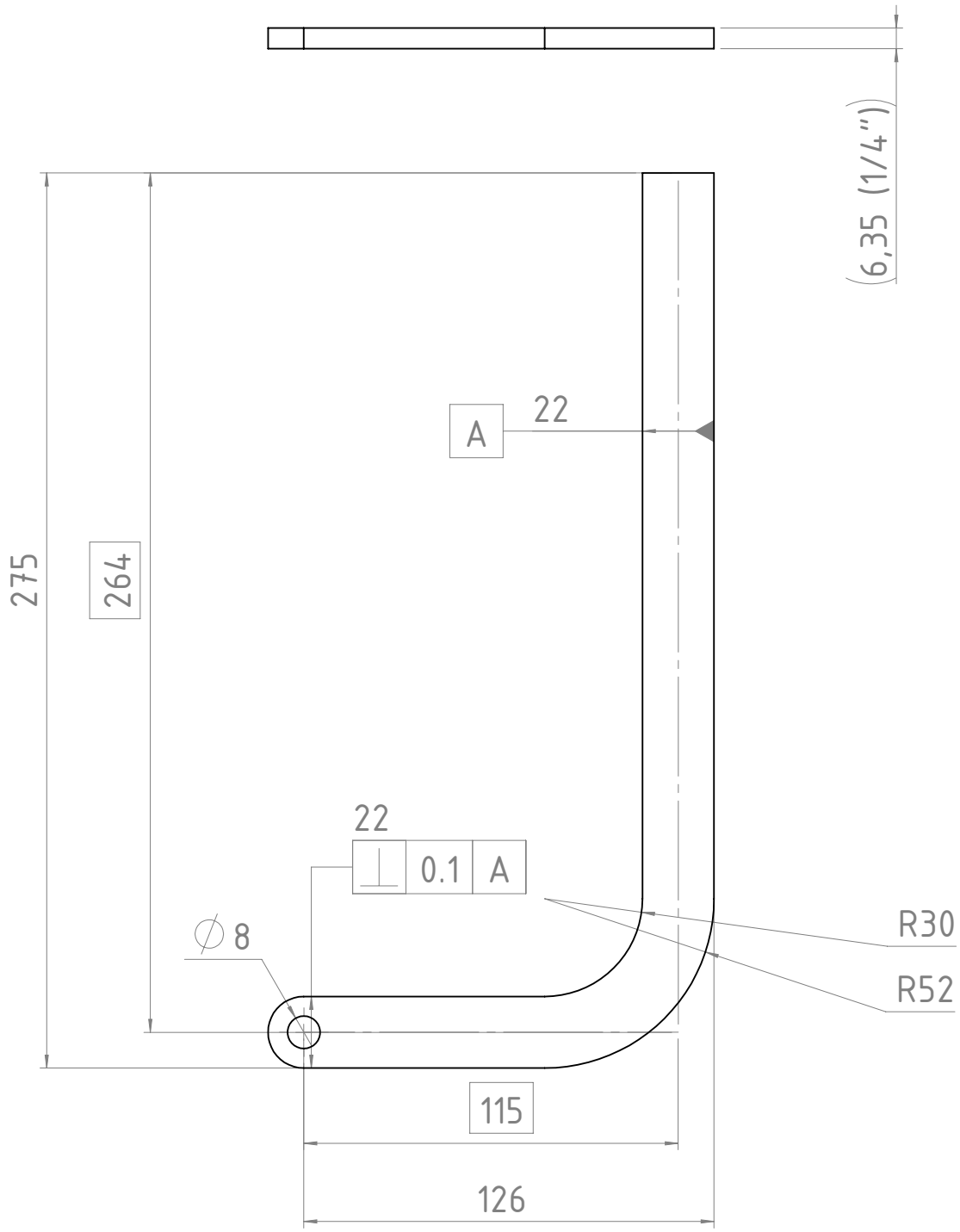
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

BRAZO SOPORTE TRANSLACION LATERAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:2

N°1-25

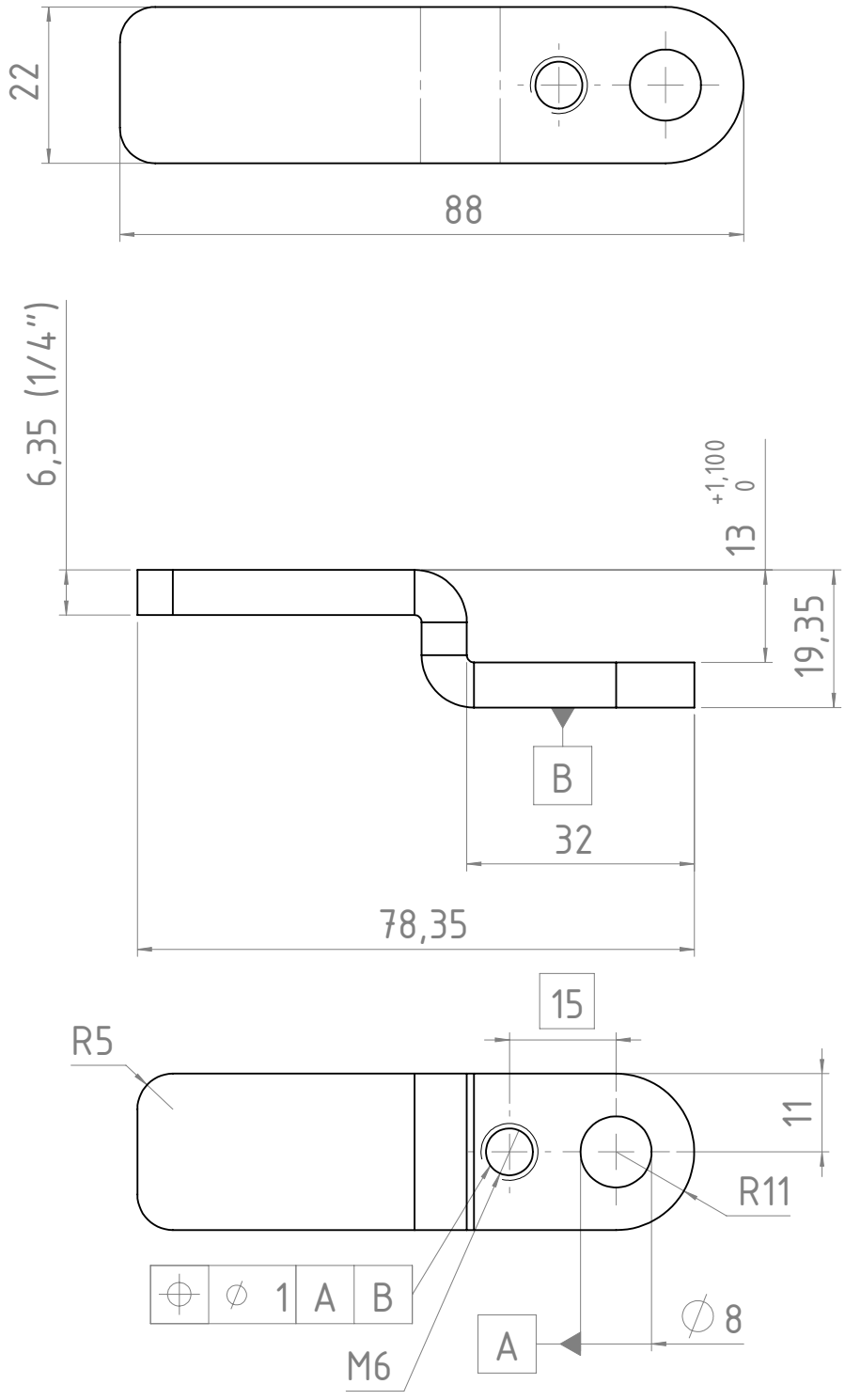
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PARTE 1 BRAZO SOPORTE – MOV. LAT.
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°1–26

DESARROLLO



3	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

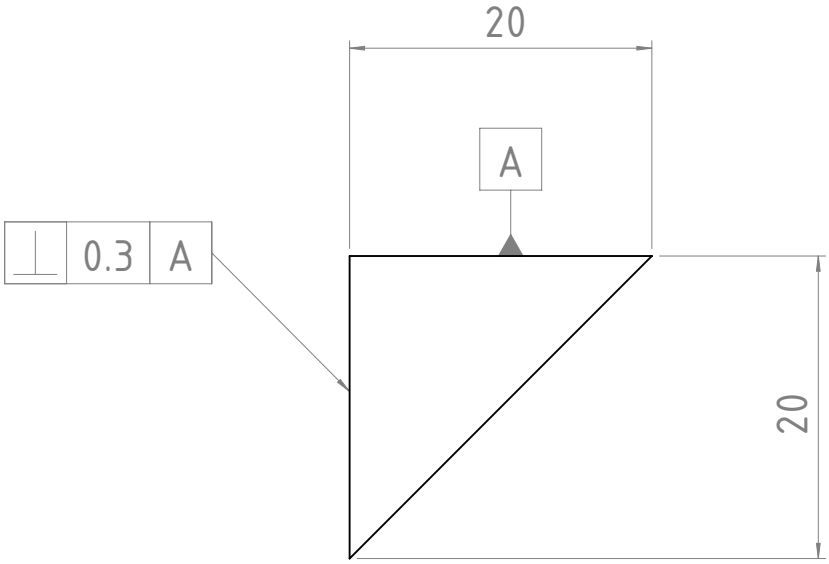
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

PARTE 2 BRAZO SOPORTE – MOV. LAT.

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–27





2	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

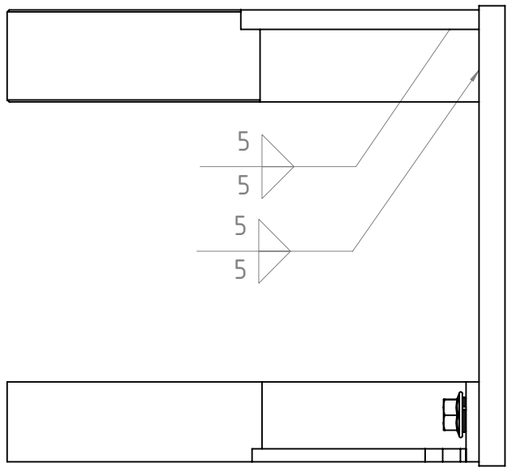
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

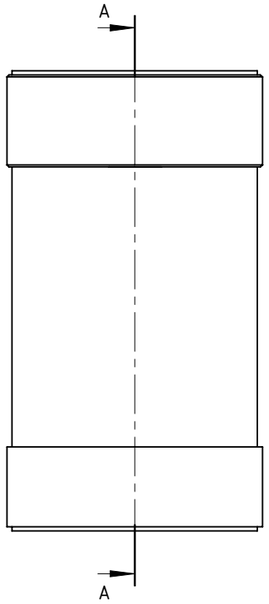
REFUERZO – MOV. LAT

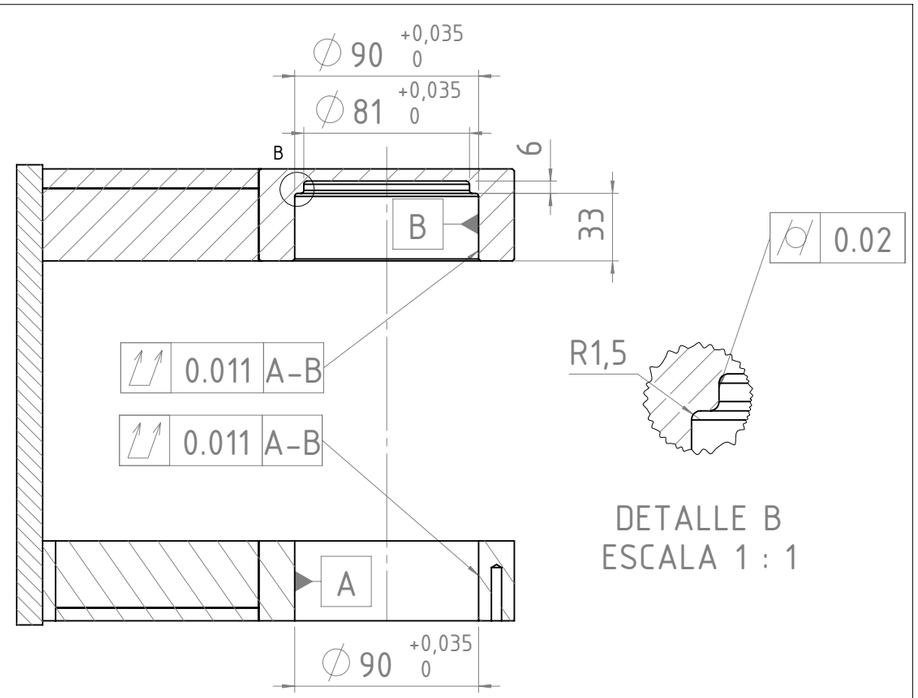
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–28

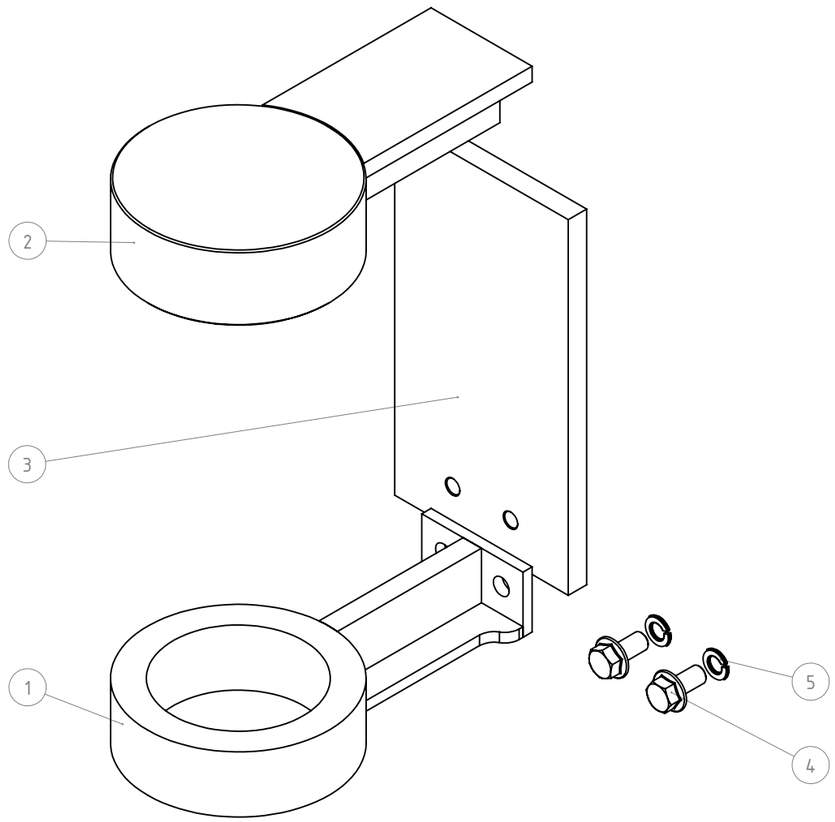






DETALLE B
ESCALA 1 : 1

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3



NOTA:

1- SOLDAR CUBO SUPERIOR EN CHAPA SOPORTE
2- MONTAR CUBO INFERIOR EN CHAPA SOPORTE
3- ALESAR AMBOS CUBOS A Ø90 (REALIZAR ALESADO EN REFERENCIA AL CUBO INFERIOR)
4- ALESAR RESALTO DE CUBO SUPERIOR A Ø81x6

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUBO INFERIOR	SAE 1045	1
2	CUBO SUPERIOR	SAE 1045	1
3	CHAPA SOPORTE DE CUBOS	SAE 1045	1
4	TORNILLO CAB. HEX. AR. ESTAMP.	DIN 6921 - M10 X 20 X 20-N	2
5	ARANDELA GROWER	DIN 6905-9.3-FST	2

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

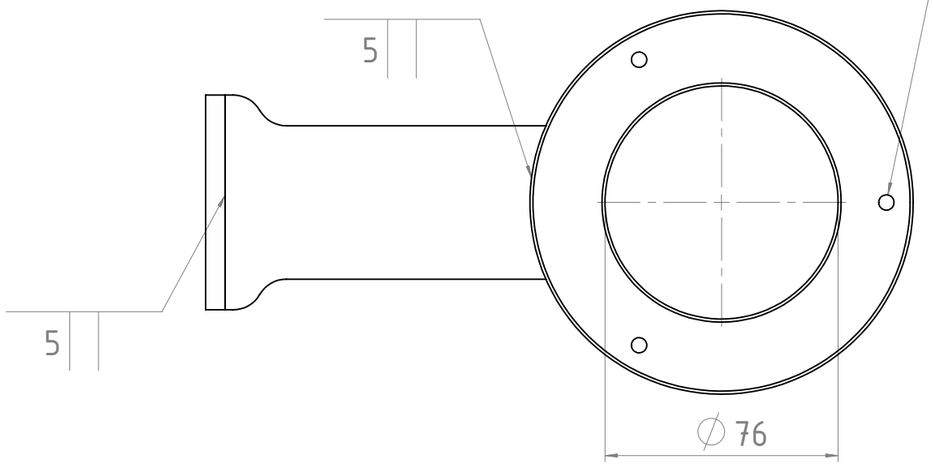
CUBO COMPLETO
MOVIMIENTO LATERAL

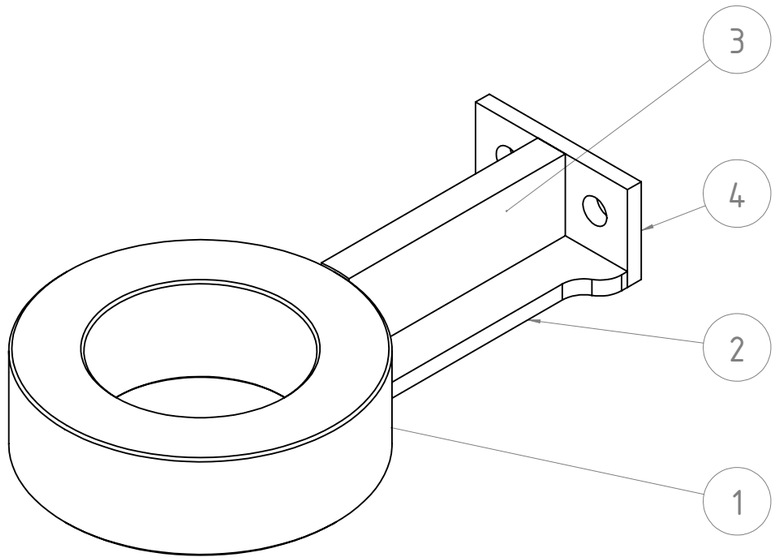
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

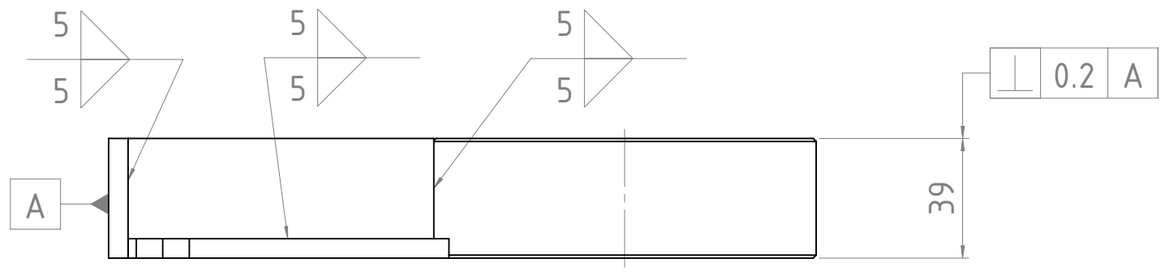
ESCALAS 1:3

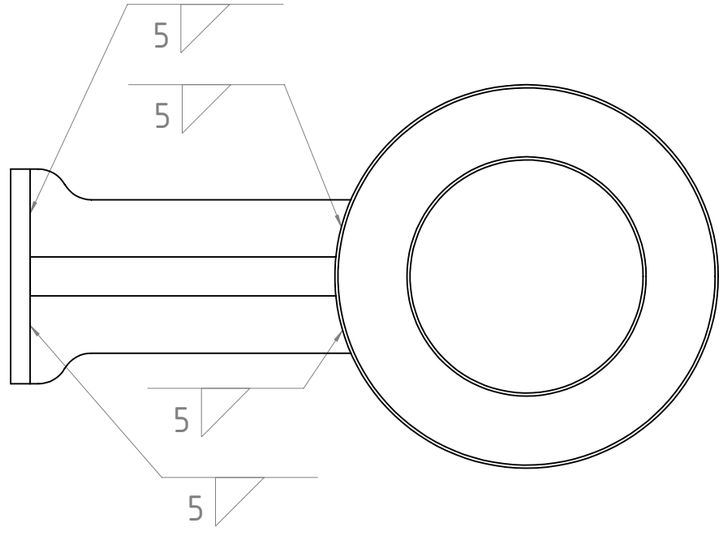
N°1-29

3 AGUJEROS M6 C/ 120º









NOTA: SOLDAR TODOS LOS CONTORNOS PARA UNIR LAS PIEZAS

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PIEZA 1 - CUBO INFERIOR	SAE 1045	1
2	PIEZA 2 - CUBO INFERIOR	SAE 1045	1
3	PIEZA 3 - CUBO INFERIOR	SAE 1045	1
4	PIEZA 4 - CUBO INFERIOR	SAE 1045	1

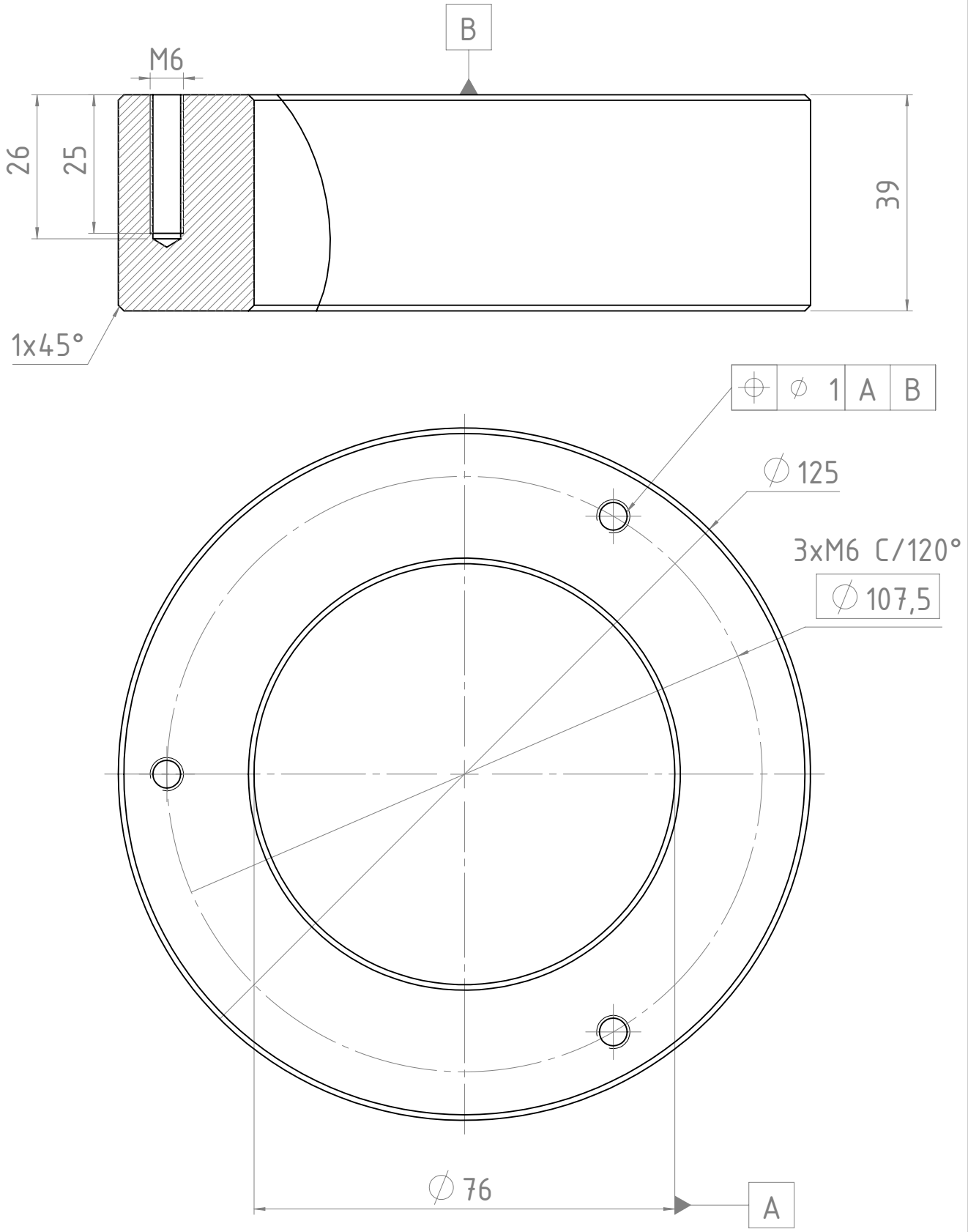
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CUBO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–30



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø150	SAE 1045	4	–

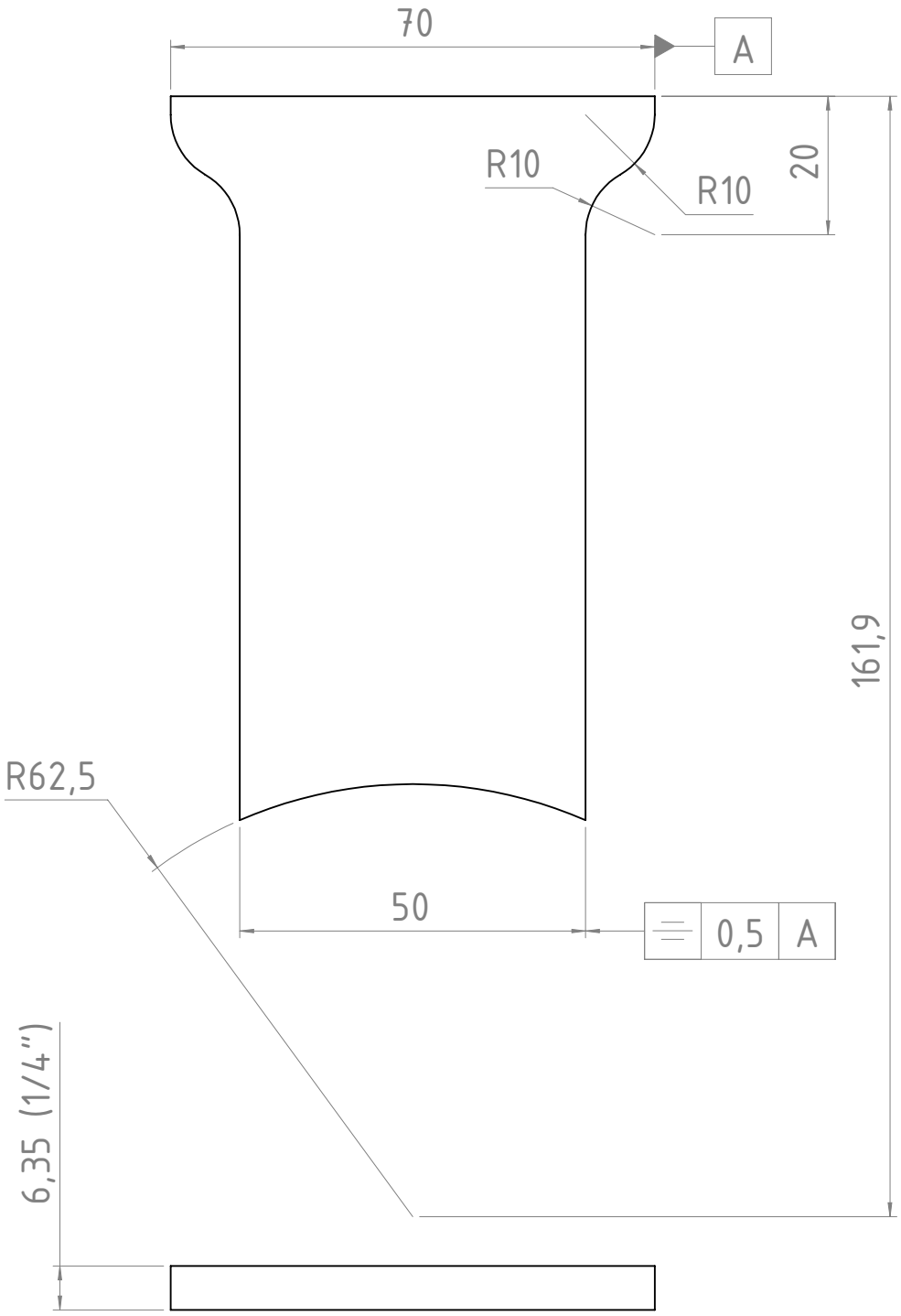
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PIEZA 1 – CUBO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–31



1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

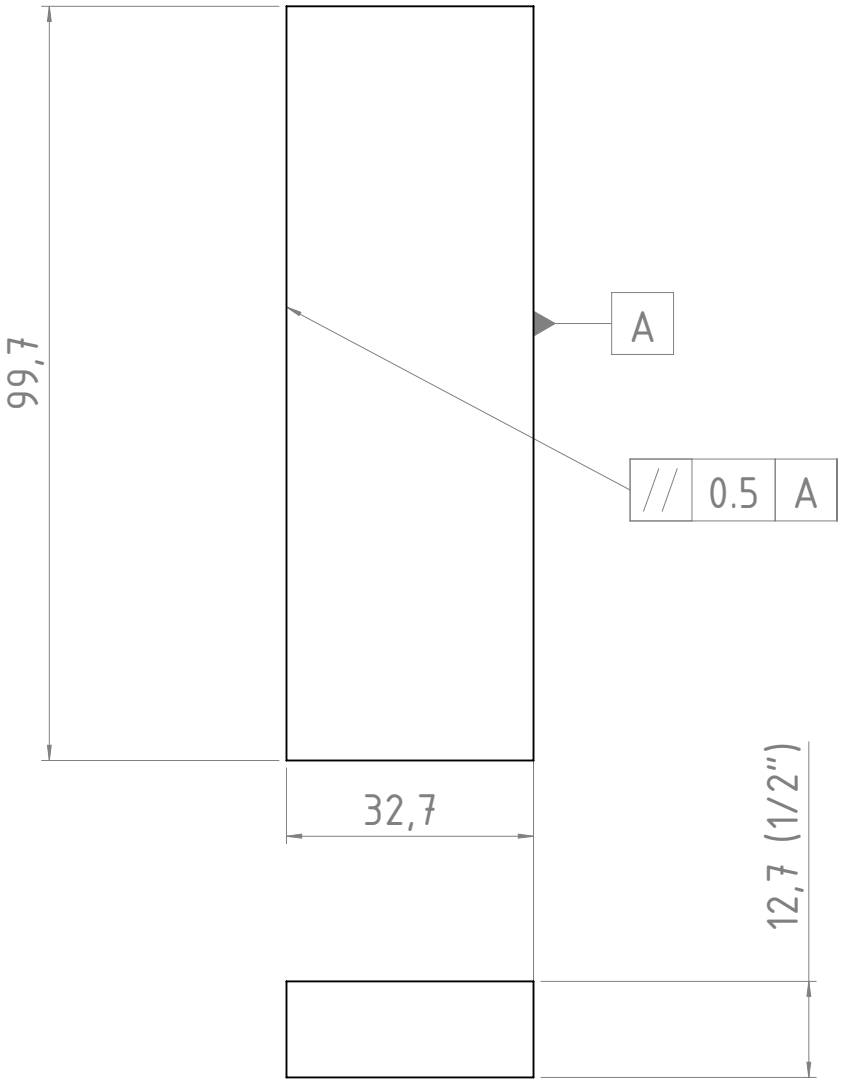
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PIEZA 2 – CUBO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–32

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	CHAPA 1/2"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

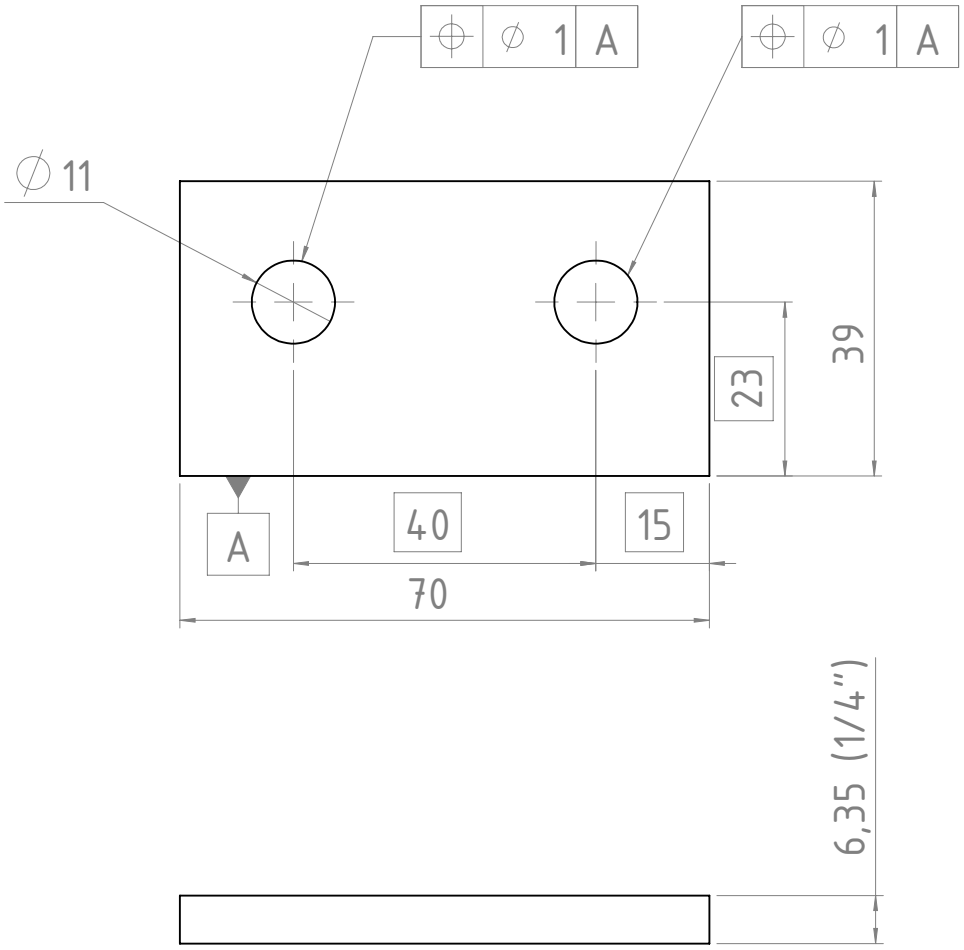
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PIEZA 3 – CUBO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–33



1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

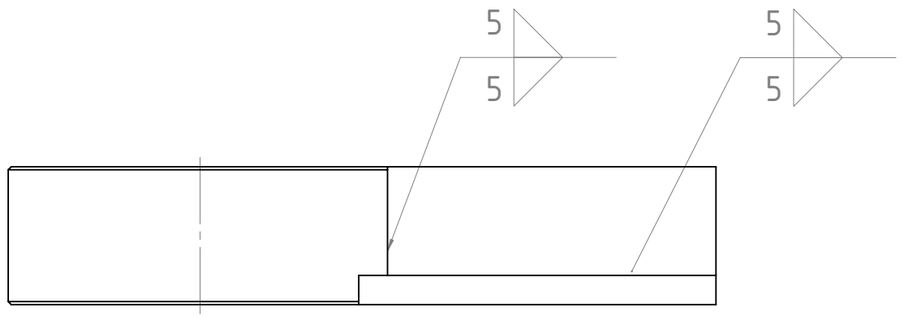
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

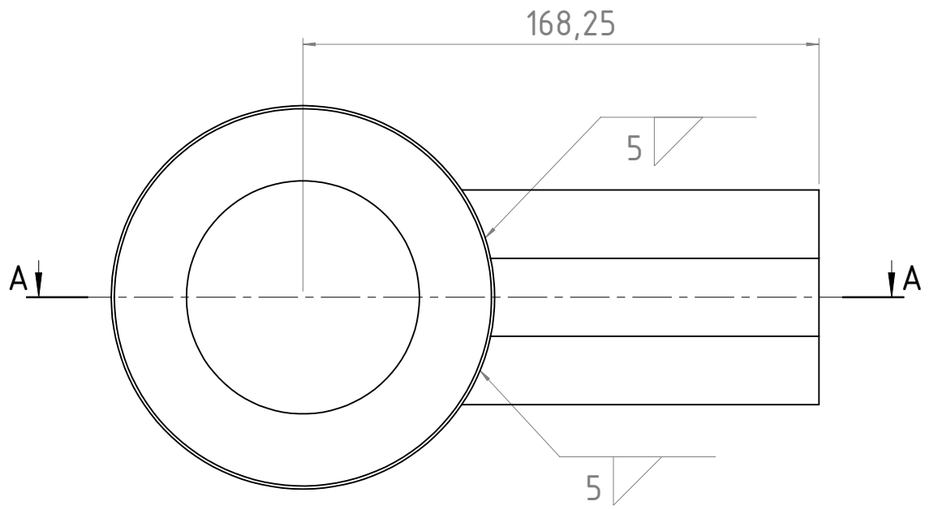
PIEZA 4 CUBO INFERIOR

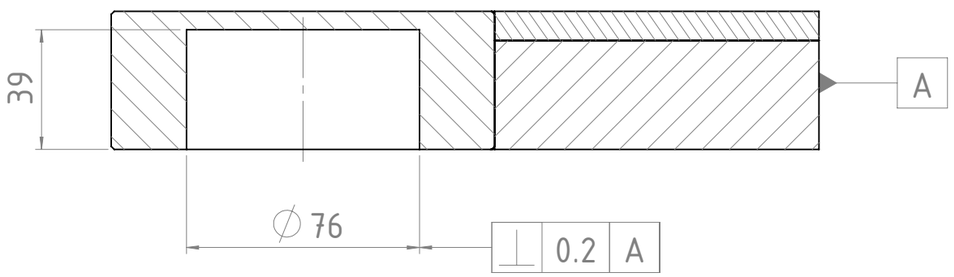
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

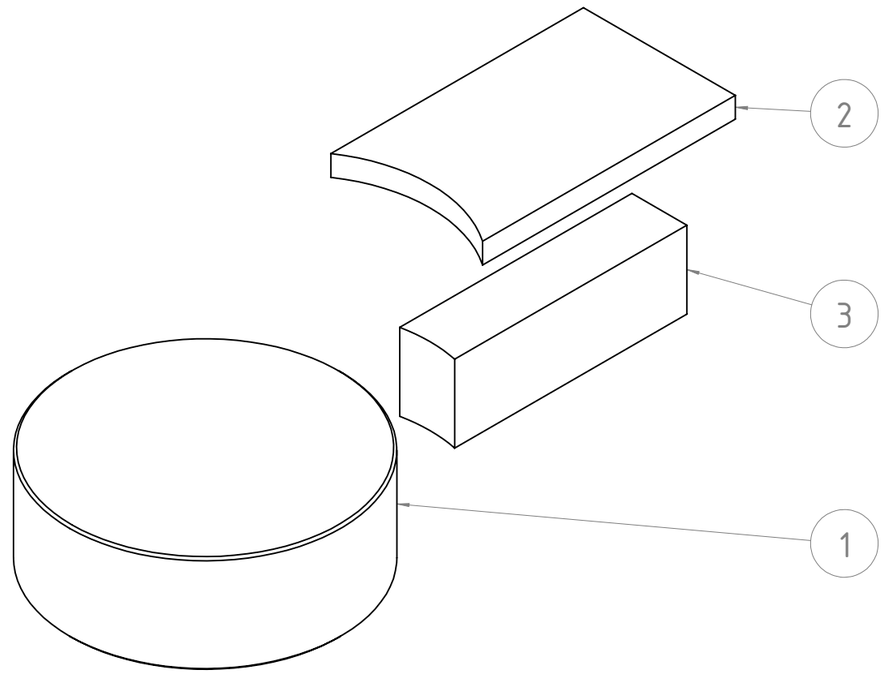
N°1–34







SECCIÓN A-A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUBO SUPERIOR-PIEZA 1	SAE 1045	1
2	CUBO SUPERIOR-PIEZA 2	SAE 1045	1
3	CUBO SUPERIOR-PIEZA 3	SAE 1045	1

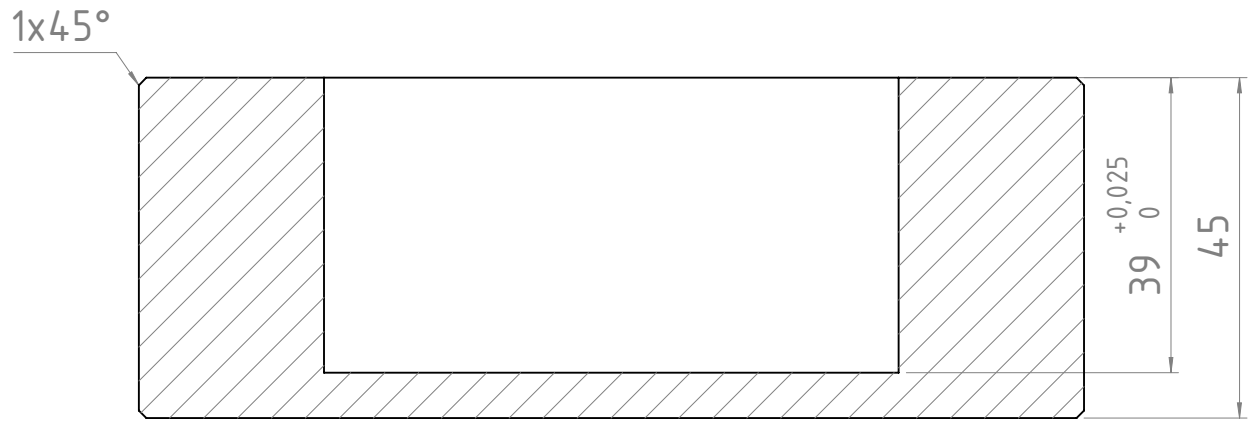
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

CUBO SUPERIOR

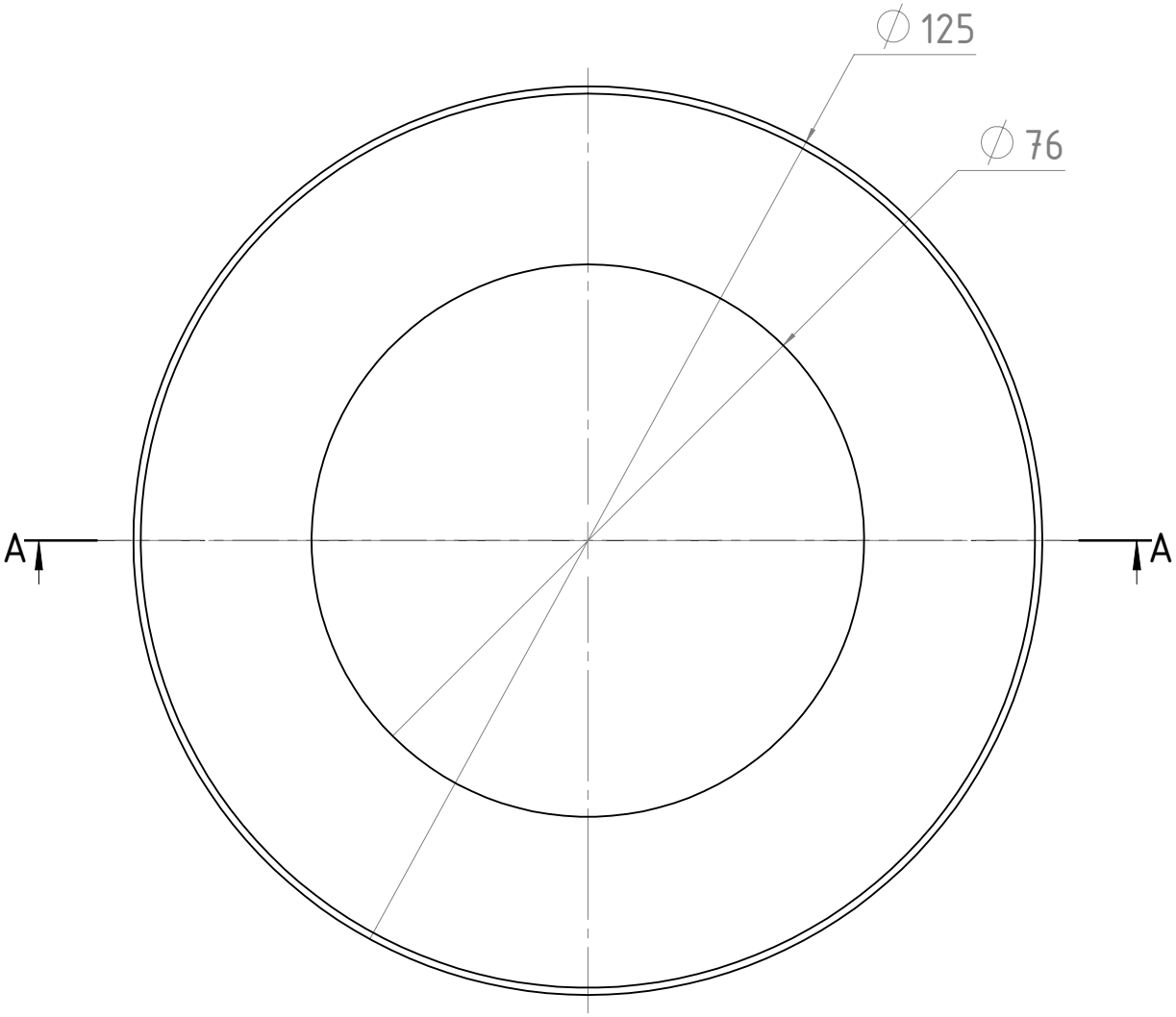
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

ESCALAS 1:2

N°1-35



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø150	SAE 1045	4	–

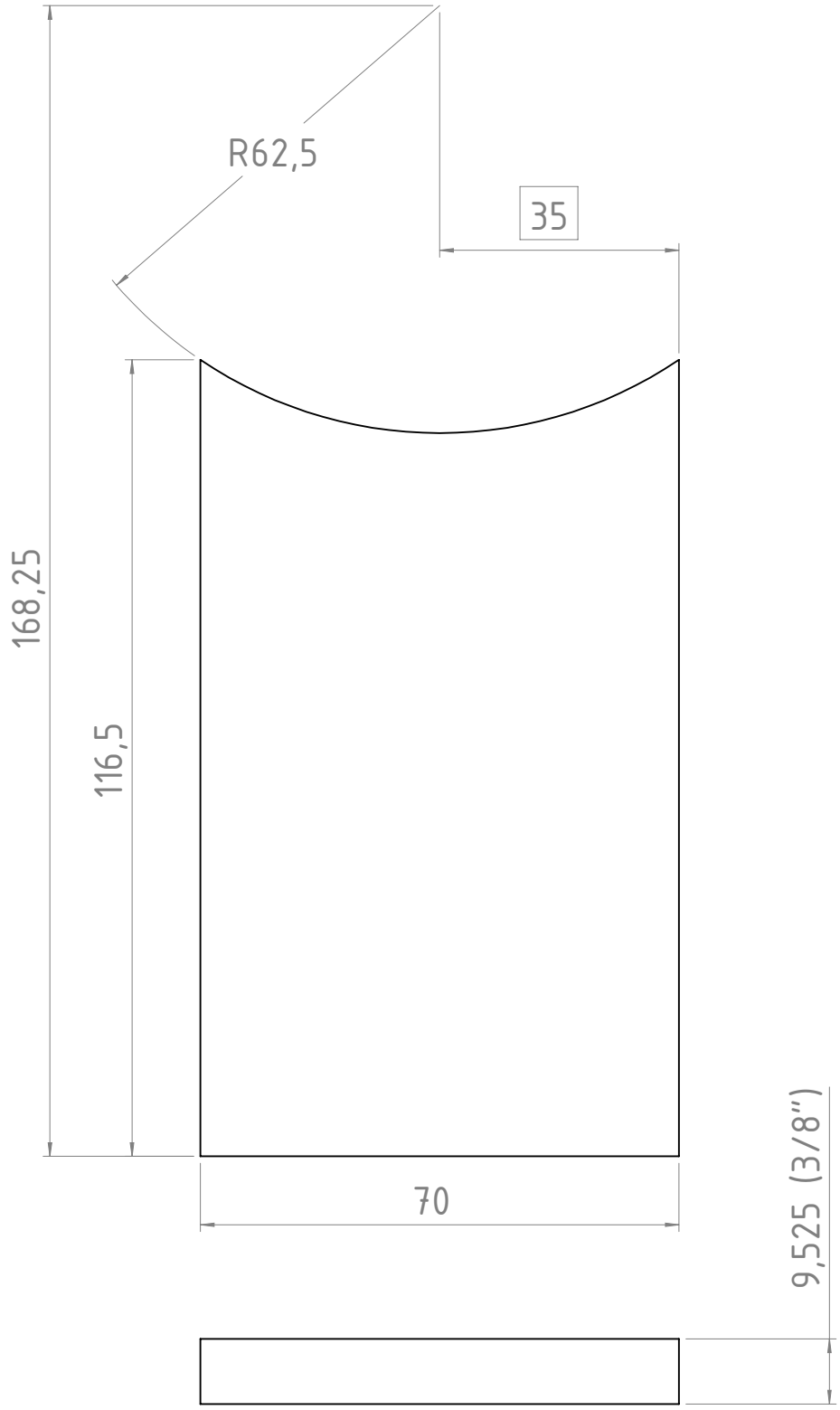
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

PIEZA 1 – CUBO SUPERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–36

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	CHAPA 3/8"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

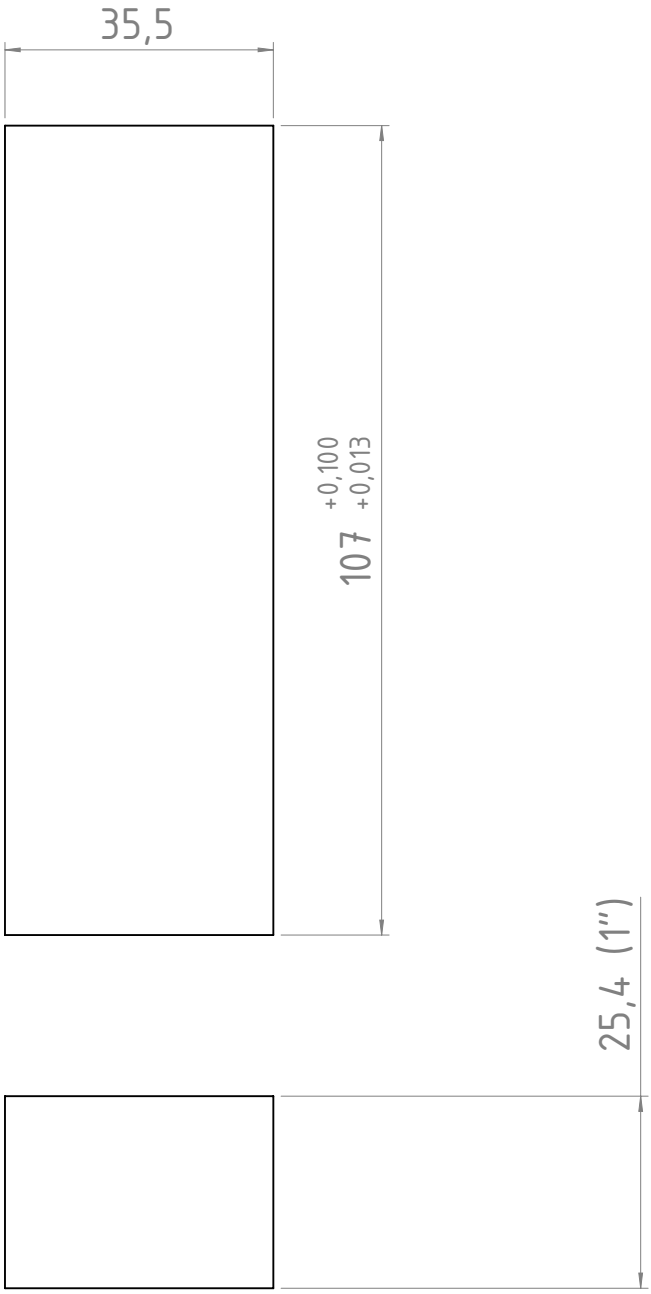
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PIEZA 2 – CUBO SUPERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–37

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	CHAPA 1"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL

ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

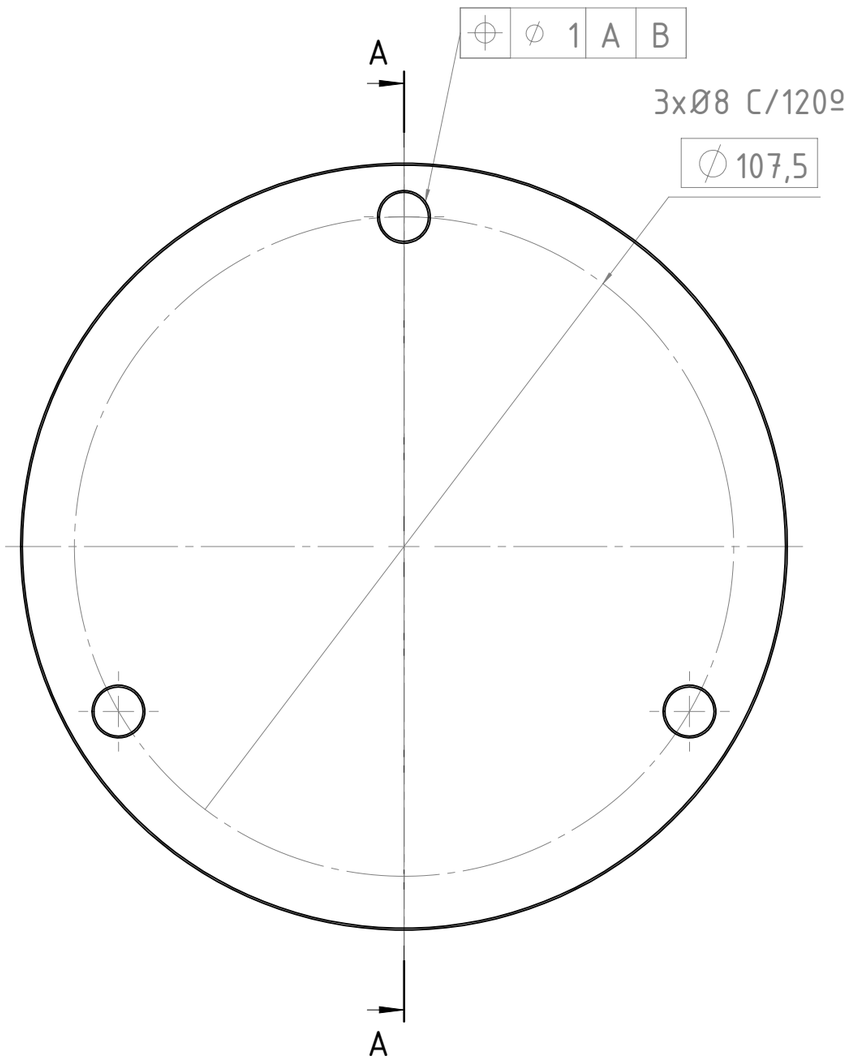
PIEZA 3 – CUBO SUPERIOR

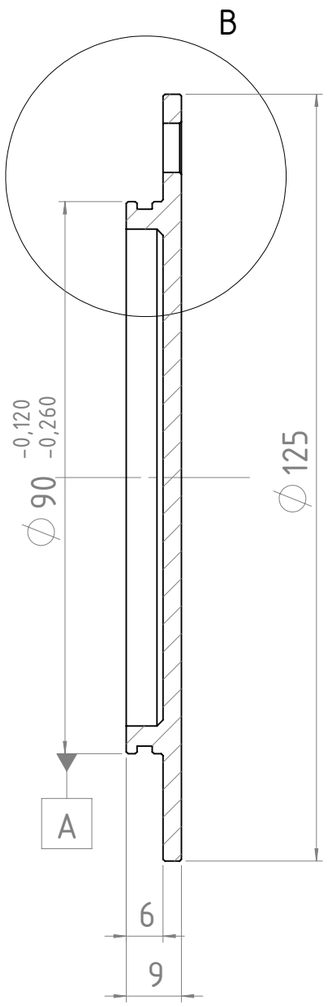
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–38

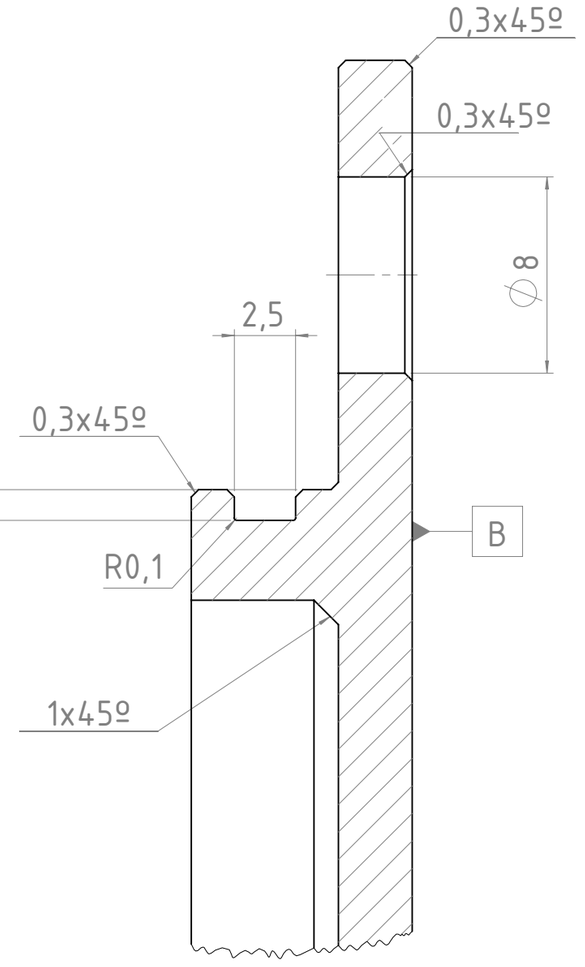
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N6





SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 4 : 1

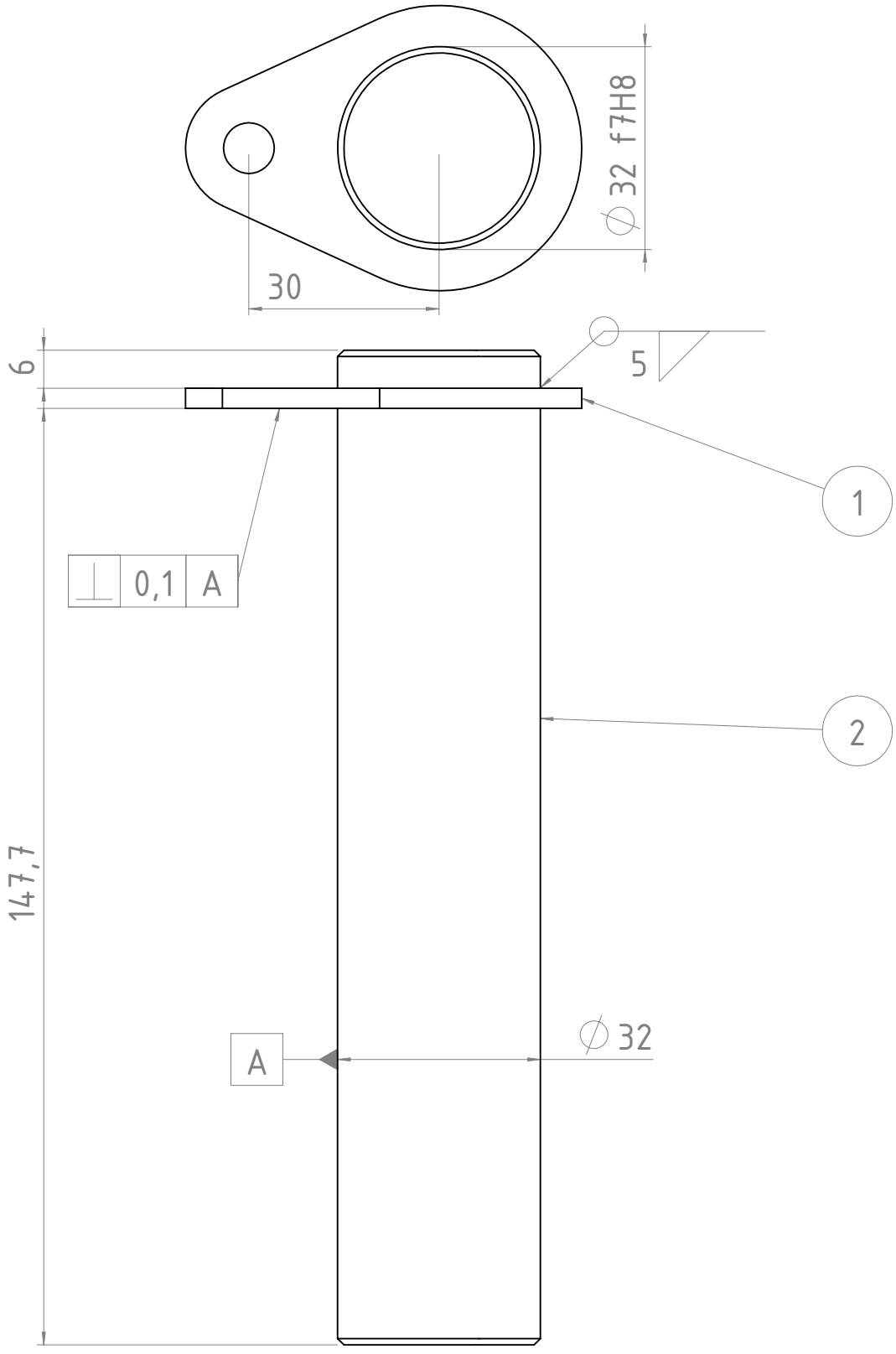
1	REDONDO Ø150	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TAPA DEL CUBO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	22/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°1–39



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	OJAL PERNOS 1 Y 3	SAE 1045	1
2	EJE BARRA 1-2 CON BARRA SOPORTE	SAE 4140H	1

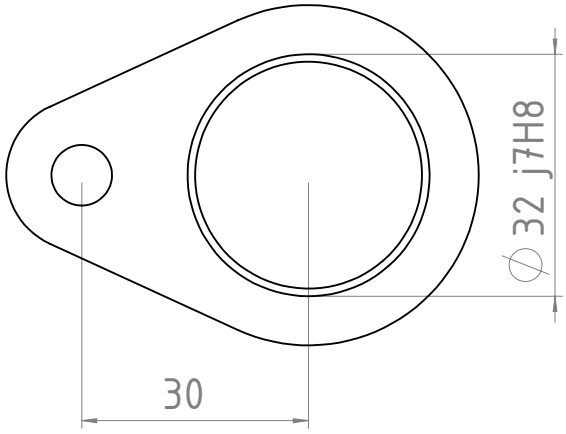
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

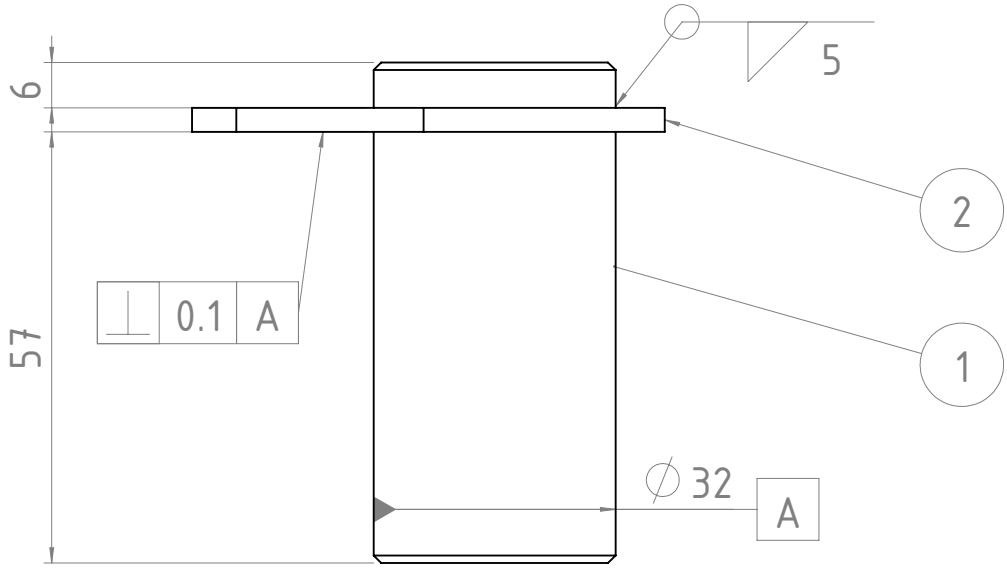
PERNO 1

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–40

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PERNOS-3	SAE 4140	1
2	OJAL PERNOS 1 Y 3	SAE 1045	1

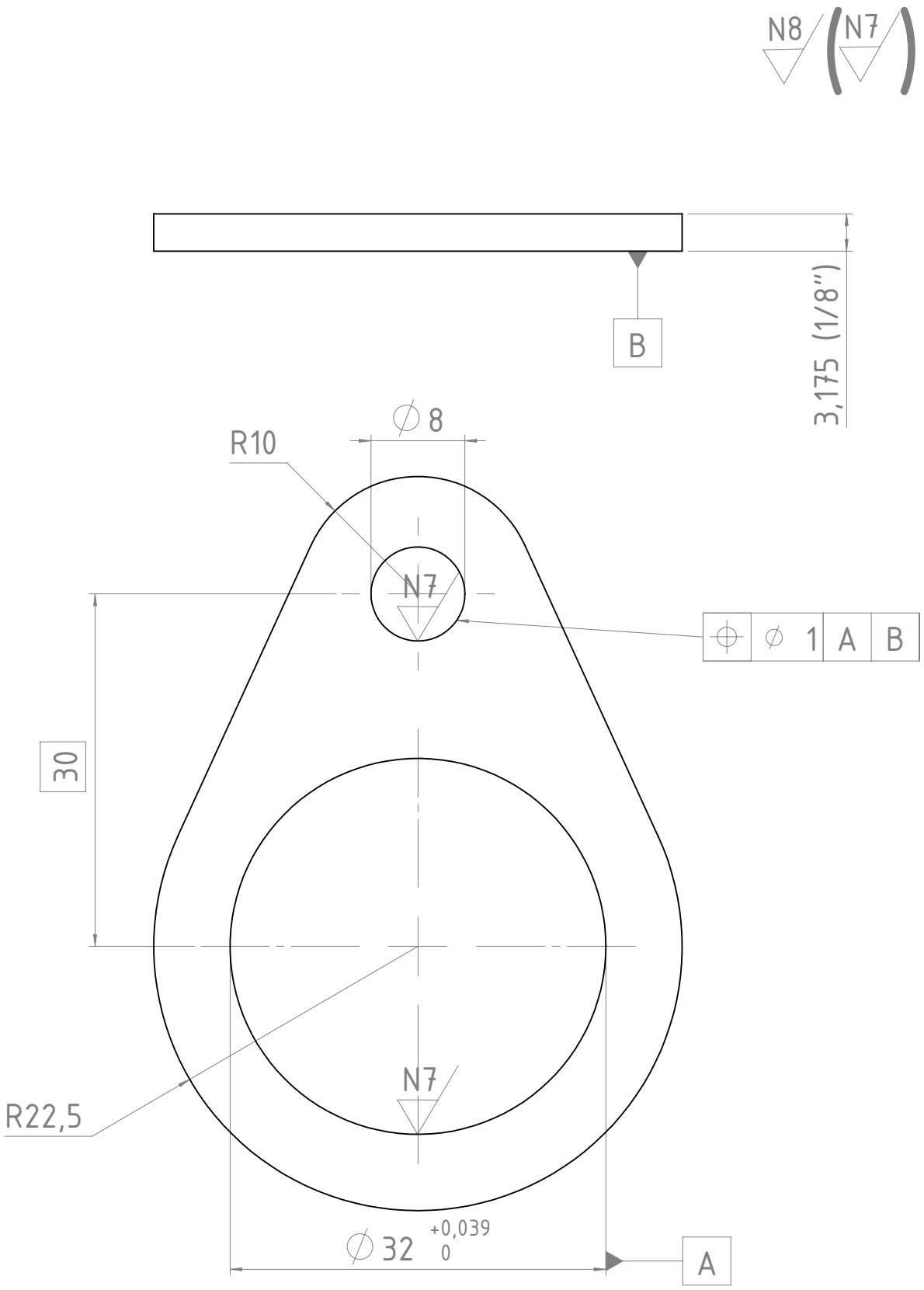
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PERNO 3

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°1–41



1	CHAPA 1/8"	SAE 1045	8	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

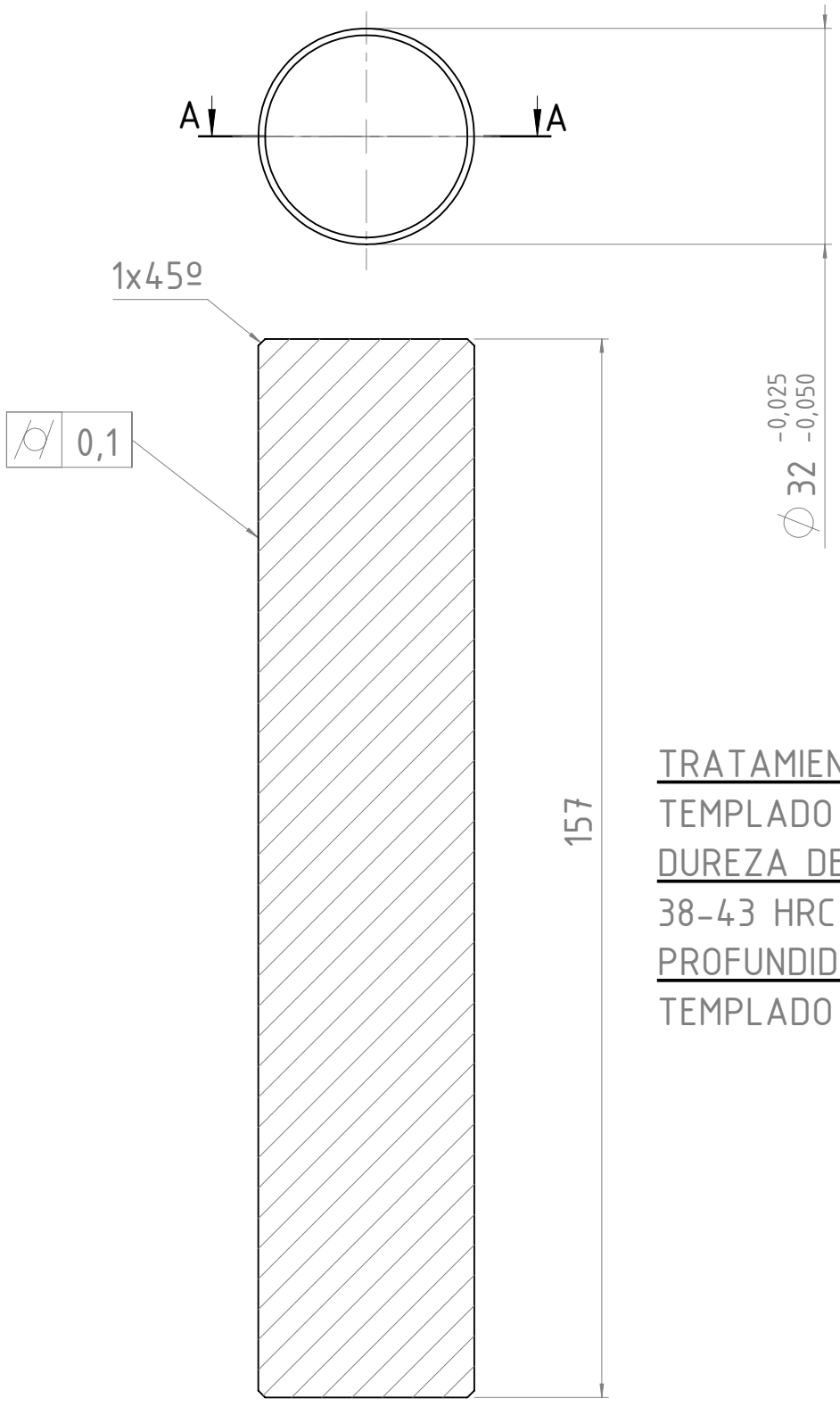
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

OJAL PERNOS 1 Y 2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°1–42

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

TRATAMIENTO TERMICO:
TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE:
38-43 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA:
TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø38	SAE 4140H	4	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

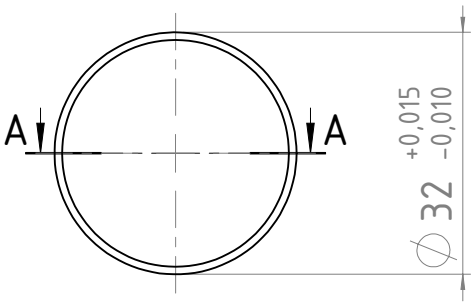
PERNO–1

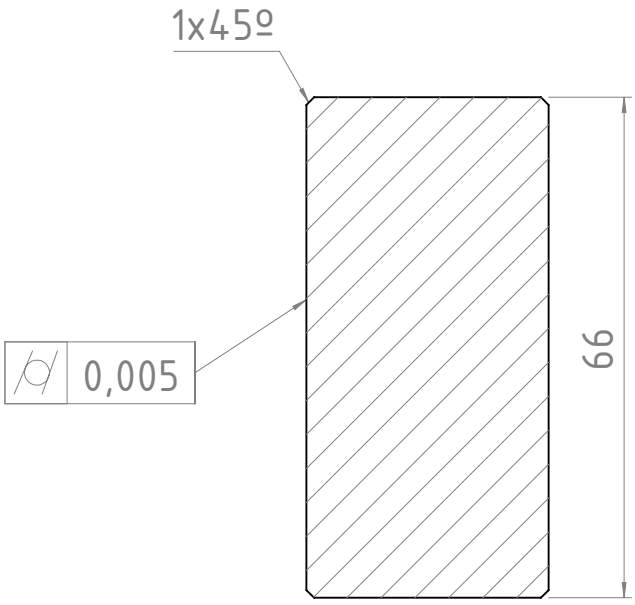
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–43

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N6





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

1	REDONDO Ø38	SAE 4140H	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

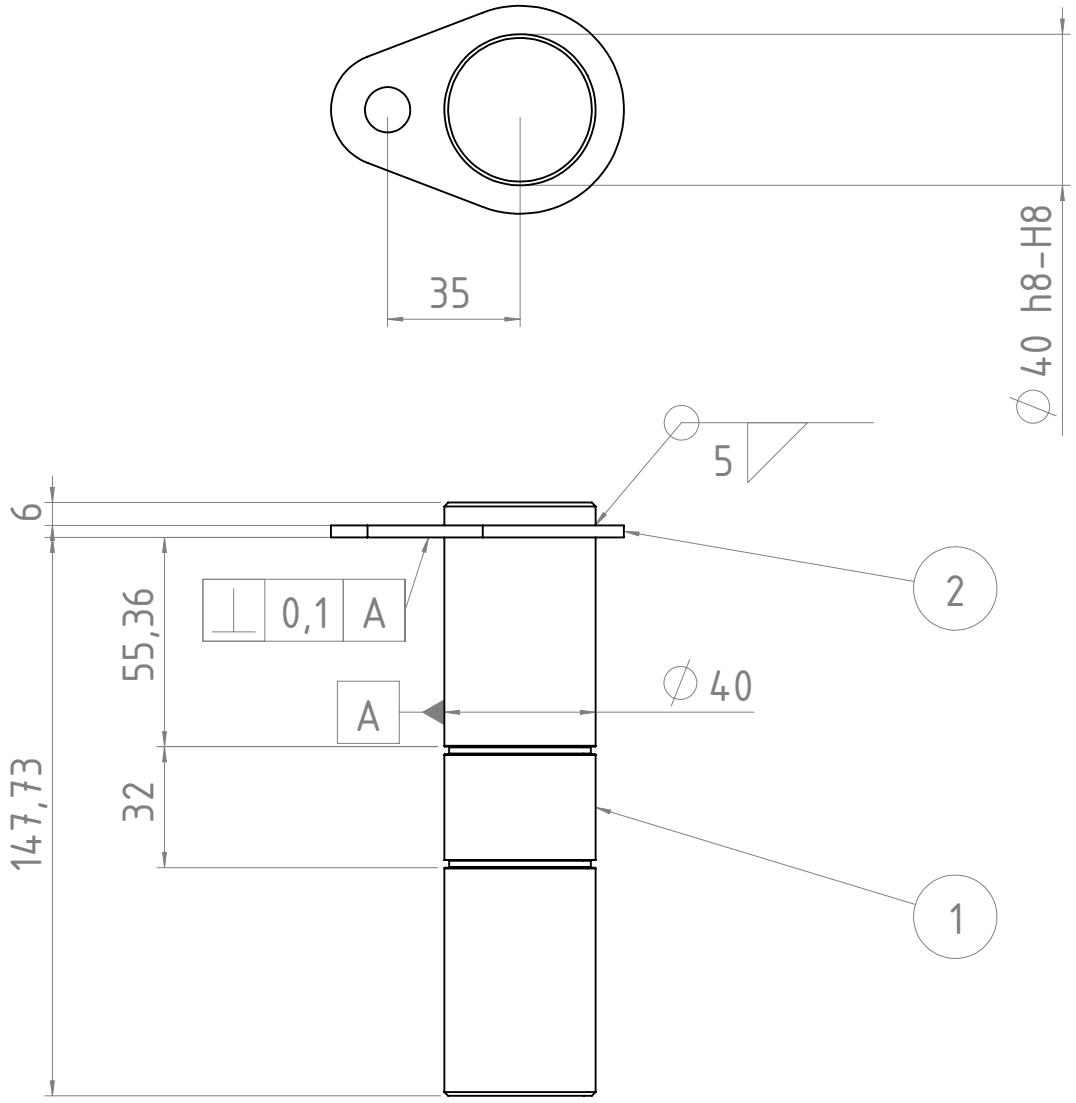
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PERNO–3

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°1–44

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PERNO-2	SAE 4140H	1
2	OJAL PERNO 2	SAE 1045	1

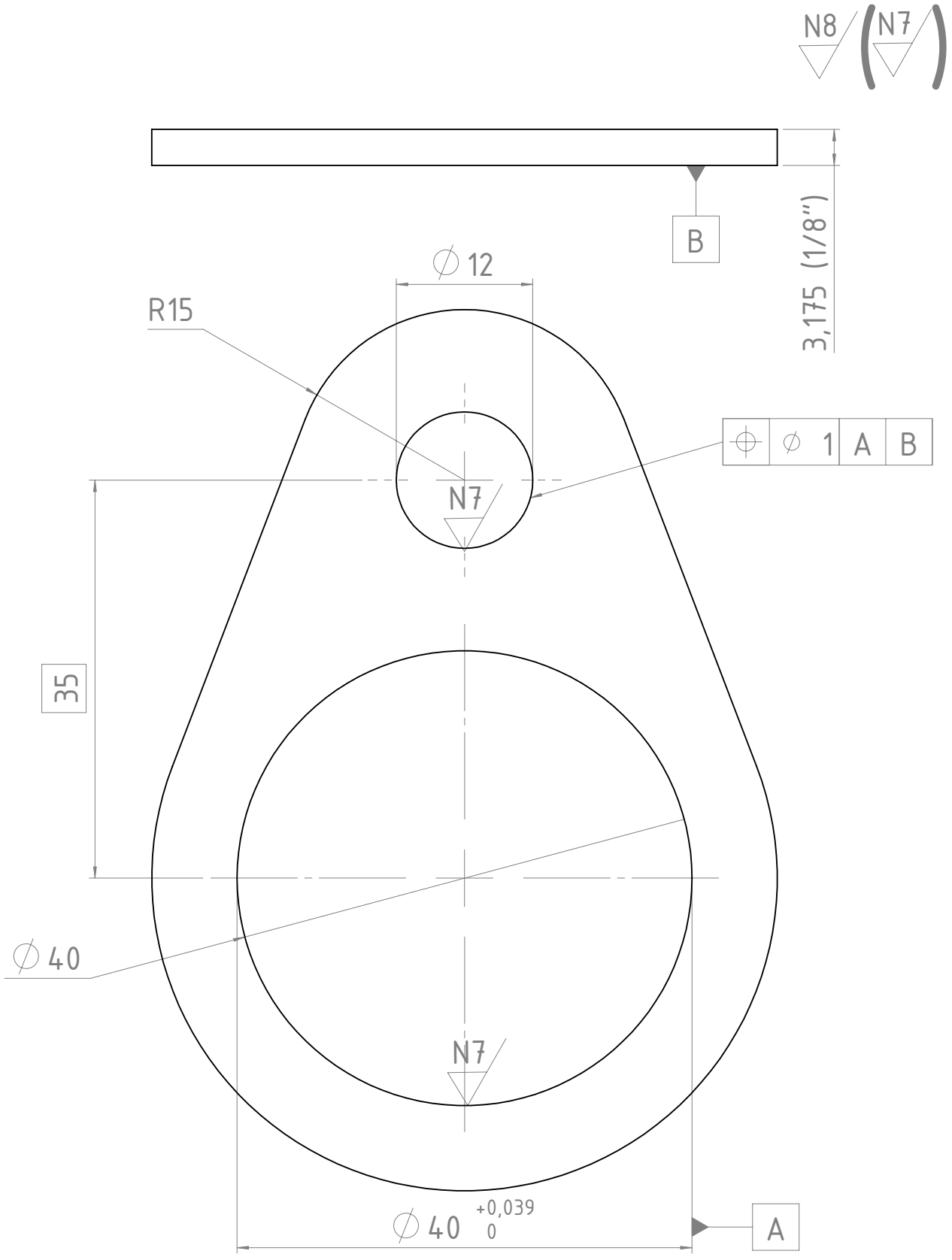
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PERNO-2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:2

N°1-45

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/8"	SAE 1045	8	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

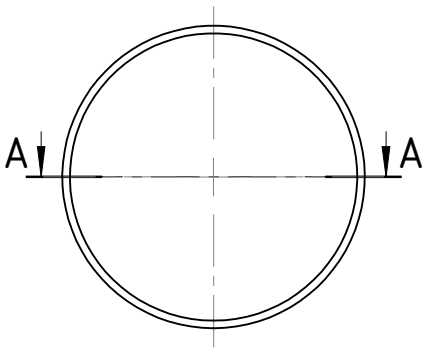
OJAL PERNO 2

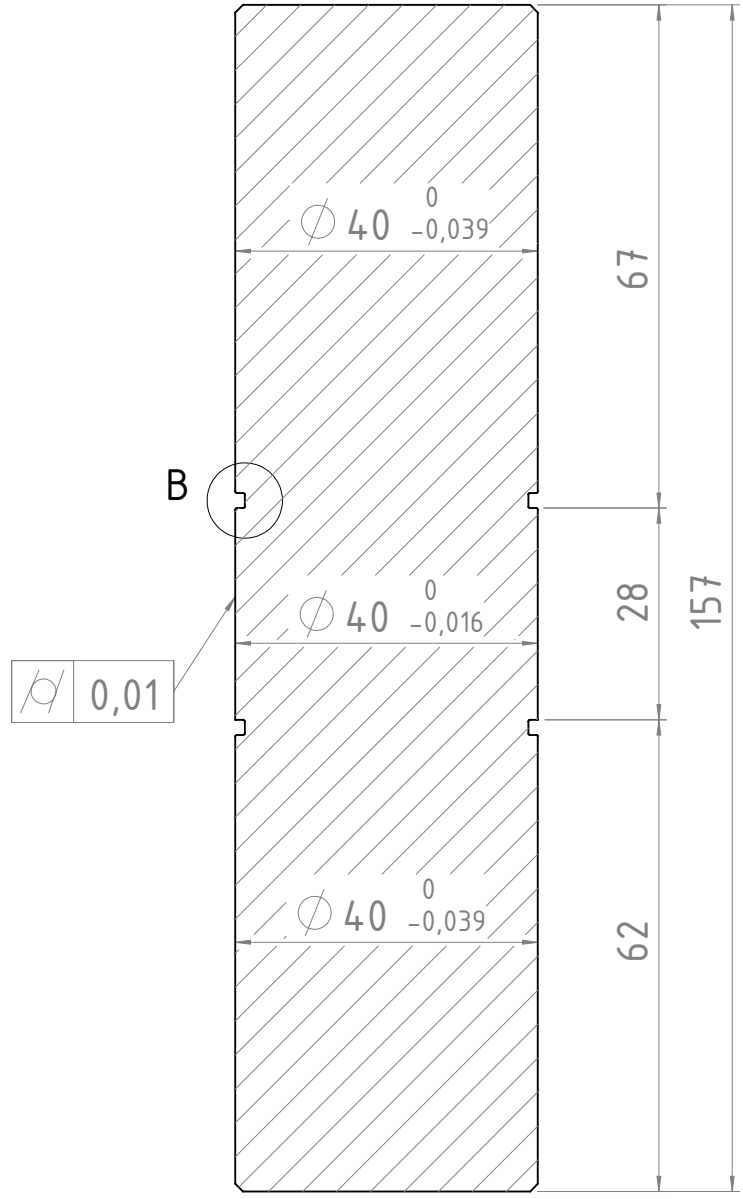
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°1–46

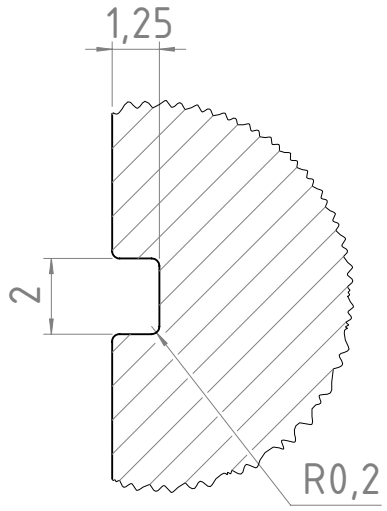
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N6





SECCIÓN A-A ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 5 : 1

TRATAMIENTO TERMICO:
TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE:
50-55 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA:
TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø90	SAE 4140H	4	–

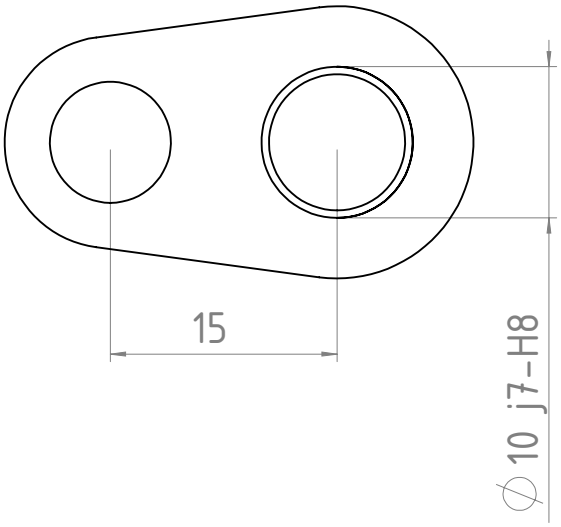
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

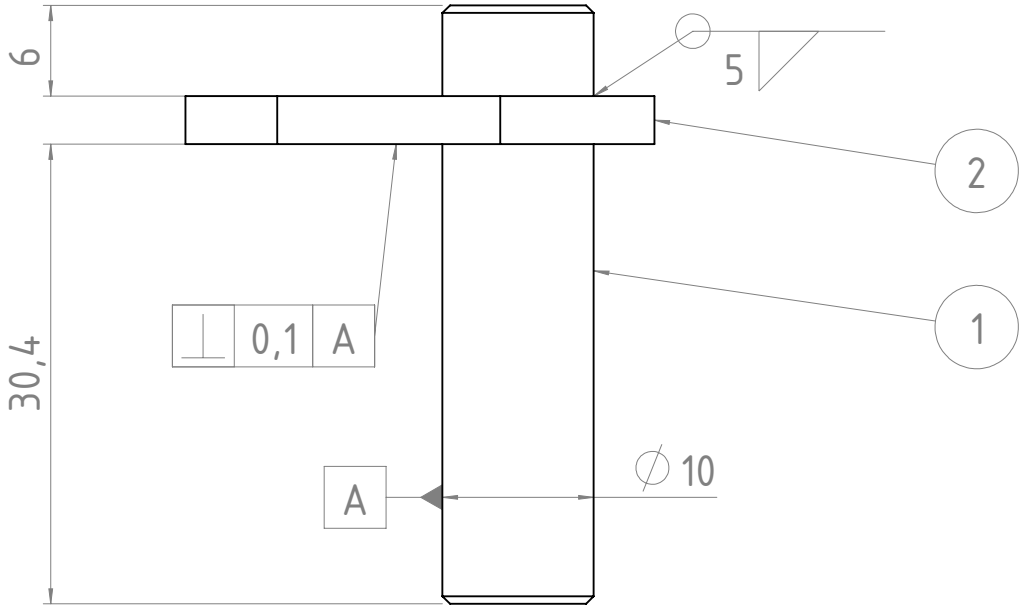
PERNO-2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:1

N°1-47

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PERNO-MOV. LAT.	SAE 4140H	1
2	OJAL PERNO MOV. LAT.	SAE 1045	1

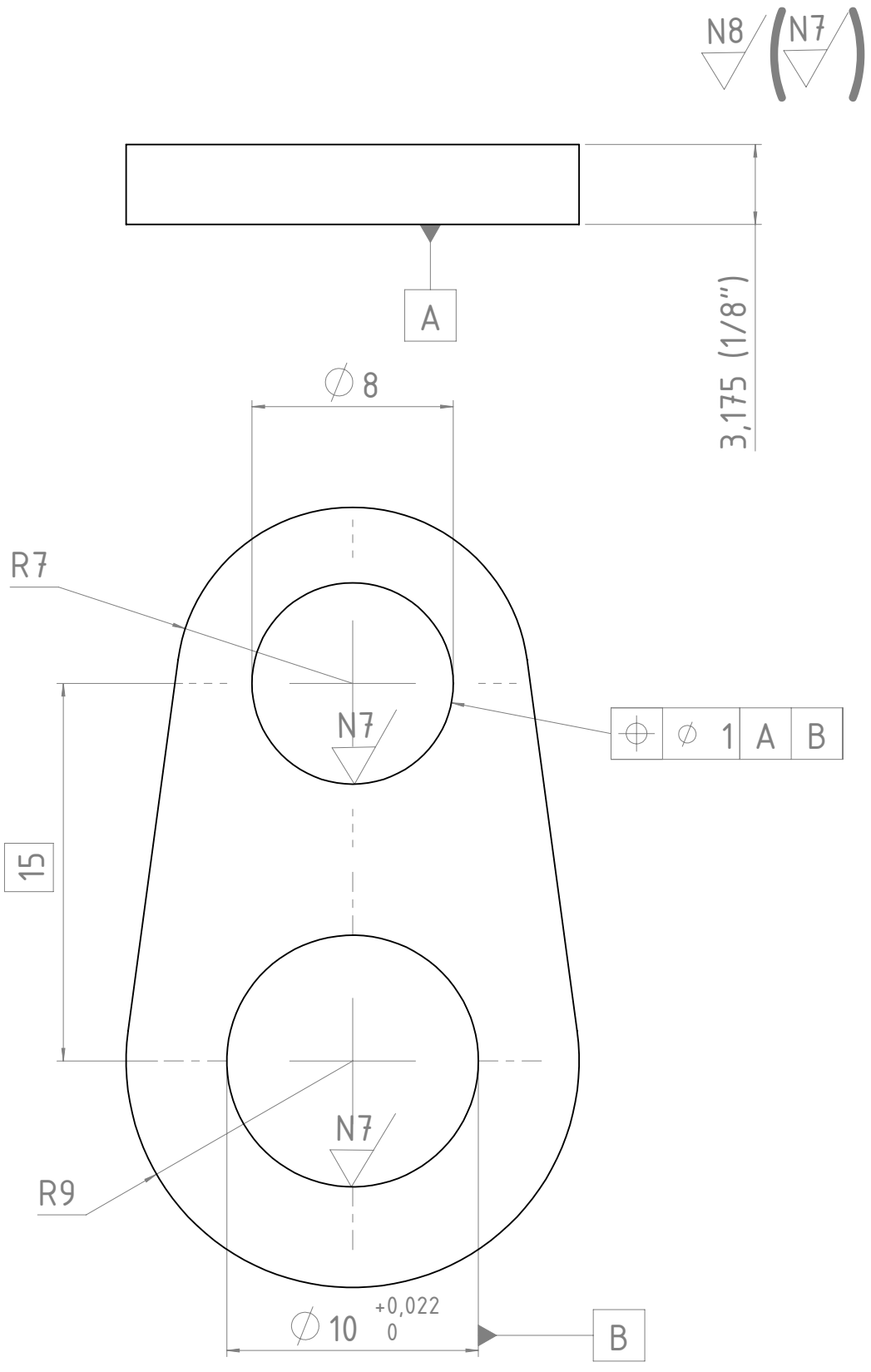
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PERNO MOV. LAT

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	24/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

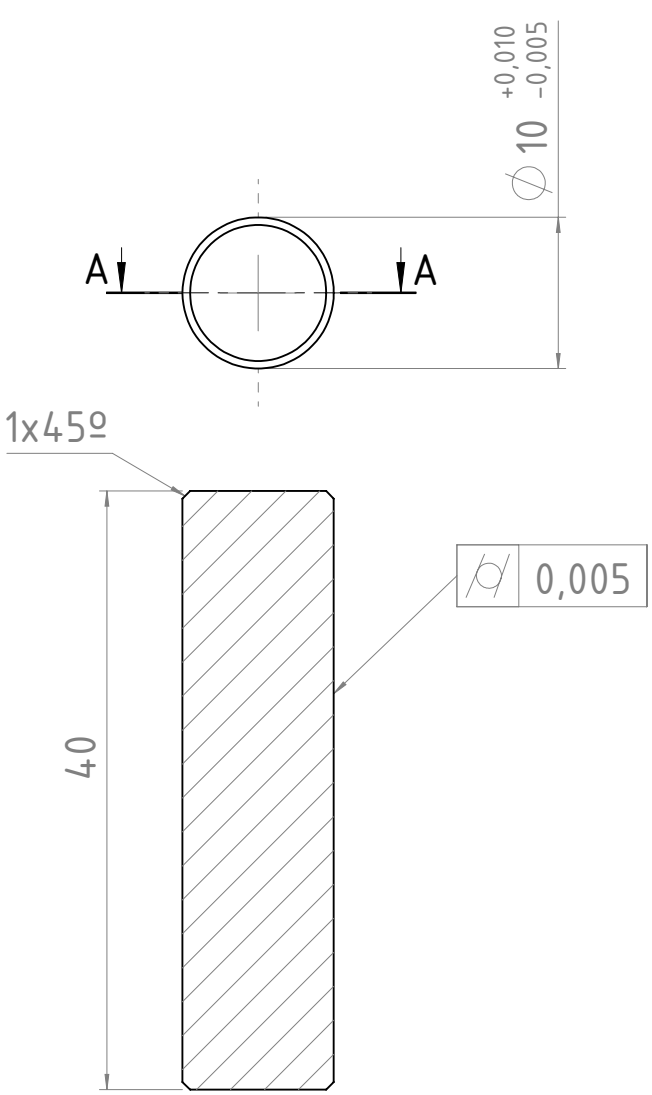
N°1-48



1	CHAPA 1/8"	SAE 1045	8	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			OJAL PERNO MOV–LAT
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	25/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	4:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°1–49

N6



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

TRATAMIENTO TERMICO:
TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE:
40-45 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA:
TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø38	SAE 4140H	8	–

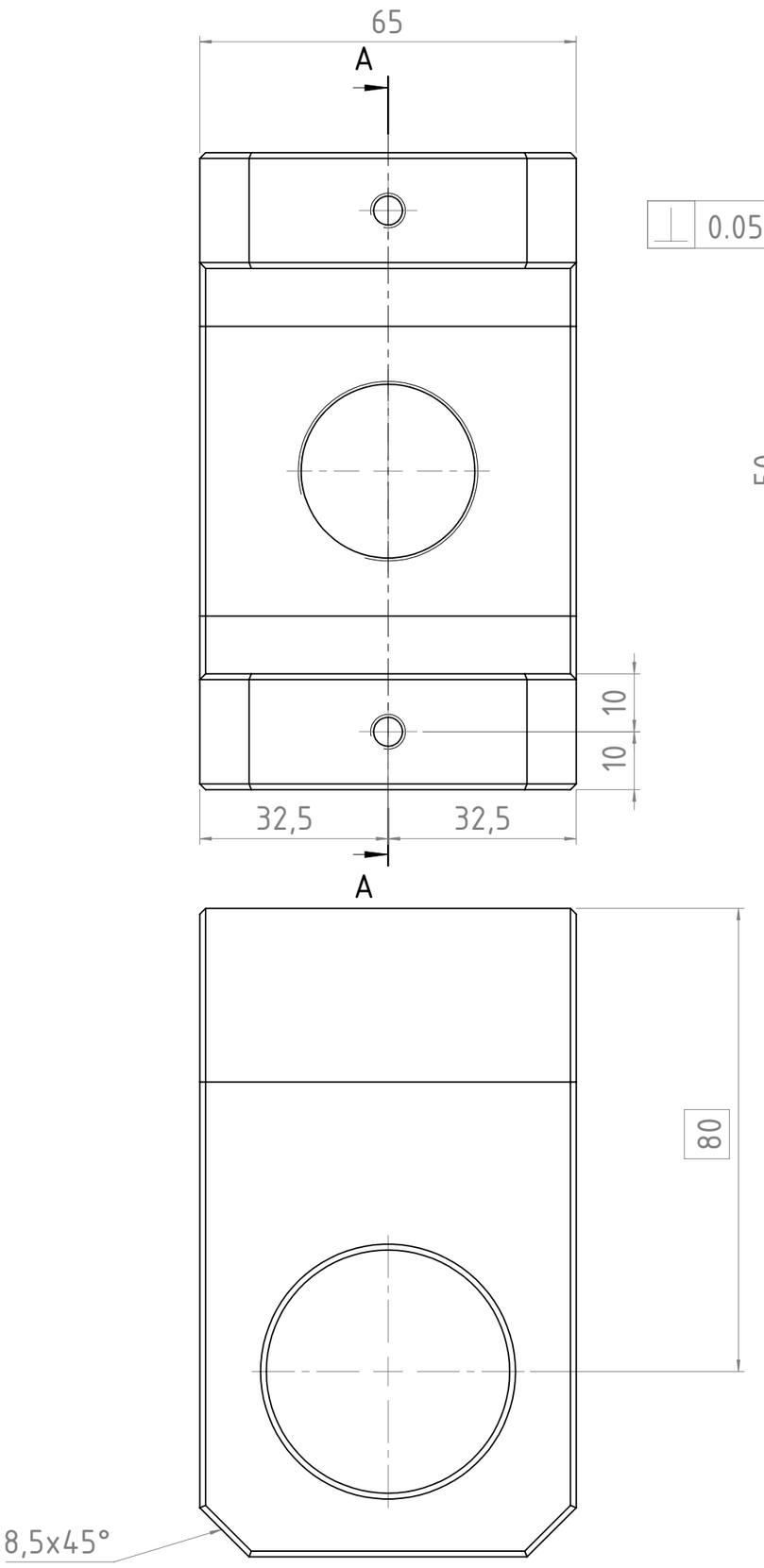
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

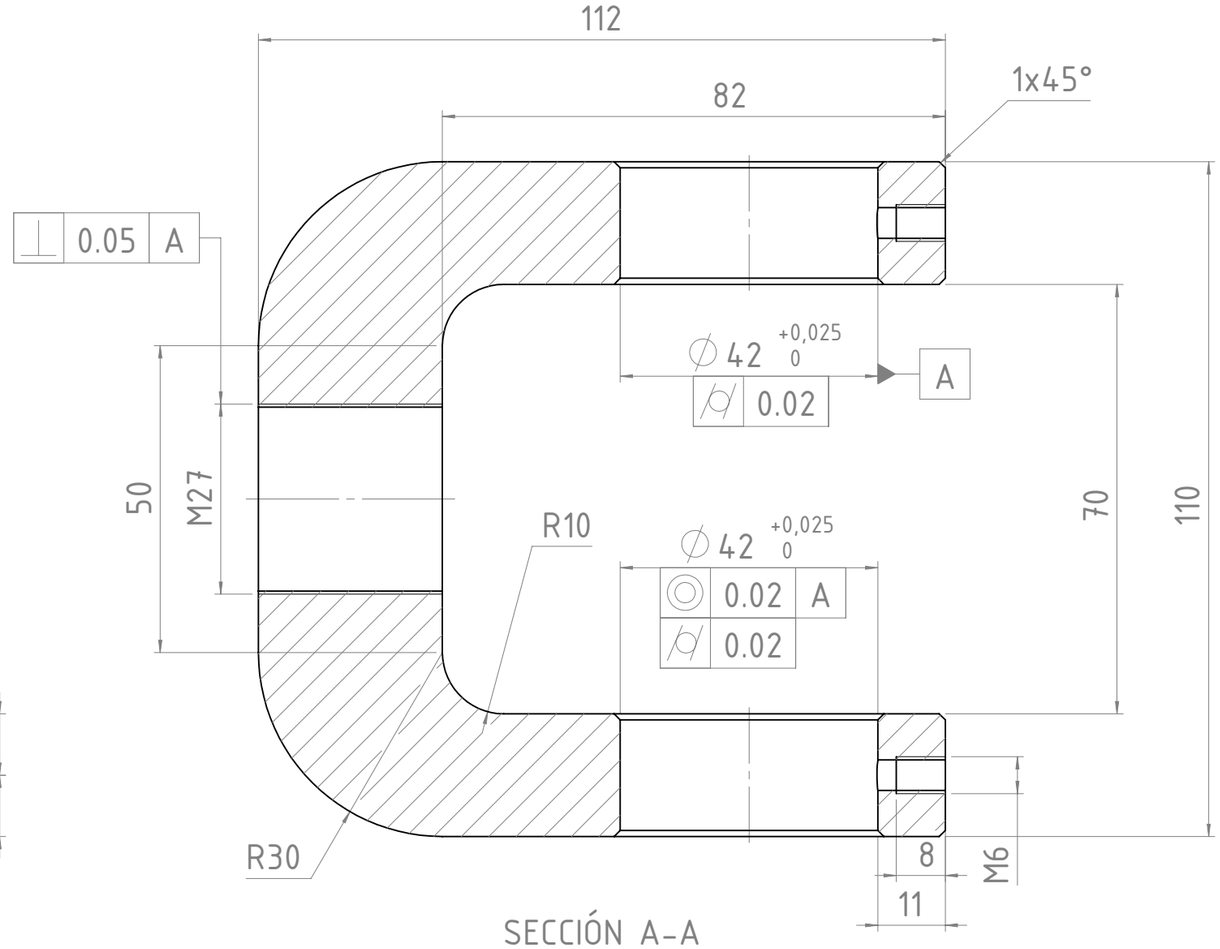
PERNO–MOV–LAT

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	25/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	4:1

N°1–50

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

1	CHAPA 3"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

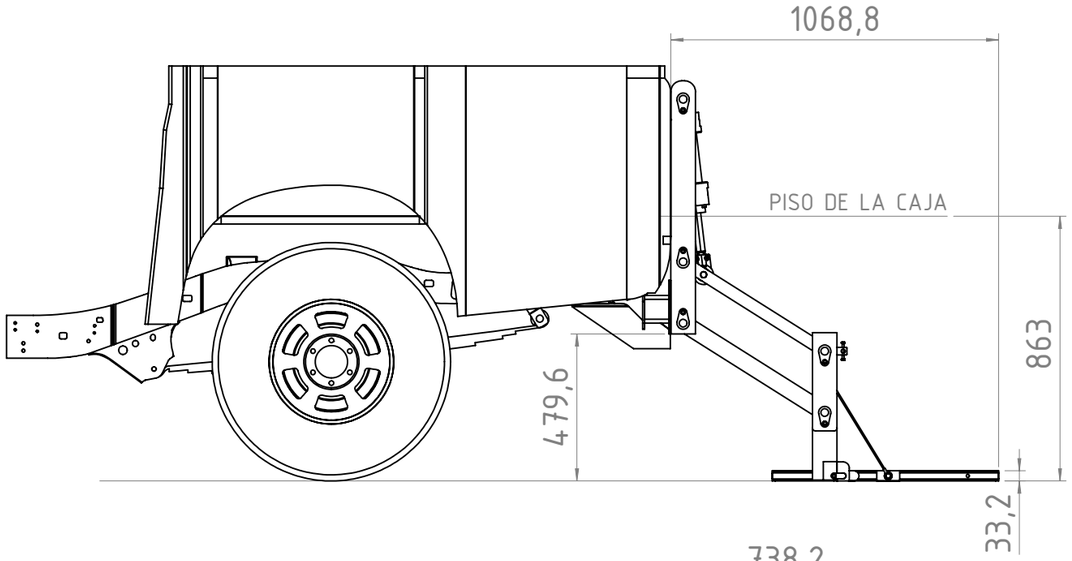
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

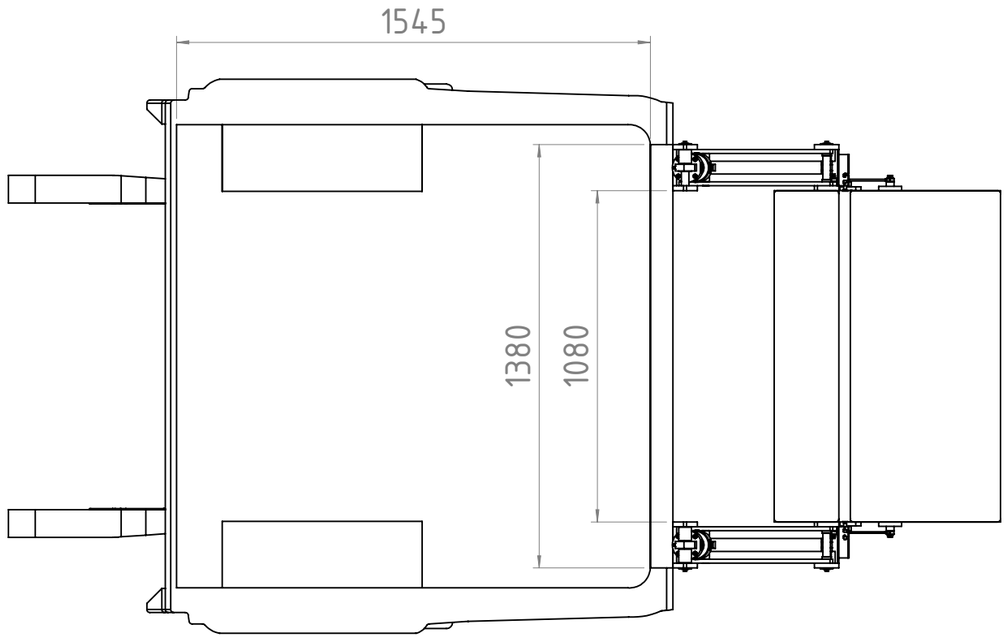
HORQUILLA

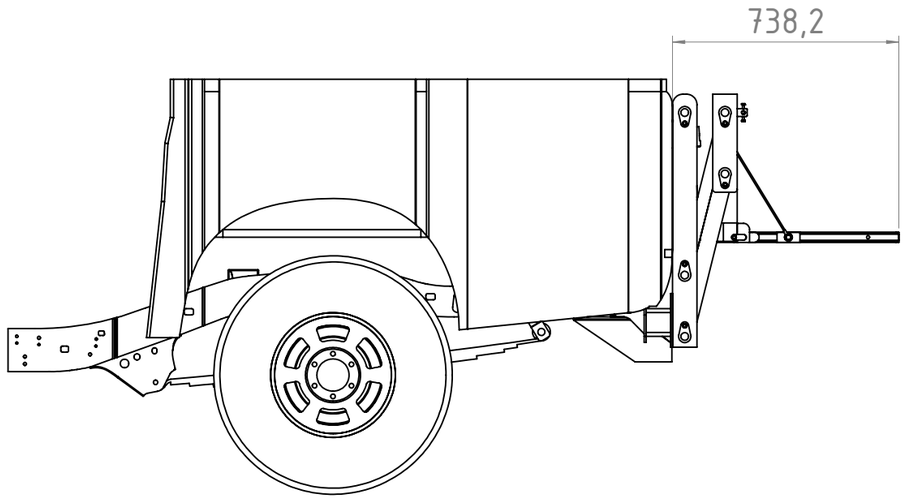
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	27/01/25	BELTRAMO – MATEUCCI	1:1

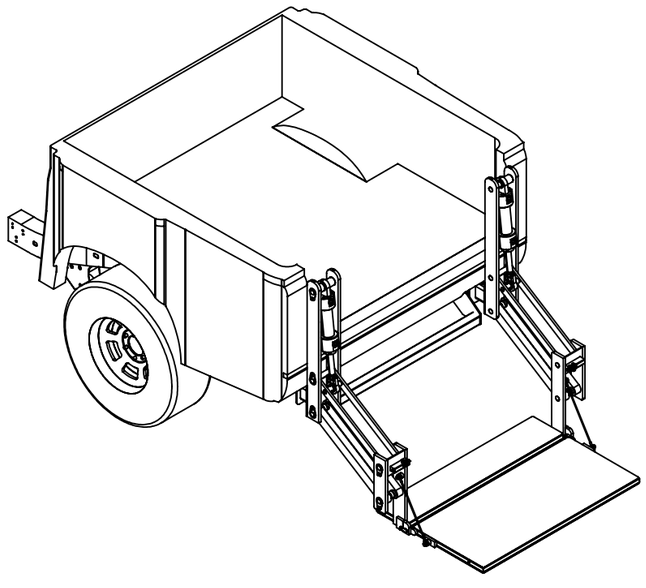
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

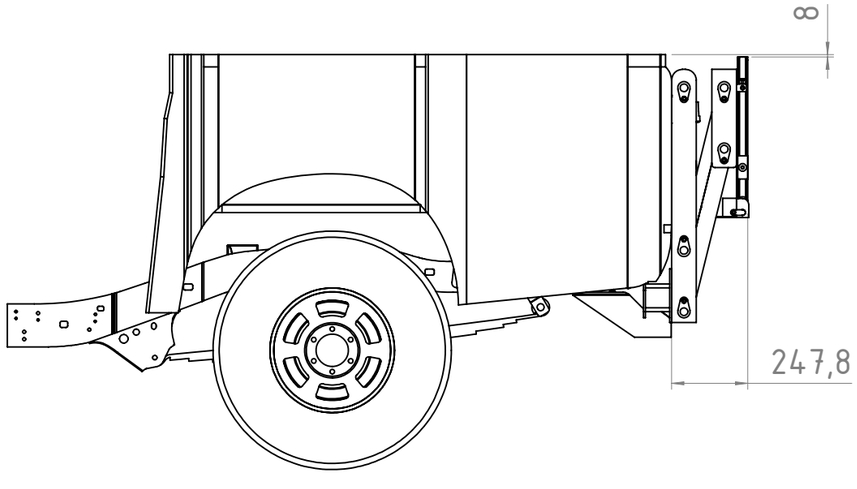
N°1–51



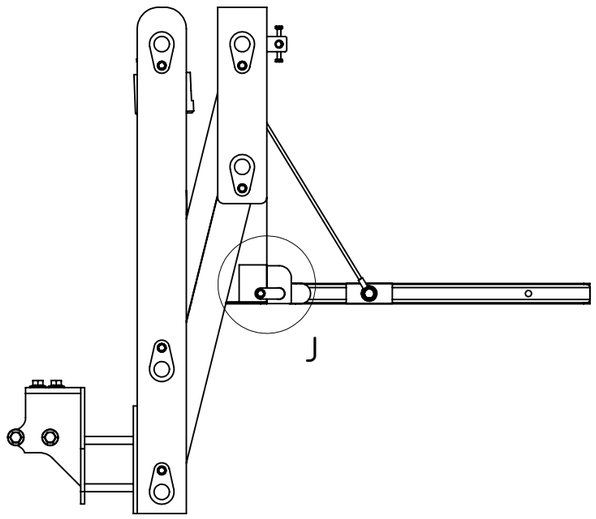




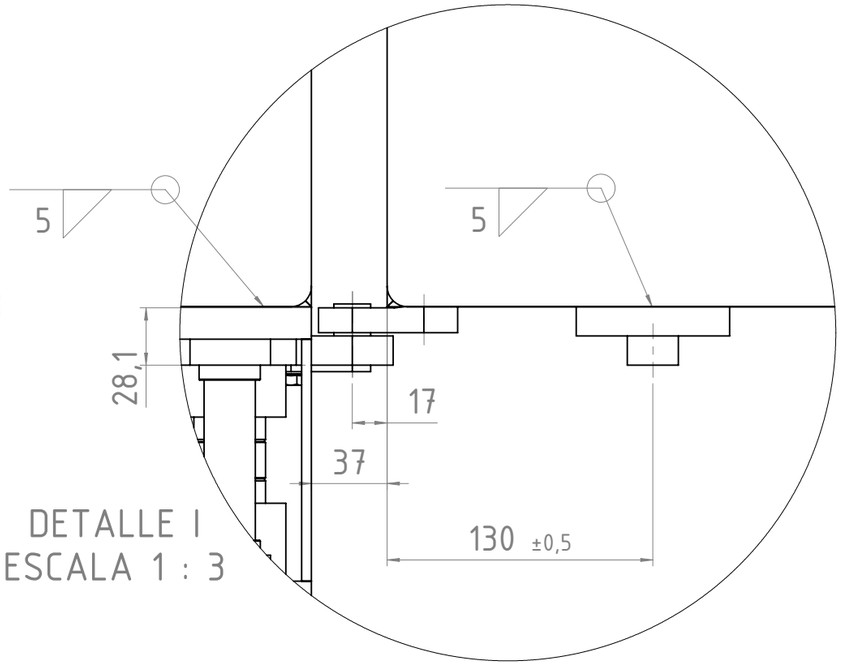




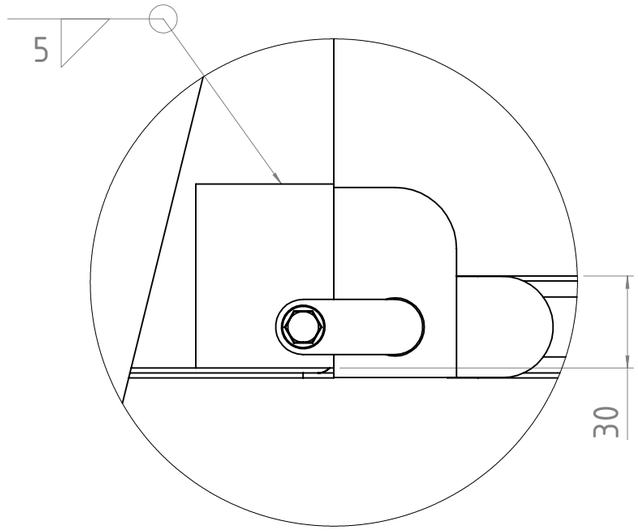
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SISTEMA COMPLETO MONTADO
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	17/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:20
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°2–1



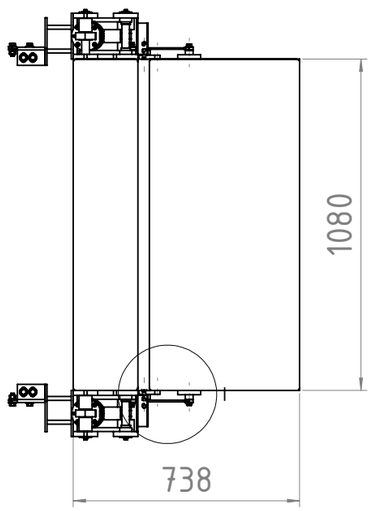
ESCALA 1:10



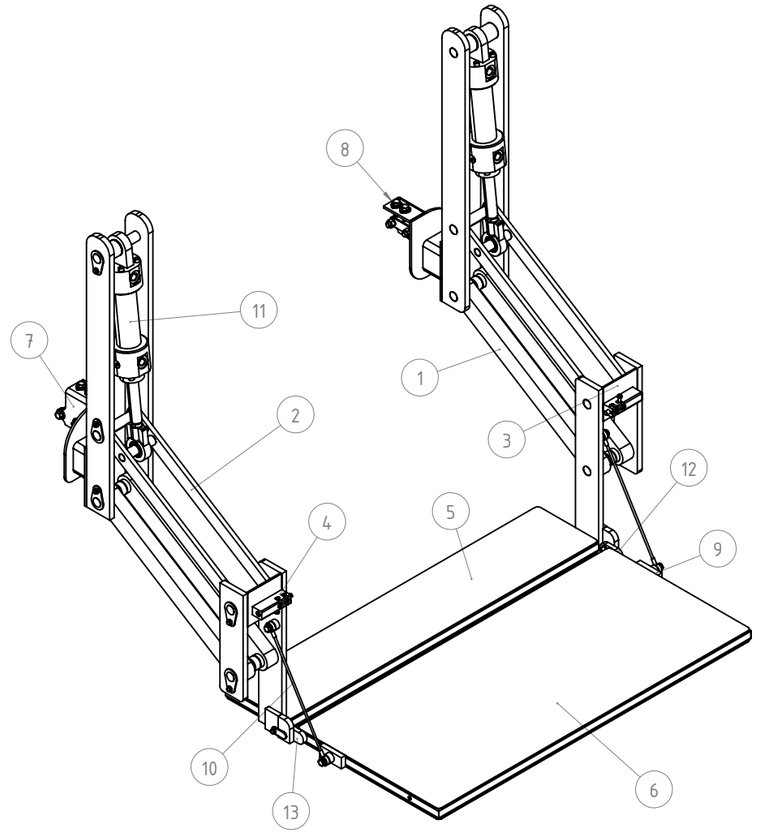
DETALLE I
ESCALA 1 : 3



DETALLE J
ESCALA 1 : 2



ESCALA 1:20



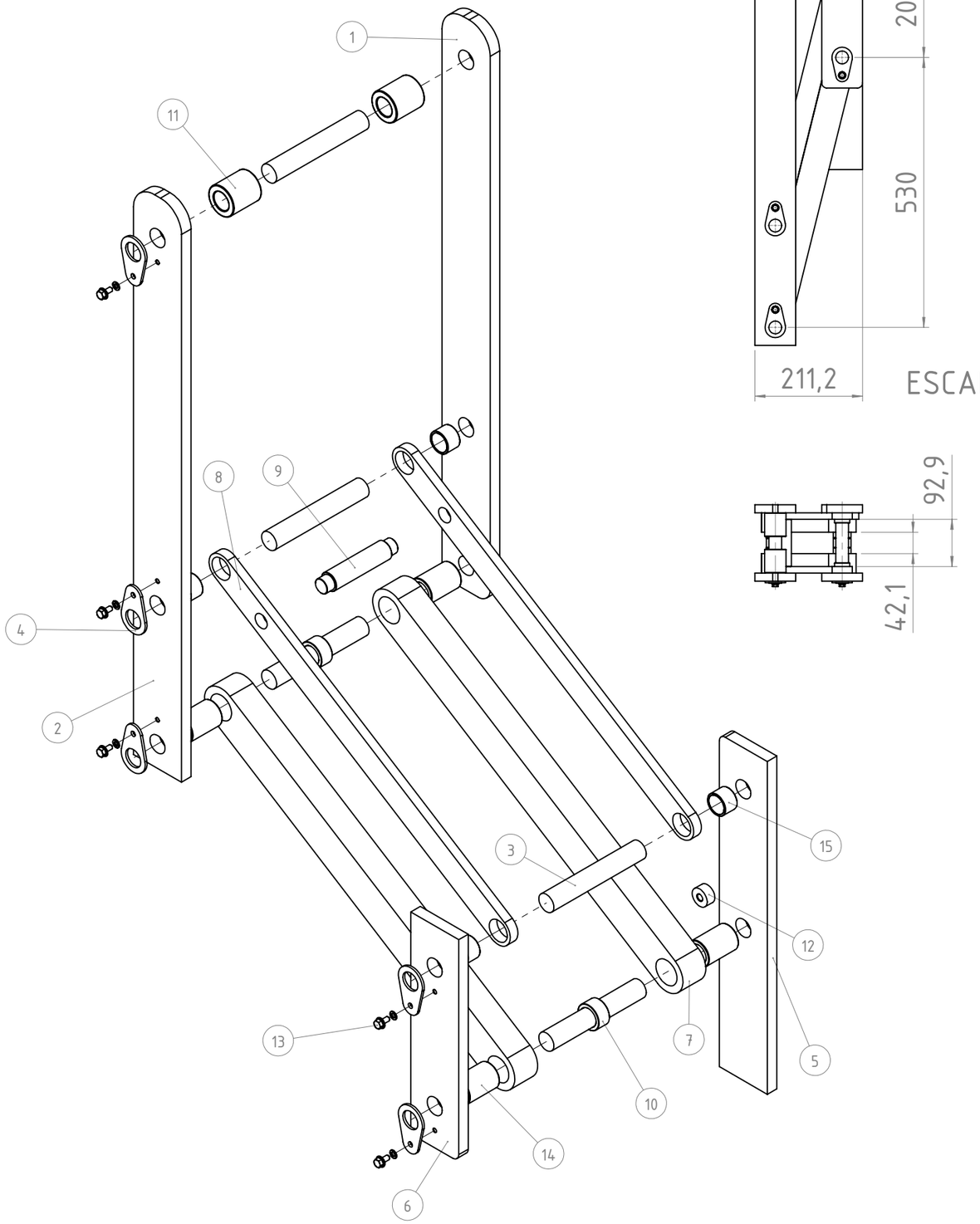
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENSAMBLAJE PARANTES IZQUIERDA	VER PLANO N°2-3	1
2	ENSAMBLAJE PARANTES DERECHA	VER PLANO N°2-3	1
3	SOPORTE CERRADURA	SAE 1045	2
4	CERRADURA	VER PLANO N°2-8	2
5	EXTENSIÓN PISO DE LA CAJA		1
6	PUERTA		1
7	MONTAJE AL CHASIS DERECHA	VER PLANO N°2-7	1
8	MONTAJE AL CHASIS IZQUIERDA	VER PLANO N°2-7	1
9	BASE DE SOGA EN PUERTA	VER PLANO N°2-6	2
10	SOGA CON CABEZALES	VER PLANO N°2-5	2
11	CILINDRO HIDRÁULICO BOSCH	CDM1MP3/50/28/131/A/3X	2
12	MECANISMO DE BISAGRA	VER PLANO N°2-4	1
13	MECANISMO DE BISAGRA DERECHA	VER PLANO N°2-4	1

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

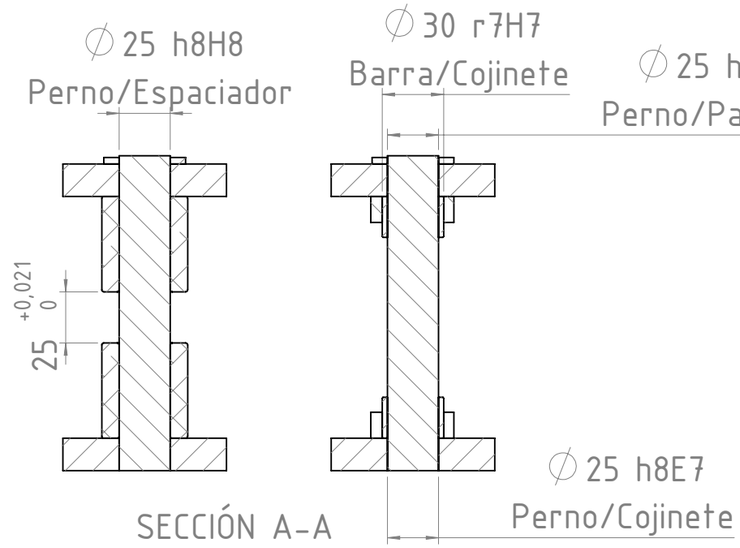
SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA A LA CAJA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	17/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:15
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°2–2



ESCALA 1:10



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

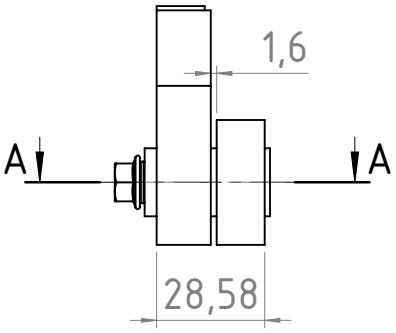
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA PARANTE FIJO INTERNO	SAE 1045	1
2	CHAPA PARANTE FIJO EXTERNO	SAE 1045	1
3	EJE DE PARANTES	AISI 4140	5
4	OJAL PARA EJE DE PARANTES	SAE 1045	5
5	CHAPA PARANTE MÓVIL INTERNO	SAE 1045	1
6	CHAPA PARANTE MÓVIL EXTERNO	SAE 1045	1
7	BARRA 1-2		2
8	BARRA 3-4		2
9	UNIÓN BARRAS 3-4 PARANTE		1
10	ESPACIADOR BARRA 1-2		2
11	ESPACIADOR BASE CILINDRO	ALUMINIO 6063-T6	2
12	BASE PARA SOGA EN PARANTE	SAE 1045	1
13	TORNILLO M6x12	DIN 6921 - M6x12 Grado 12	5
14	COJINETE DE FRICCIÓN BARRA 1-2 25X35X50	SKF - PSM 253550 A51 BRONCE SINTERIZADO	4
15	COJINETE DE FRICCIÓN BARRA 3-4 25X30X20	SKF - PSM 253020 A51 BRONCE SINTERIZADO	4
16	ARANDELA GROVER M6	DIN 6905-5.5-FSt	5

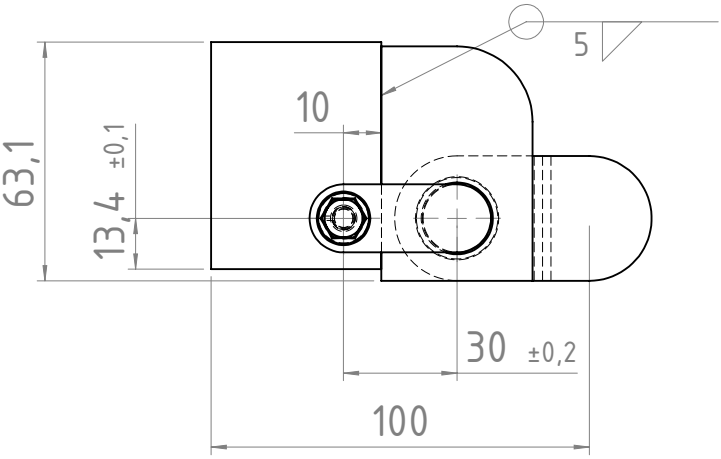
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

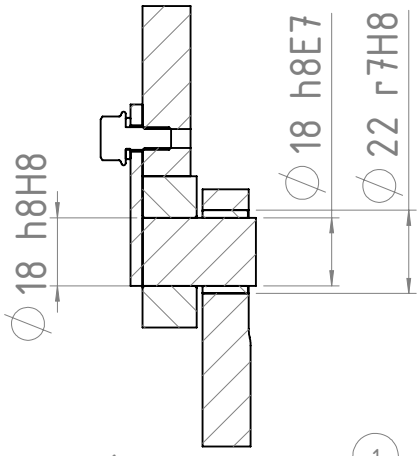
ENSAMBLAJE PARANTES IZQUIERDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	17/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:6
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

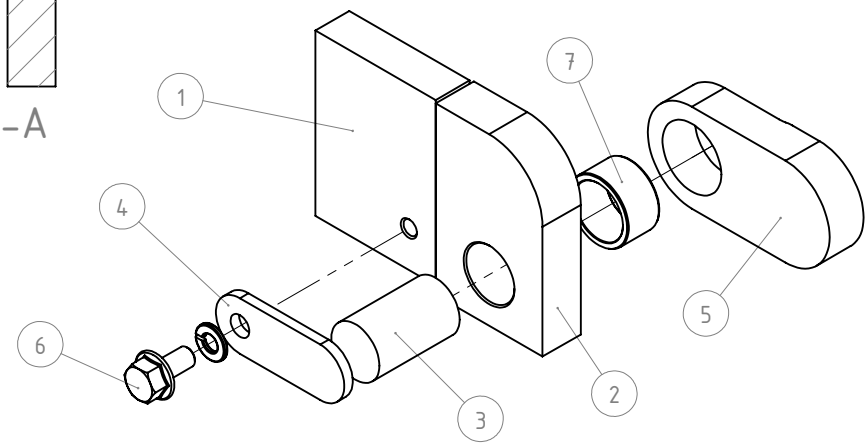
N°2-3







SECCIÓN A-A



NOTA:
LA POSICIÓN RELATIVA VERTICAL ENTRE LAS PIEZAS 1 Y 2 QUEDA DEFINIDA POR LA UNIÓN SOLDADA DE LA PIEZA 5 CON LA ESTRUCTURA DE LA PUERTA (CENTRADA).

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EXTENSIÓN DE PARANTE PARA BISAGRA	SAE 1045	1
2	CHAPA BISAGRA	SAE 1045	1
3	EJE DE BISAGRA	AISI 4140	1
4	OJAL DEL EJE DE BISAGRA	SAE 1045	1
5	CHAPA UNION BISAGRA	SAE 1045	1
6	TORNILLO M6X12	DIN 6921 - M6X12 GRADO 12	1
7	COJINETE DE FRICCIÓN CHAPA UNIÓN BISAGRA 18X22X12	SKF - PSM 182212 A51 BRONCE SINTERIZADO	1
8	ARANDELA GROVER M6	DIN 6905-5.5-FSt	1

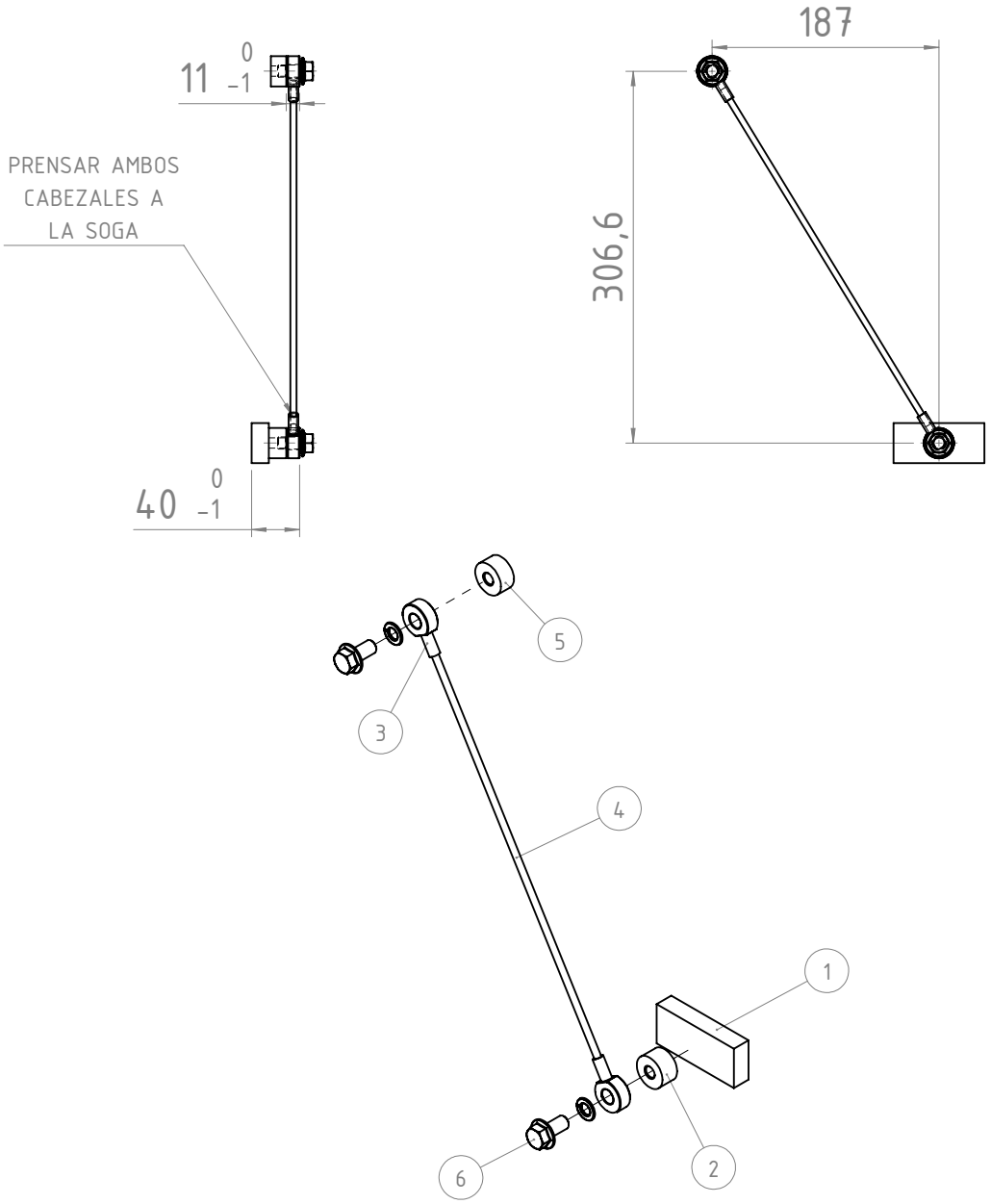
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

MECANISMO DE BISAGRA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	18/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:2

N°2-4

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA SOPORTE SOGA EN PUERTA	SAE 1045	1
2	ALOJAMIENTO ROSCADO BASE SOGA EN PUERTA	SAE 1045	1
3	CABEZAL PARA SOGA	SAE 1045	2
4	SOGA/CABLE Ø5MM	AISI 304	1
5	BASE PARA SOGA EN PARANTE	SAE 1045	1
6	TORNILLO M10X20	DIN 6921 – M10X20 GRADO 12	2
7	ARANDELA GROVER M10	DIN 6905-9.3-FST	2

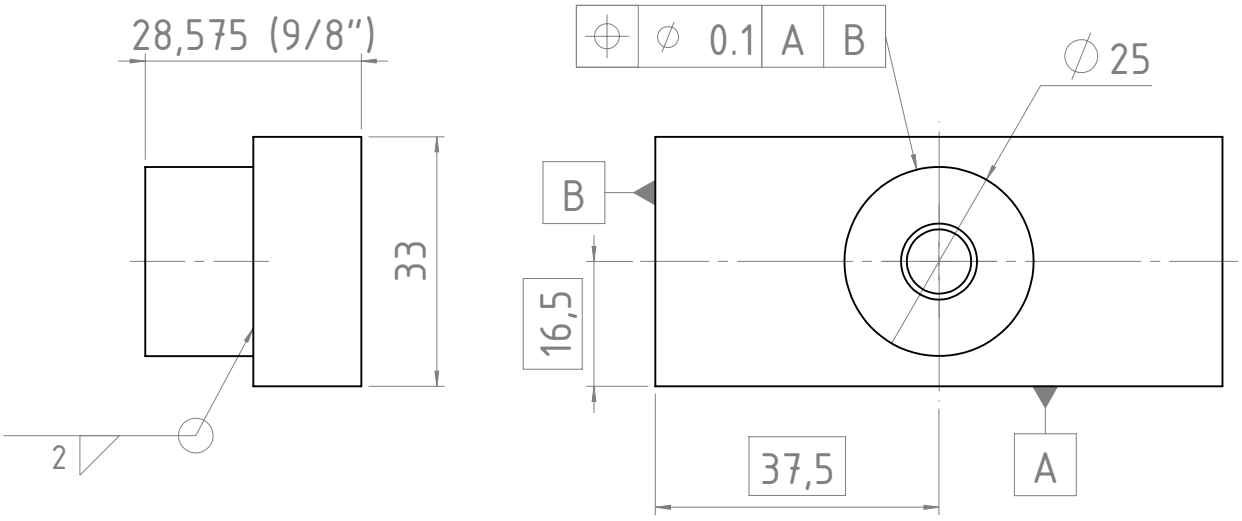
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

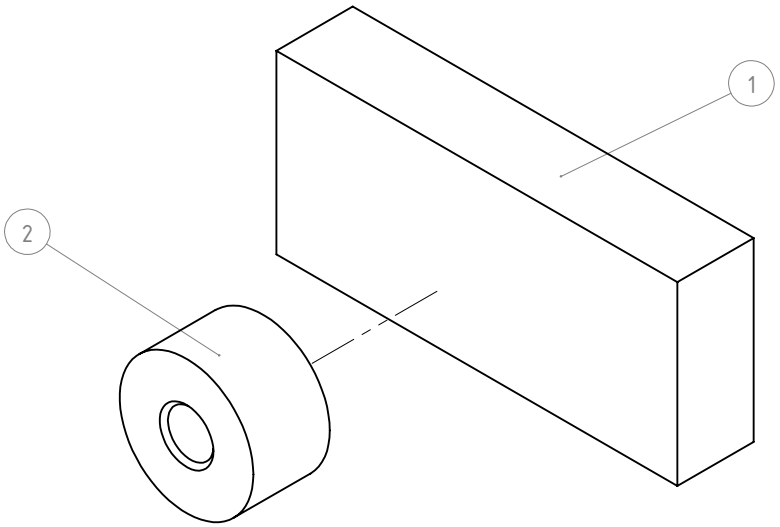
SOGA DE PUERTA CON SOPORTES

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	XX/XX/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–5

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA SOPORTE SOGA EN PUERTA	SAE 1045	1
2	ALOJAMIENTO ROSCADO BASE SOGA EN PUERTA	SAE 1045	1

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

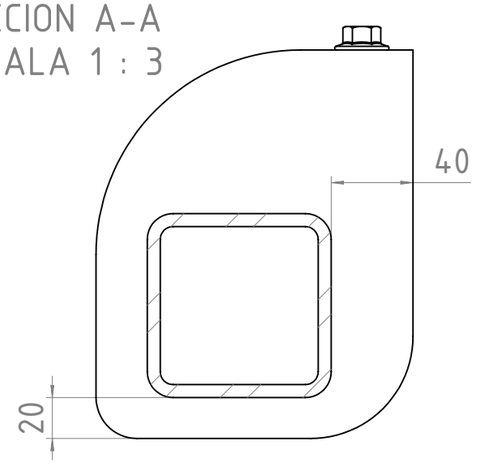
BASE DE SOGA EN PUERTA

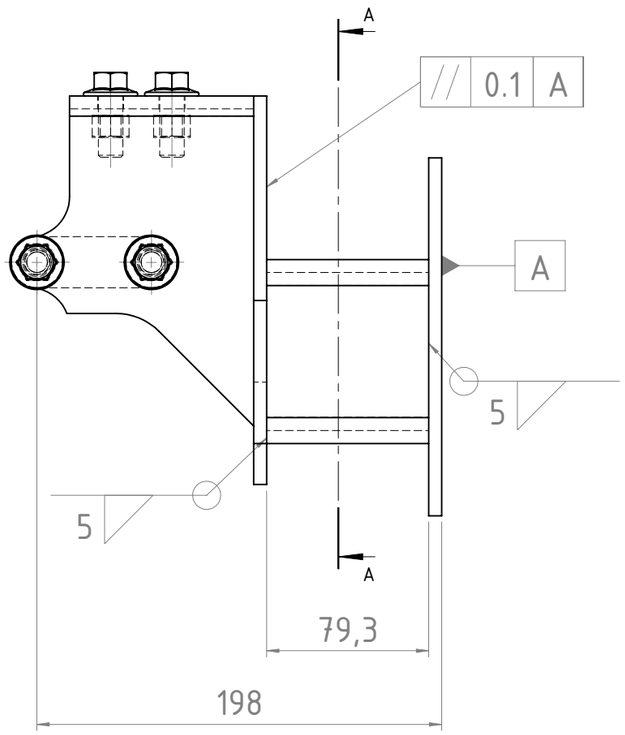
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	18/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

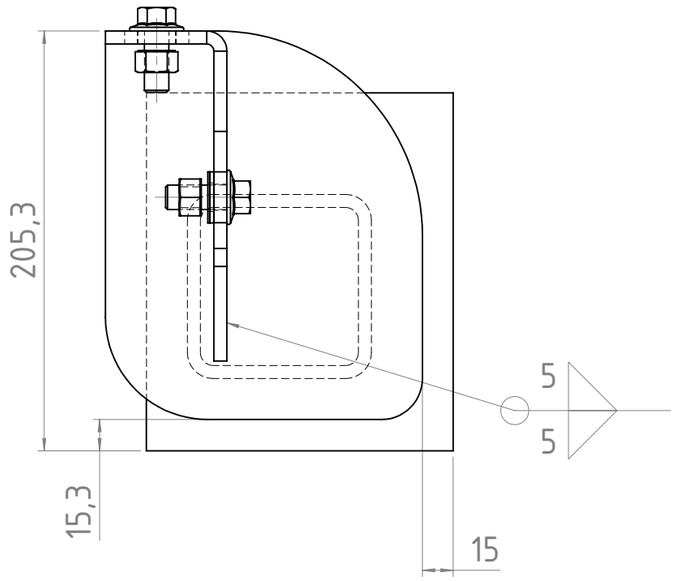
N°2–6

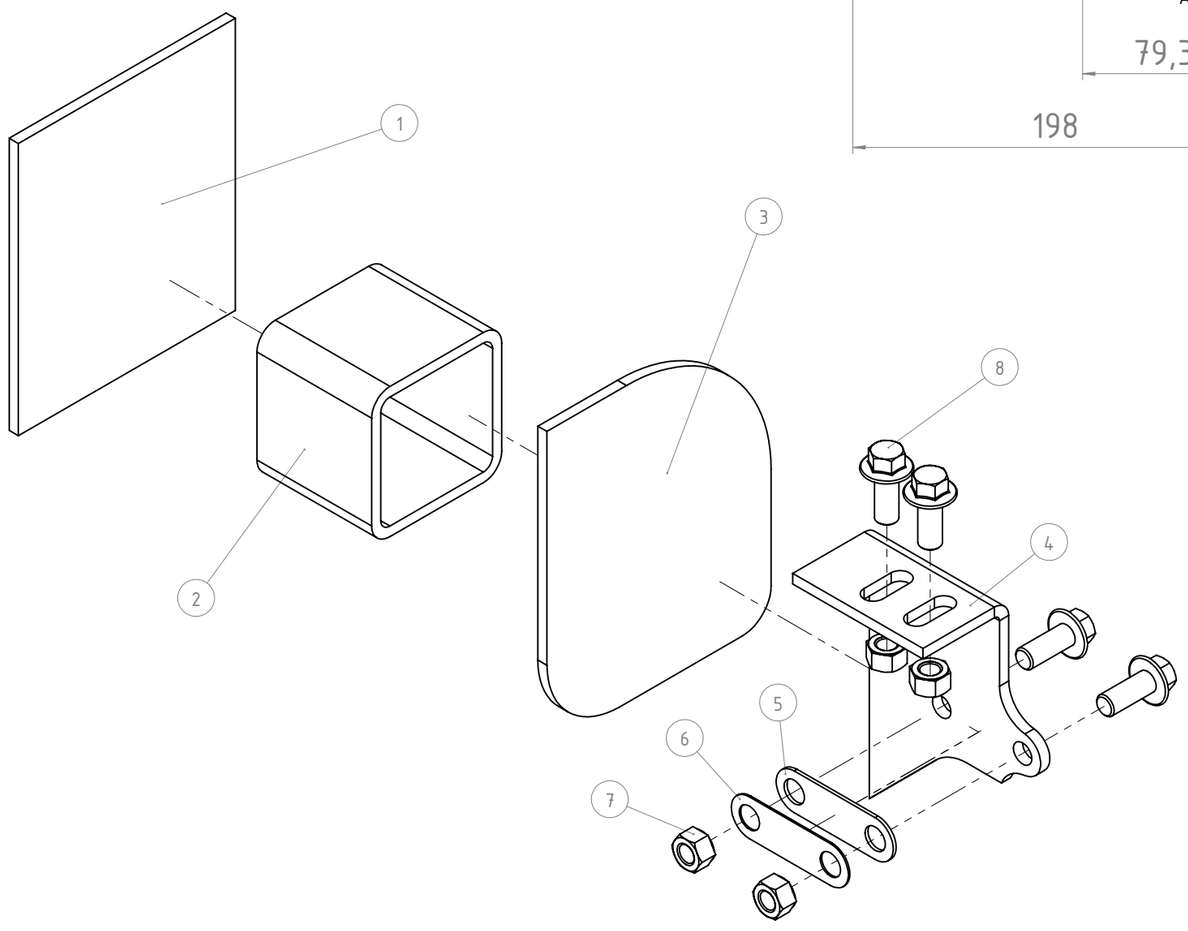
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3









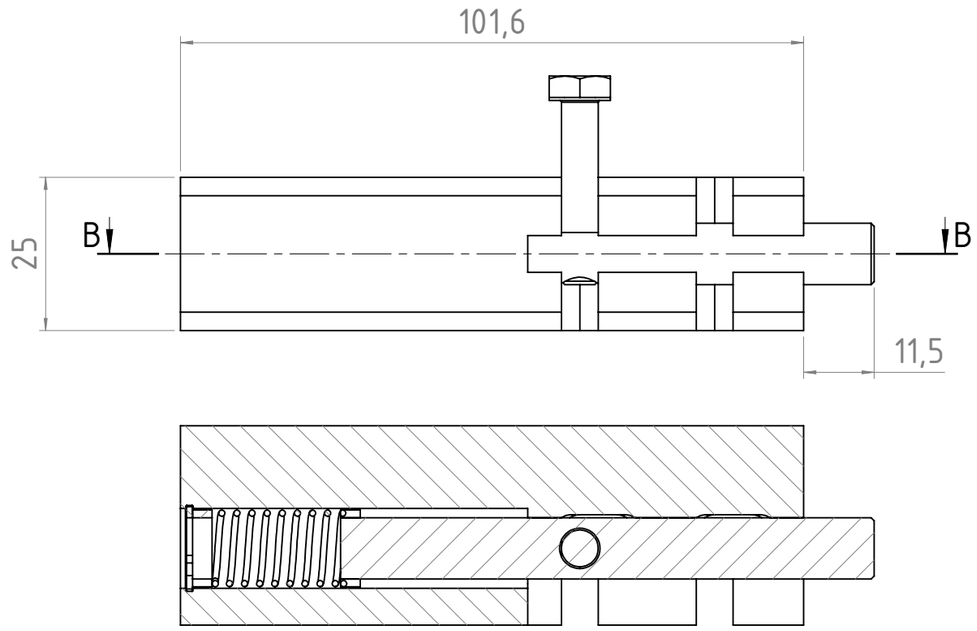
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA AL SISTEMA	SAE 1045	1
2	PERFIL SOPORTE	SAE 1045 - TUBO CUADRADO 90X90 (ESP=1/4") L=79,3	1
3	CHAPA INTERMEDIA DEL CHASIS	SAE 1045	1
4	CHAPA AL CHASIS IZQUIERDA	SAE 1045	1
5	ESPACIADOR 2mm	SAE 1045	1
6	ESPACIADOR 1mm	SAE 1045	1
7	TUERCA M12	ISO 4032	4
8	TORNILLO M12X30	DIN 6921 - M12X30 GRADO 12	4

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

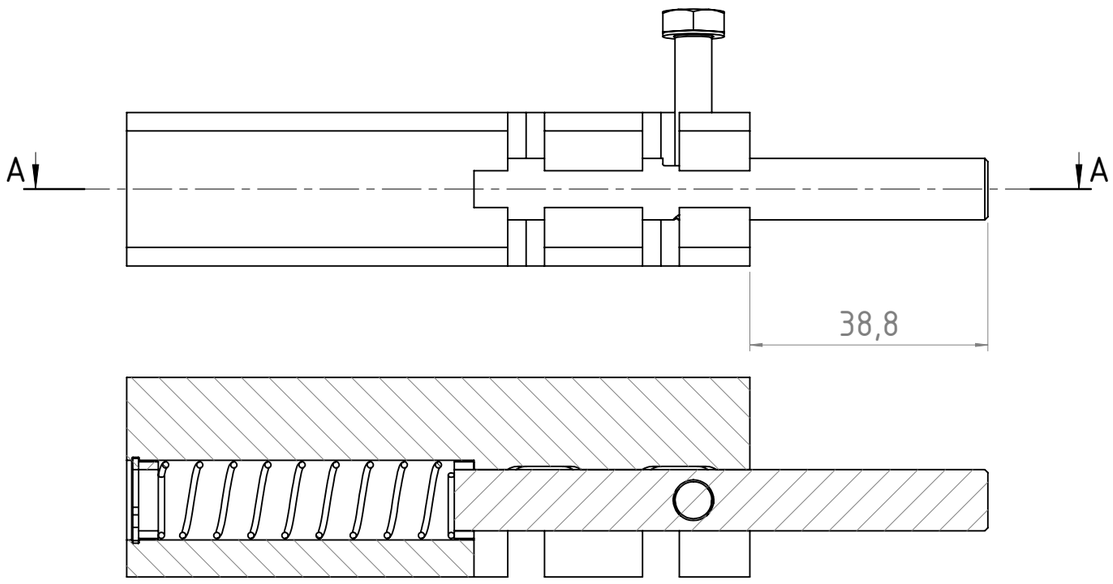
MONTAJE AL CHASIS IZQUIERDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	18/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:3
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

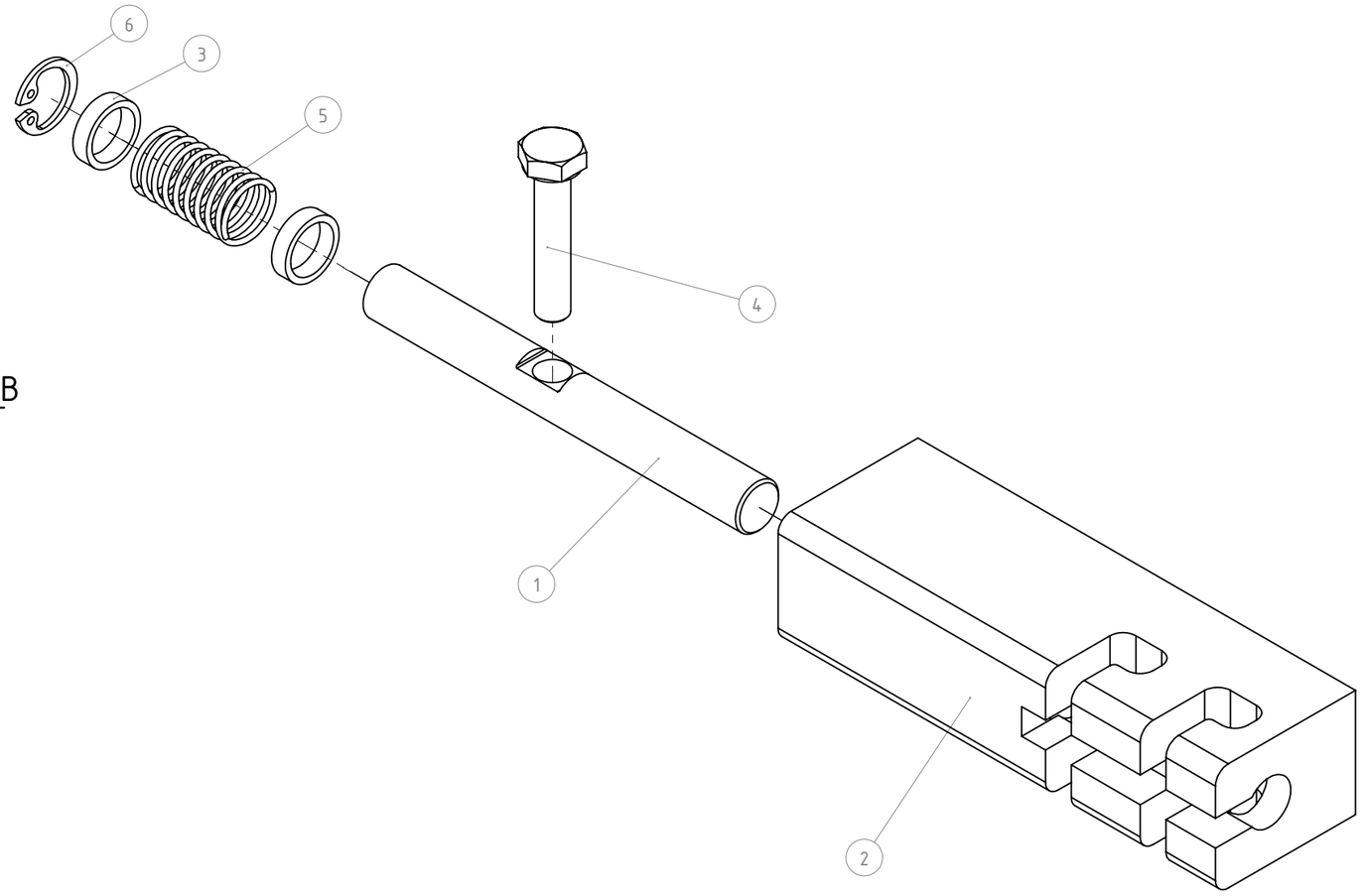
N°2-7



SECCIÓN B-B



SECCIÓN A-A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PASADOR	SAE 1045	1
2	DESLIZADERA CERRADURA	SAE 1010	1
3	ARANDELA PASADOR	SAE 1010	2
4	TORNILLO M6X30	ISO 4014 - M6X30	1
5	RESORTE DE CERRADURA	AISI 316L	1
6	ANILLO DE RETENCIÓN INTERNO 13X1	DIN 472 - 13X1	1

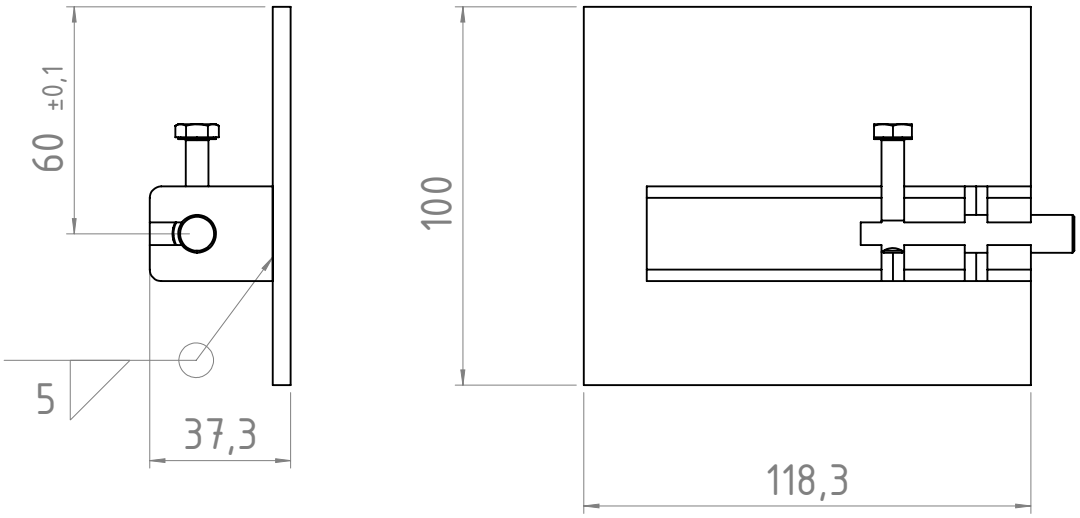
PROYECTO FINAL

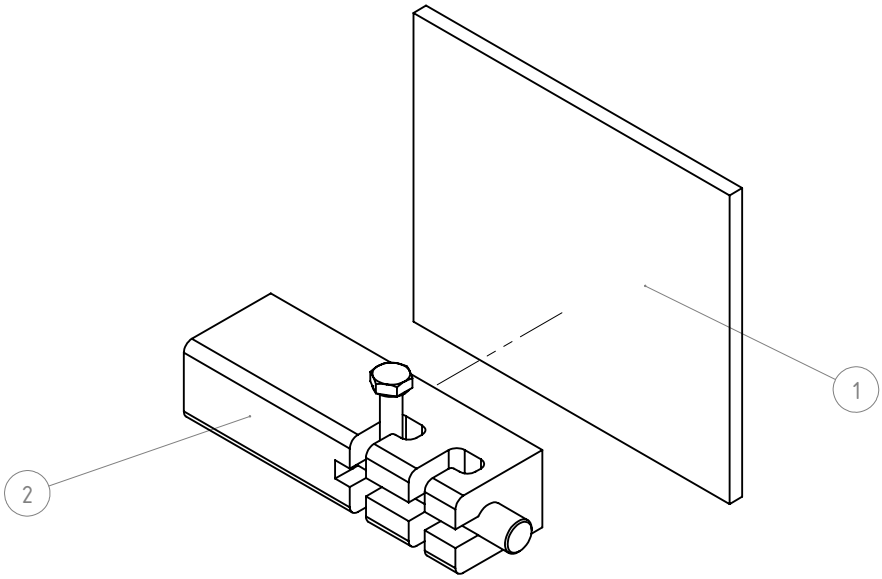
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

CERRADURA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°2-8





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	SOPORTE CERRADURA	SAE 1045	1
2	CERRADURA	VER PLANO N°2-8	1

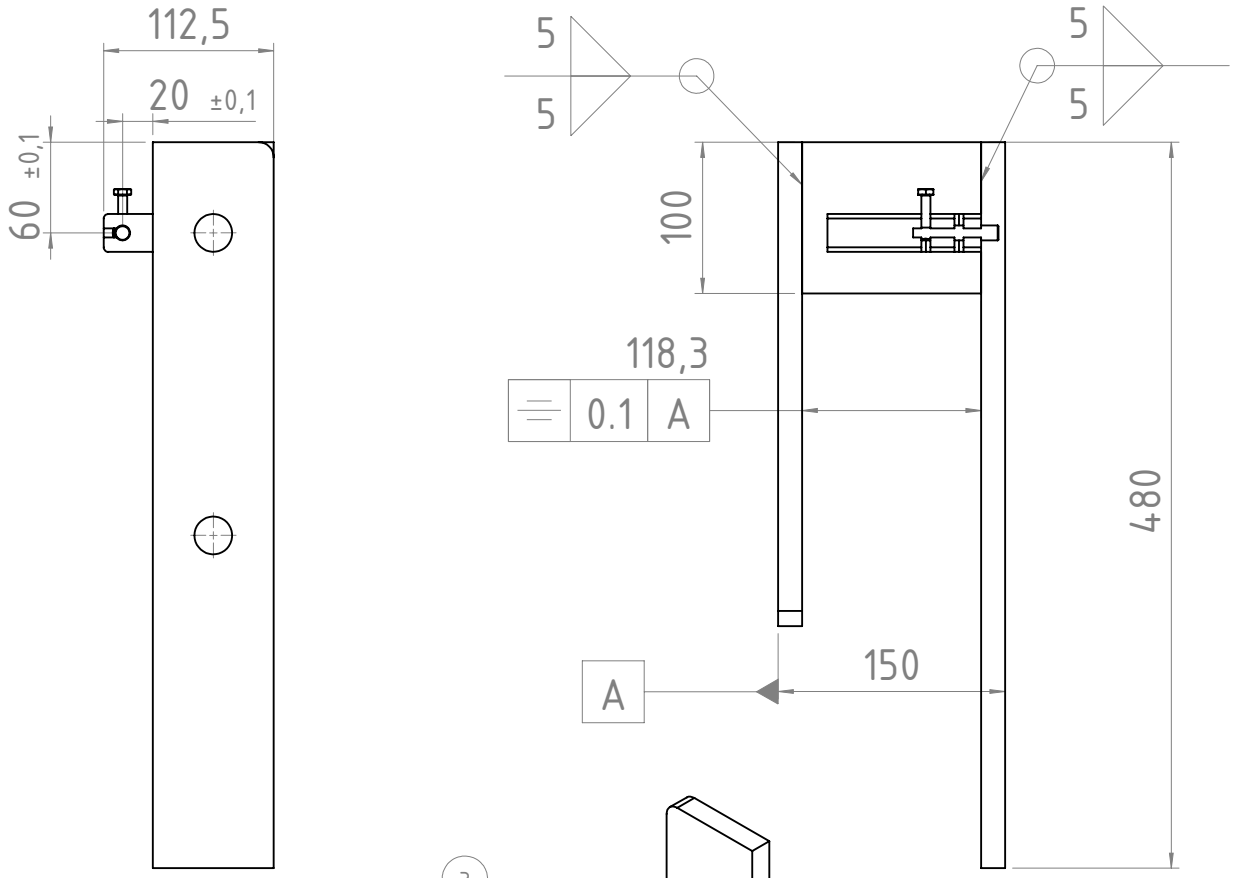
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

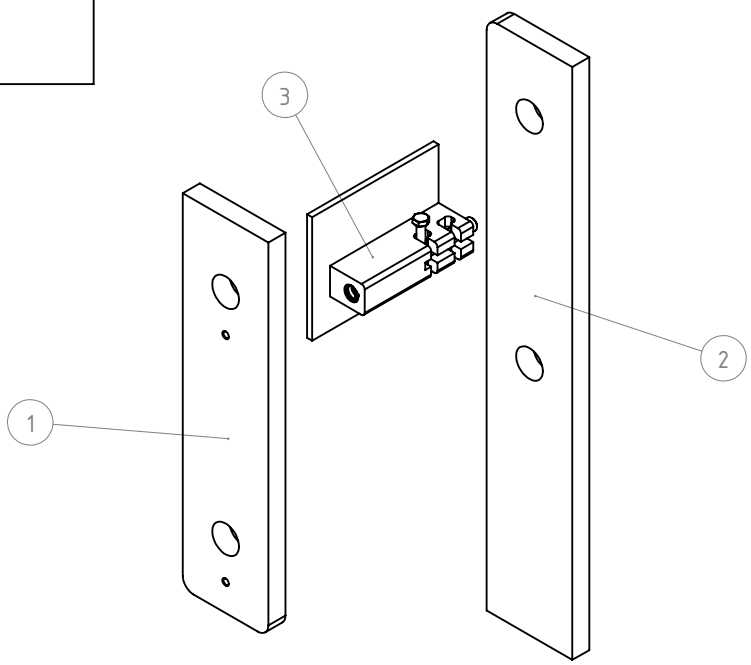
CERRADURA SOLDADA EN SOPORTE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–9





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA PARANTE MÓVIL EXTERNO	SAE 1045	1
2	CHAPA PARANTE MÓVIL INTERNO	SAE 1045	1
3	SOLDADURA CERRADURA EN SOPORTE	VER PLANO N°2-47	1

PROYECTO FINAL

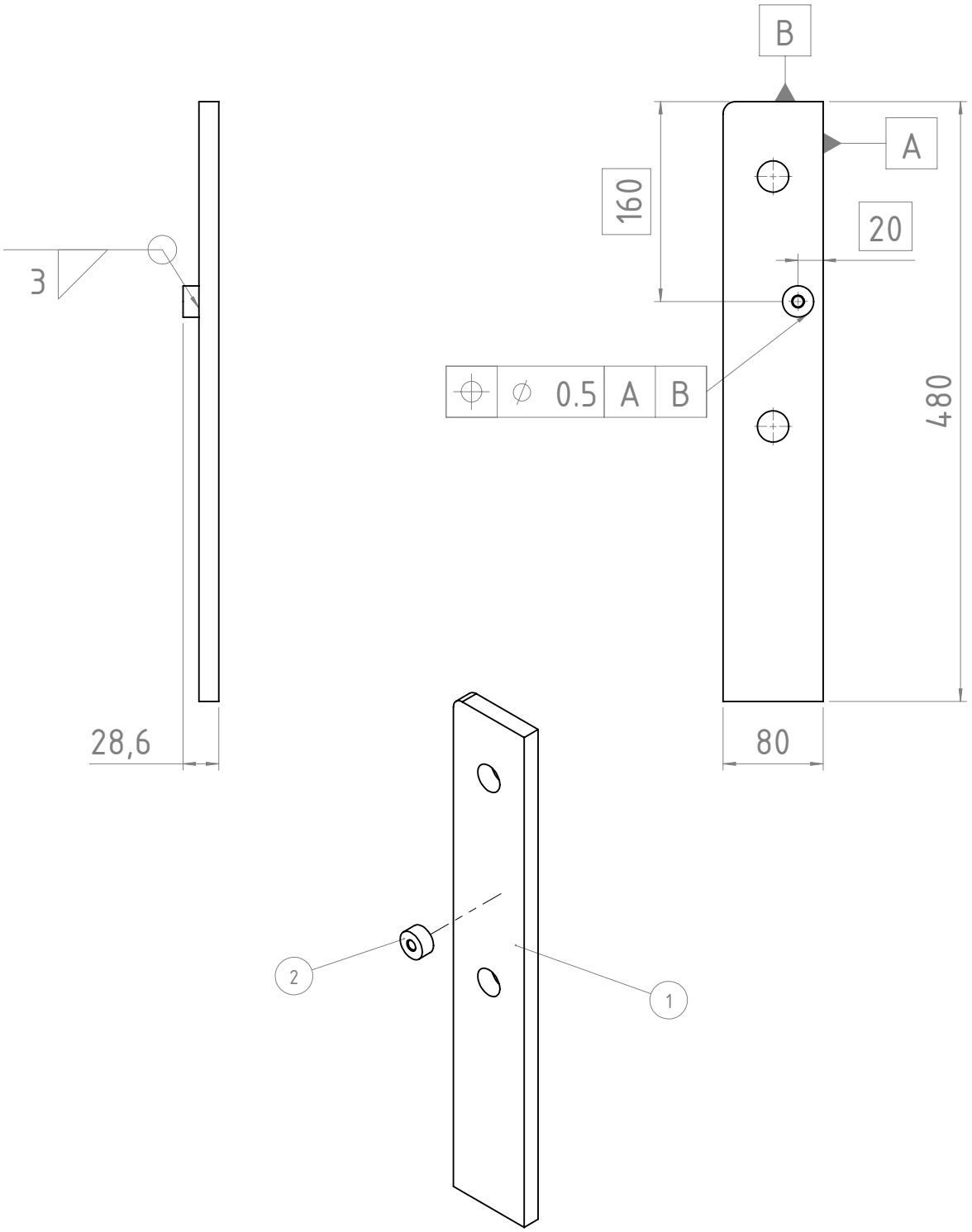
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

CERRADURA Y SOPORTE SOLDADOS EN PARANTES

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–10



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHAPA PARANTE MÓVIL INTERNO	SAE 1045	1
2	BASE PARA SOGA EN PARANTE	SAE 1045	1

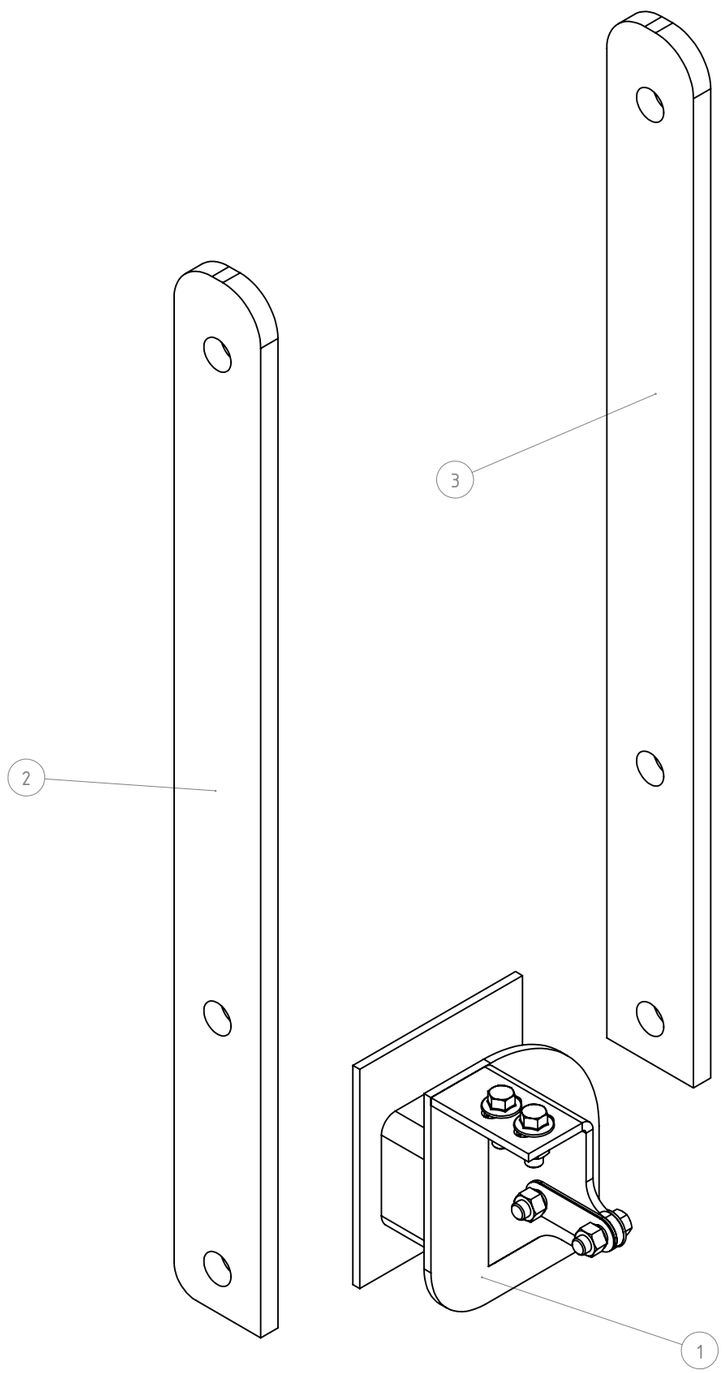
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

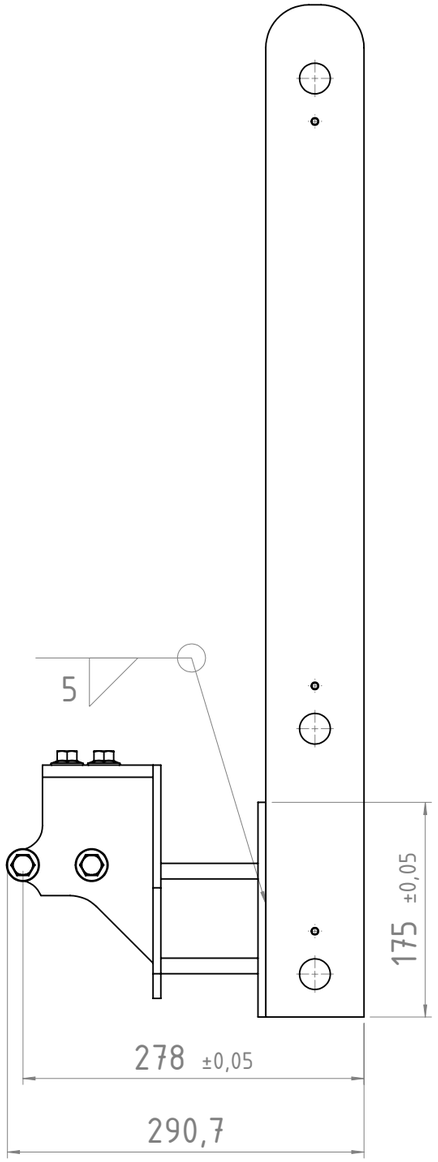
BASE DE SOGA SOLDADA EN PARANTE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

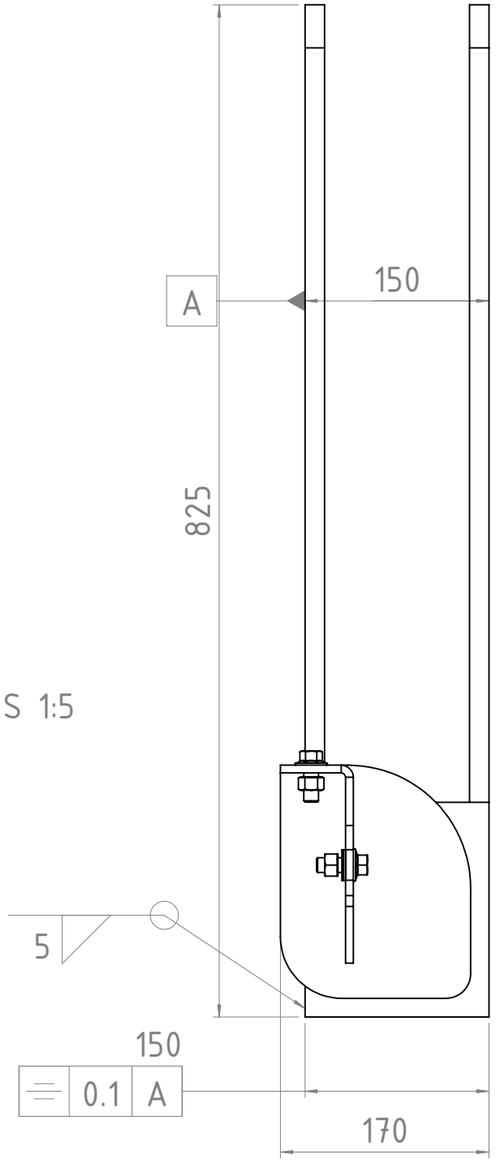
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–11



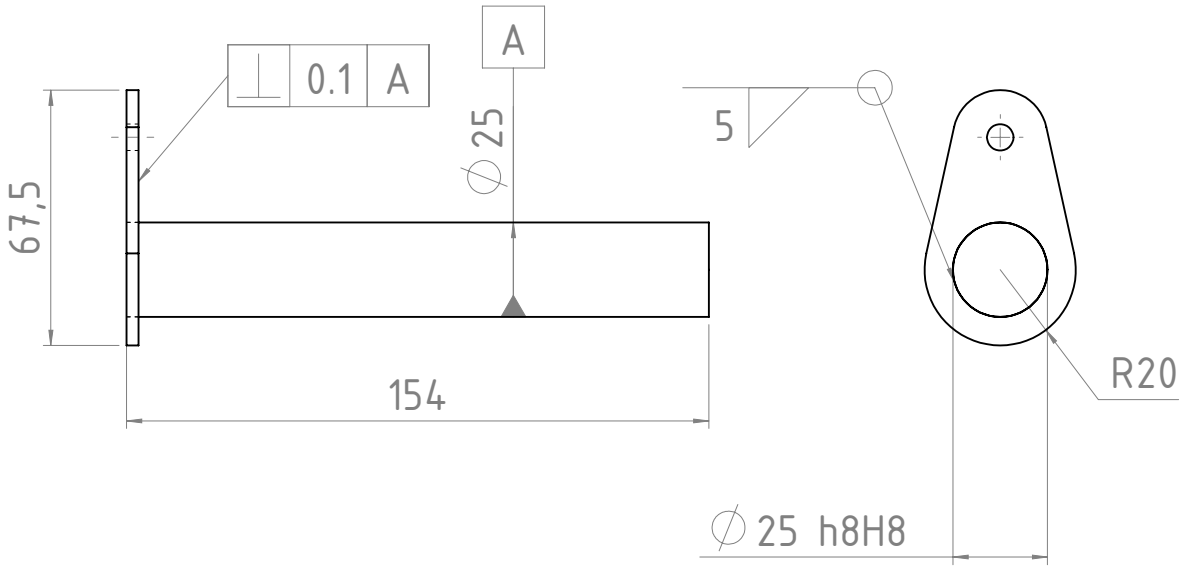


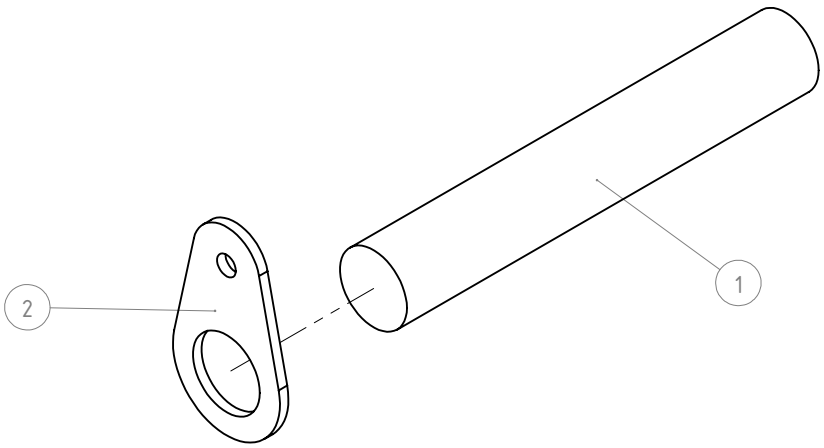
ESCALAS 1:5



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	MONTAJE AL CHASIS IZQUIERDA	VER PLANO N°2-7	1
2	CHAPA PARANTE FIJO INTERNO	SAE 1045	1
3	CHAPA PARANTE FIJO EXTERNO	SAE 1045	1

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MONTAJE SOLDADO AL SISTEMA
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:4	N°2–12
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768				





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE DE PARANTES	AISI 4140	1
2	OJAL PARA EJE DE PARANTES	SAE 1045	1

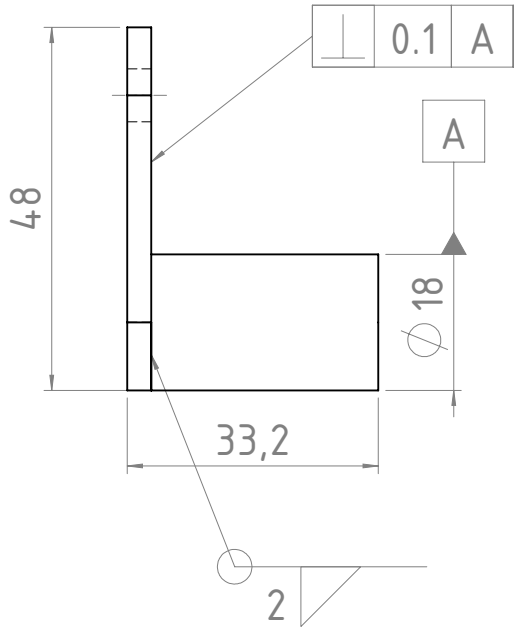
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

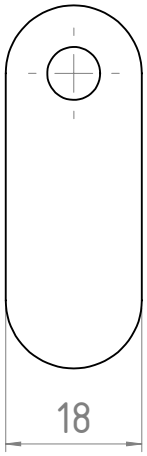
EJE DE PARANTE CON OJAL

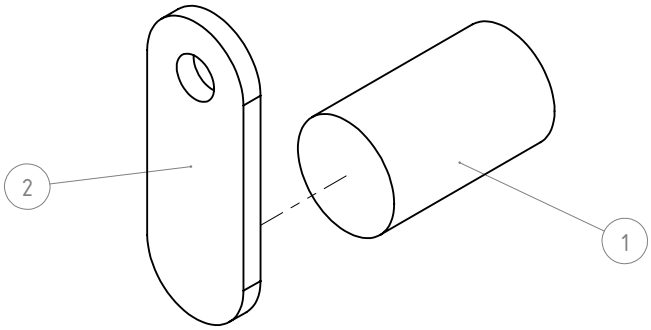
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

N°2–13

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

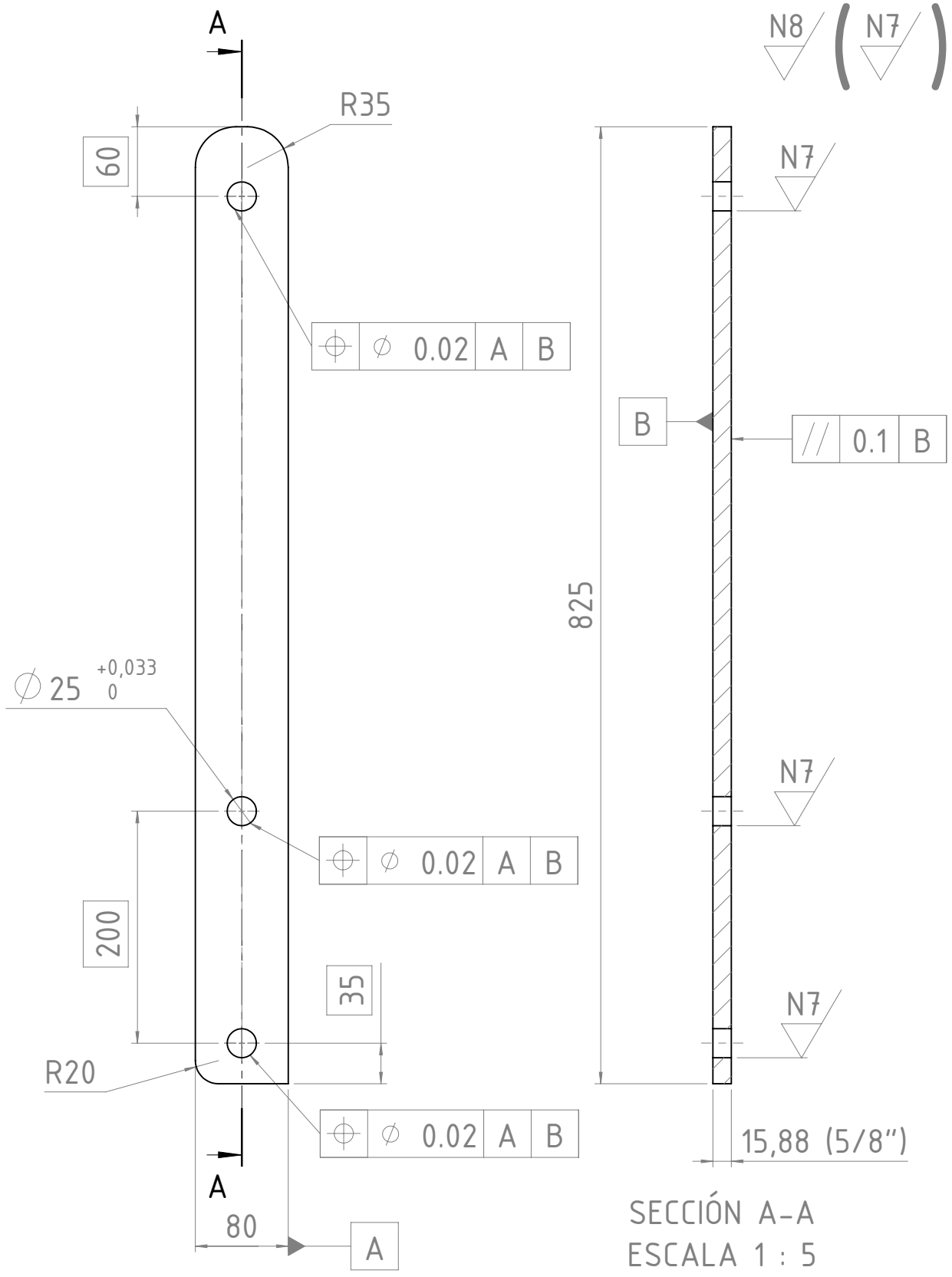






N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE DE BISAGRA	AISI 4140	1
2	OJAL DEL EJE DE BISAGRA	SAE 1045	1

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE DE BISAGRA CON OJAL
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N°2–14
DIBUJO	23/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1	
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768				



1	CHAPA 5/8"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

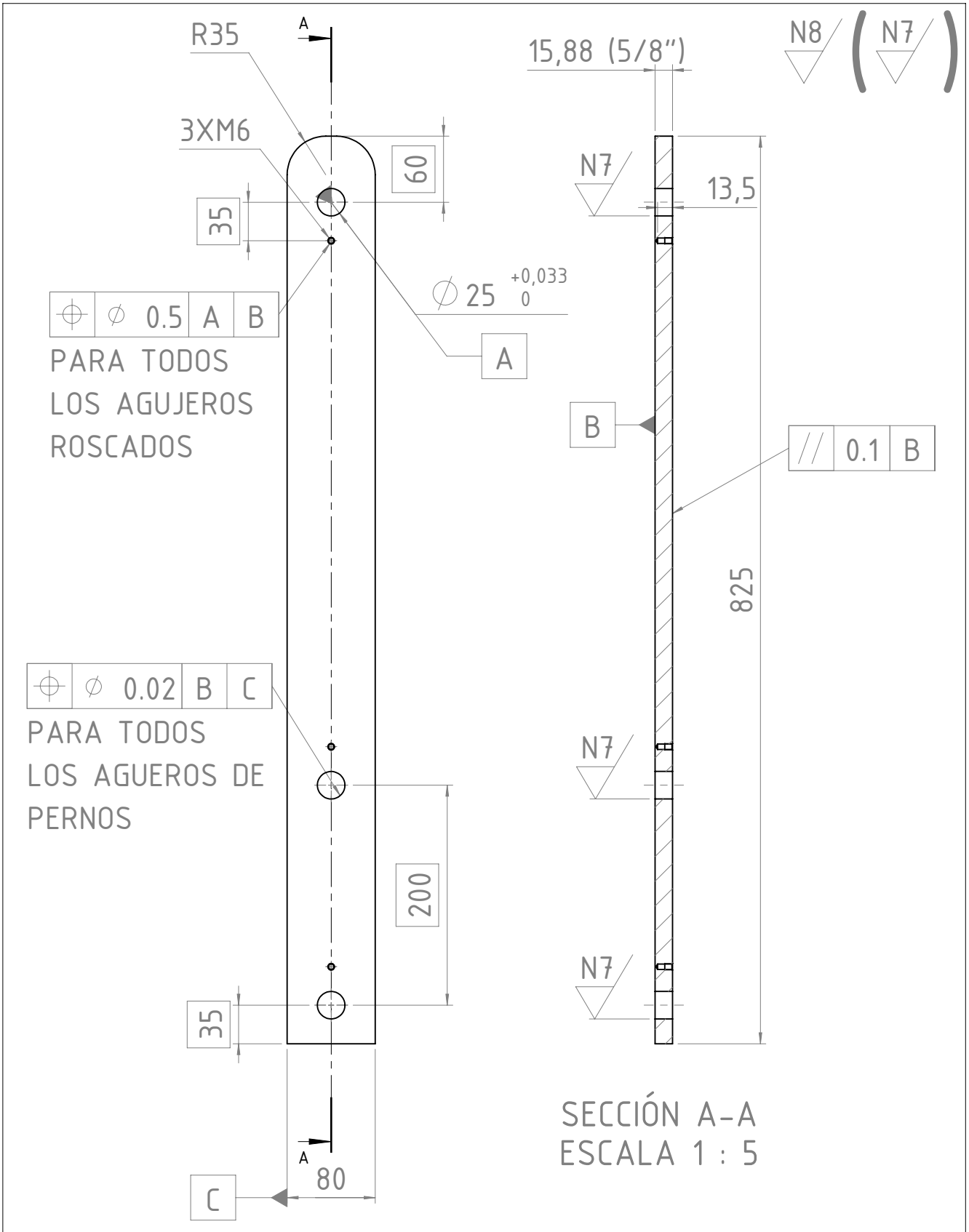
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA PARANTE FIJO INTERNO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–15



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 5/8"	SAE 1045	4	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

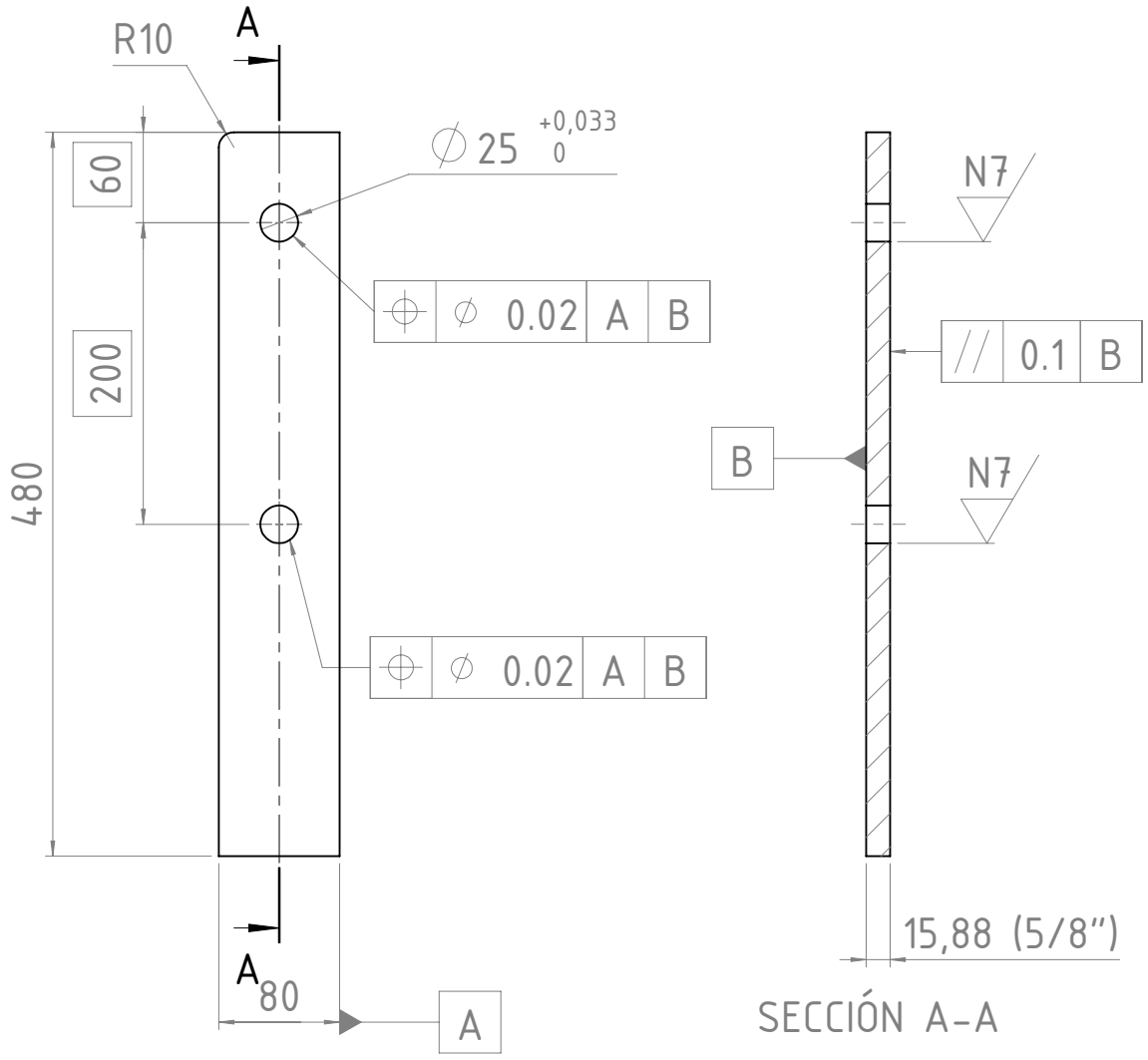
CHAPA PARANTE FIJO EXTERNO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–16

N8 (N7)



1	CHAPA 5/8"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

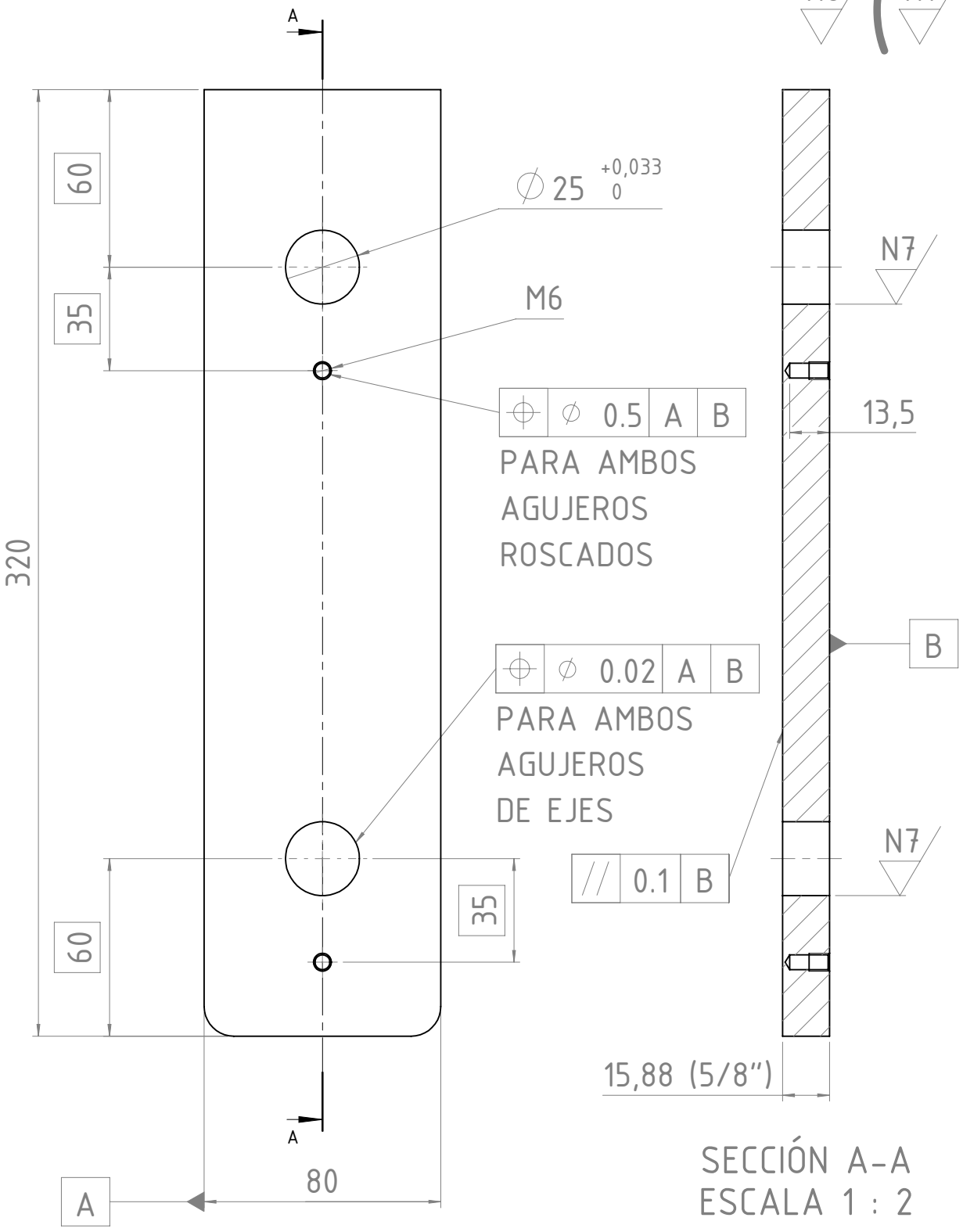
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA PARANTE
MÓVIL INTERNO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

N°2–17

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	CHAPA 5/8"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

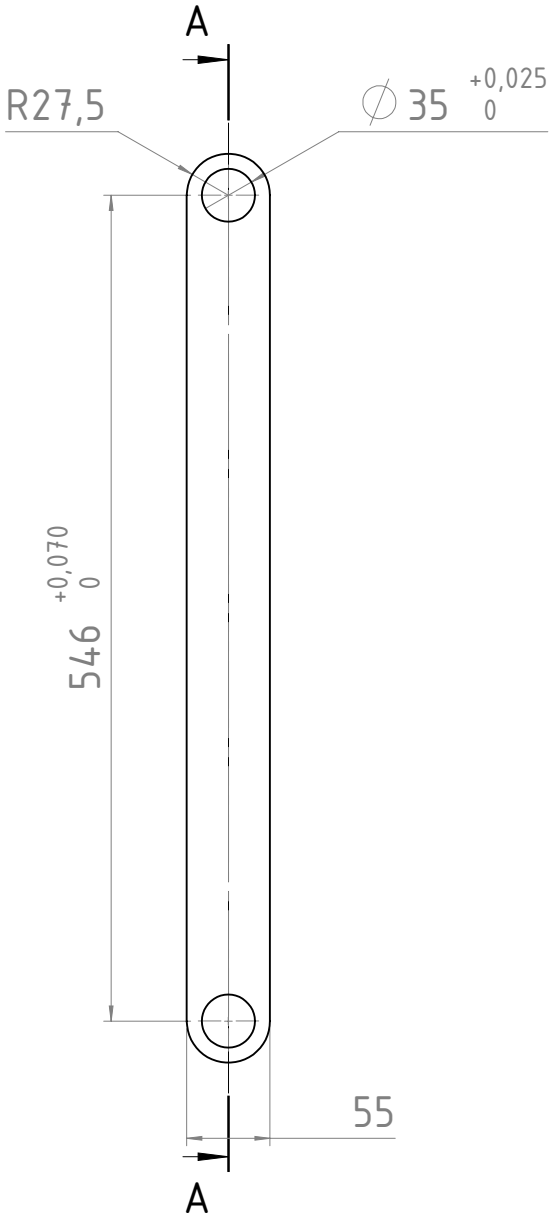
CHAPA PARANTE MÓVIL EXTERNO

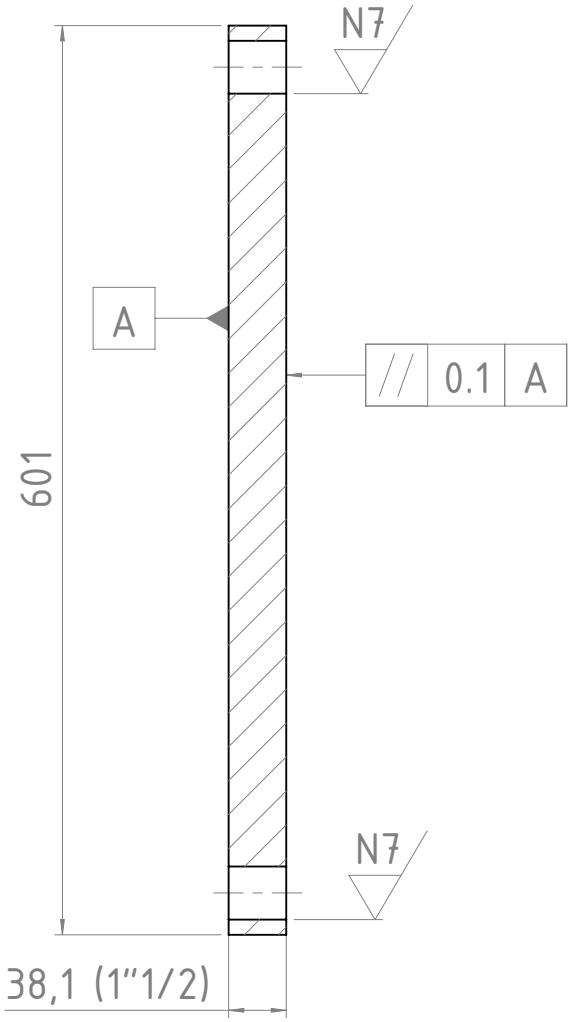
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–18

N8 (N7)





SECCIÓN A-A

1	CHAPA 1"1/2	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

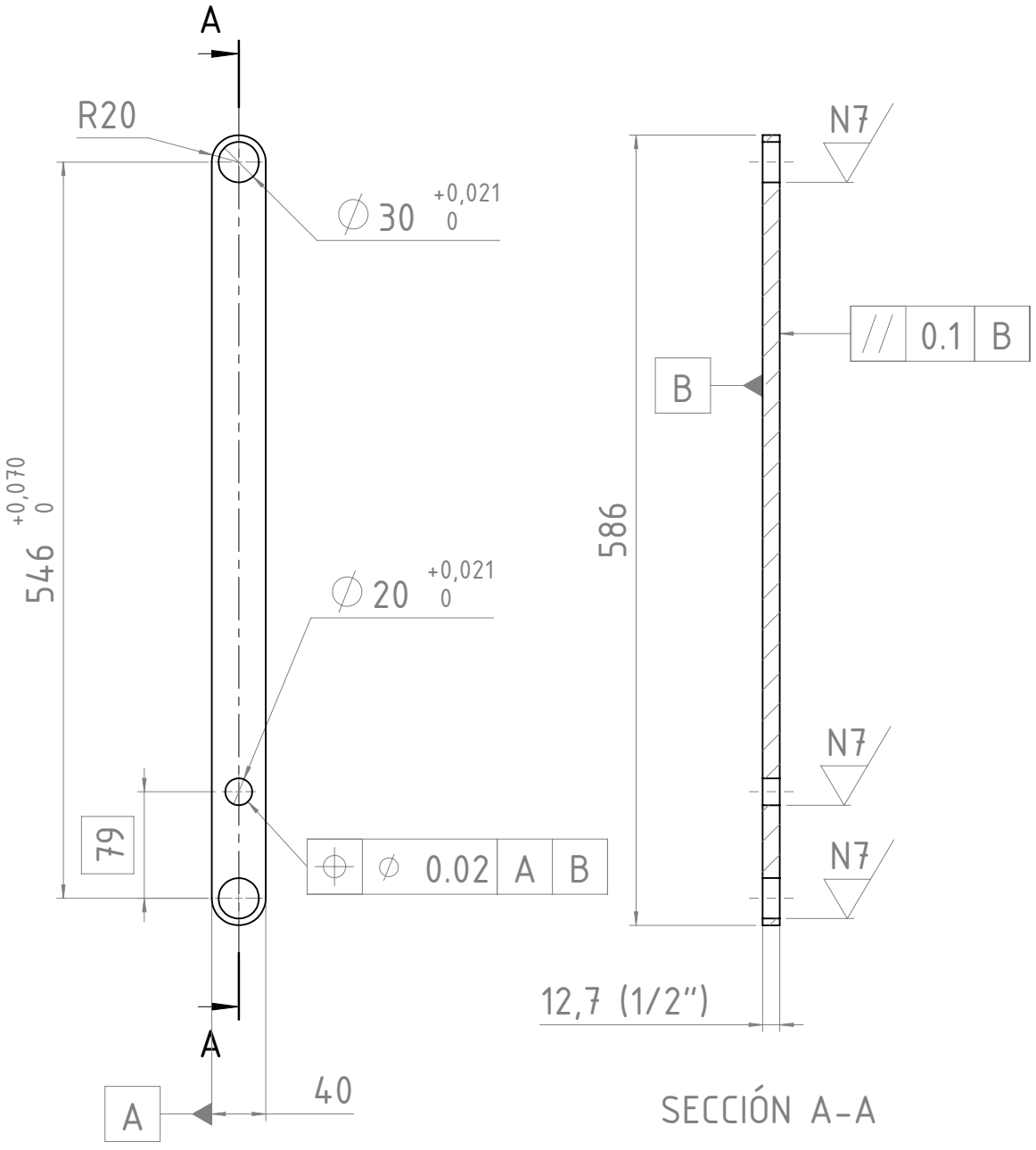
BARRA 1–2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

N°2–19

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)



1	CHAPA 1/2"	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

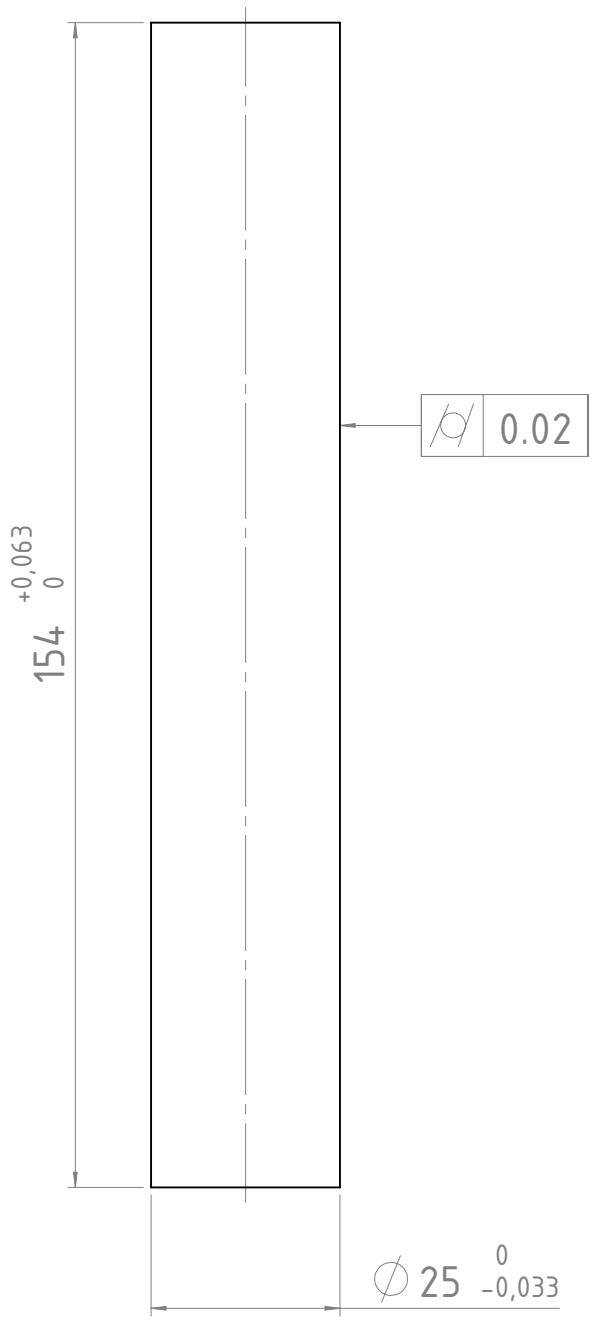
BARRA 3–4

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:5

N°2–20

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N6



TRATAMIENTO TERMICO: TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE: 38-43 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA: TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø26	AISI 4140	10	–

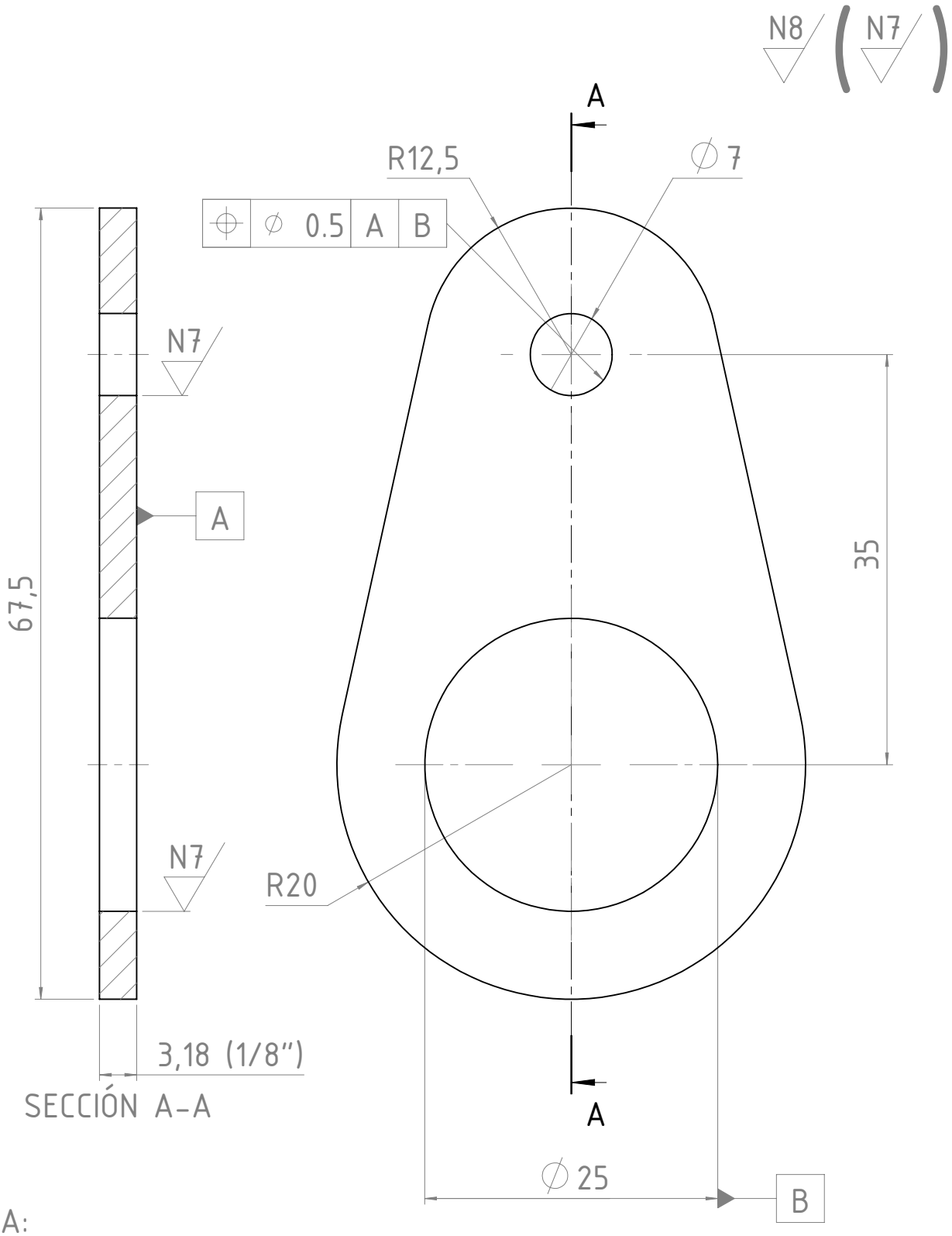
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

EJE DE PARANTES

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–21



NOTA:
TODOS LOS OJALES SE SUELDAN EN EL EXTREMO DEL EJE CORRESPONDIENTE Y SE ROSCAN AL PARANTE

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/8"	SAE 1045	10	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

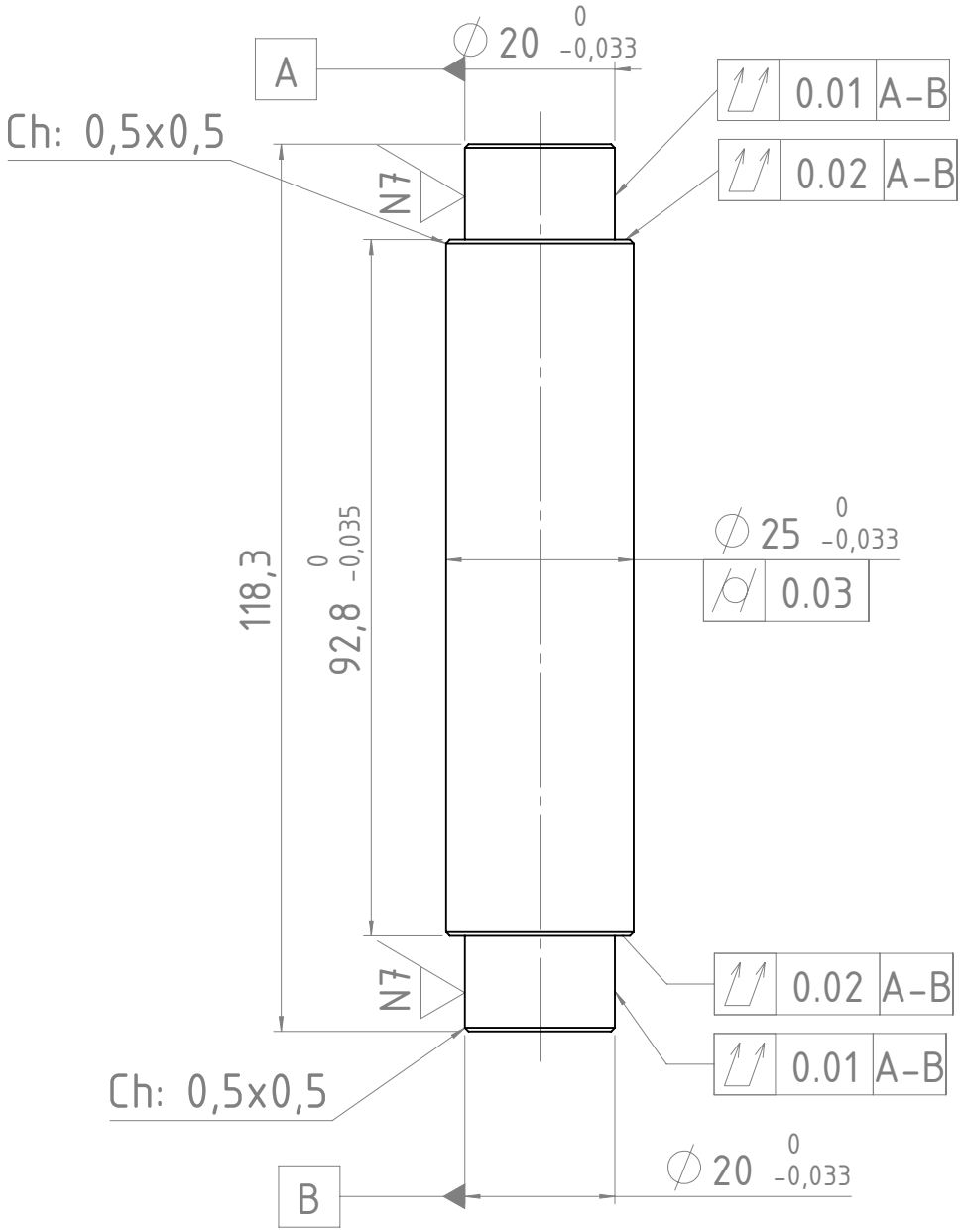
OJAL PARA EJE DE PARANTES

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°2–22

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)



TRATAMIENTO TERMICO: TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE: 38-43 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA: TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø26	AISI 4140	2	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

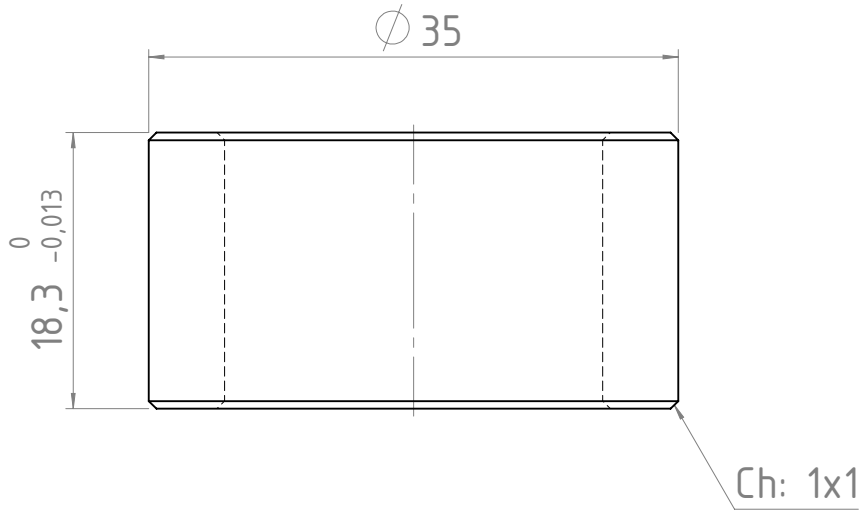
UNIÓN BARRA 3–4

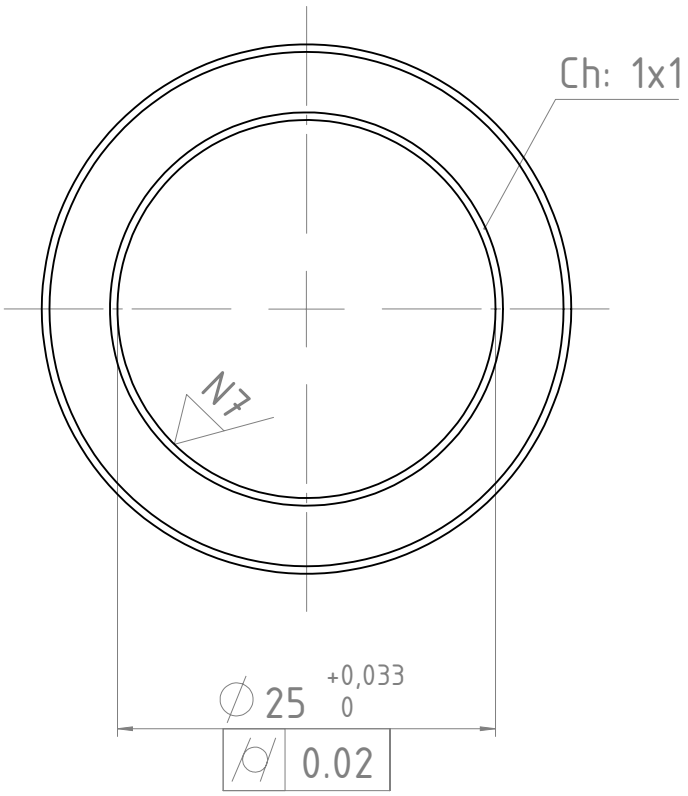
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–23

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)





POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	TUBO 35x20x10	ALUMINIO 6063–T6	4	–

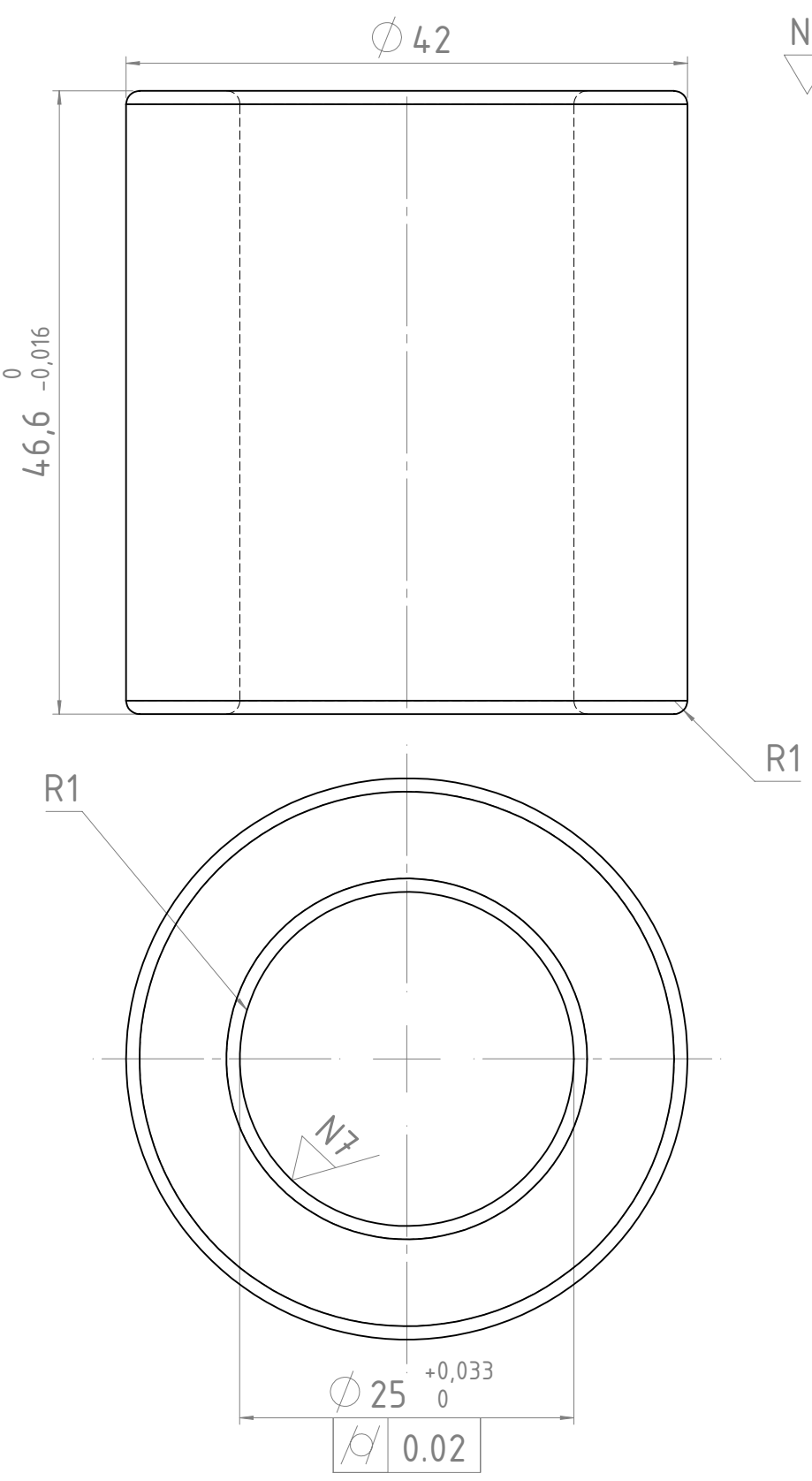
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

ESPACIADOR BARRA 1–2

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°2–24

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	TUBO 42x47x17	ALUMINIO 6063–T6	4	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

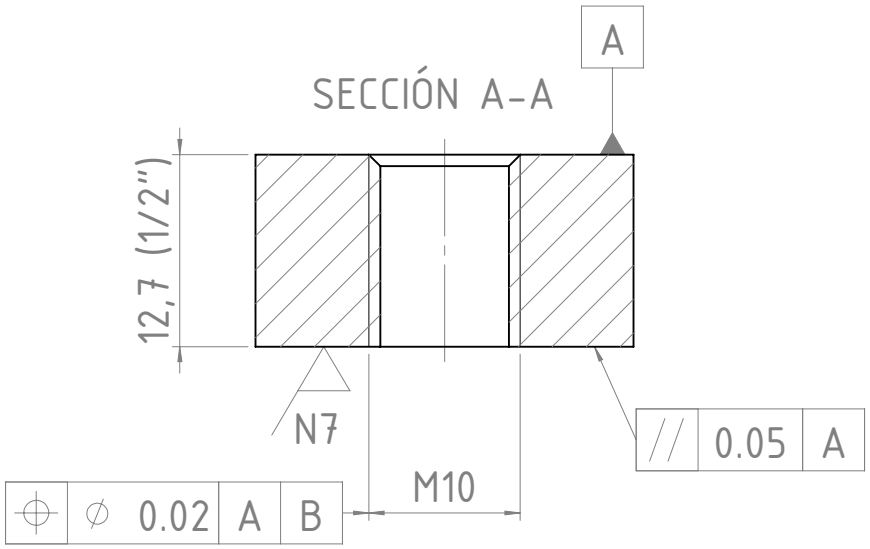
ESPACIADOR BASE CILINDRO

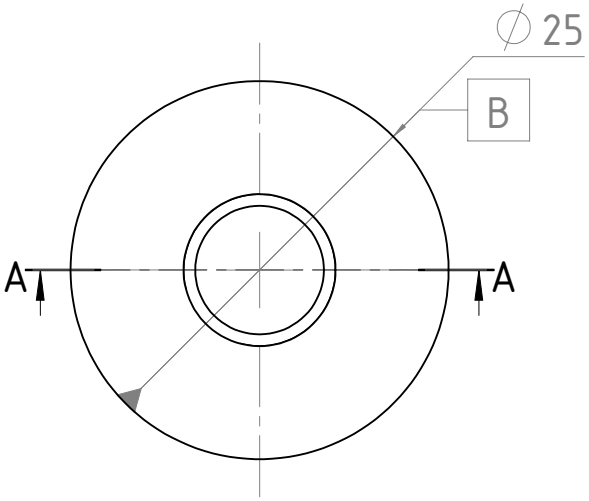
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°2–25

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)

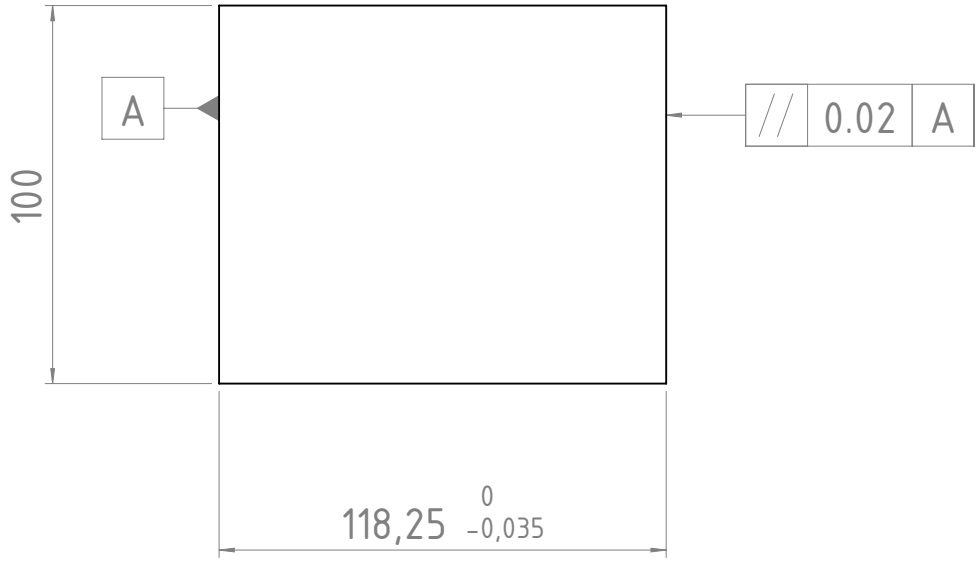




1	REDONDO 25x15	1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BASE PARA SOGA EN PARANTE
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	20/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°2–26

N8 (N7)





1	CHAPA 3/16"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

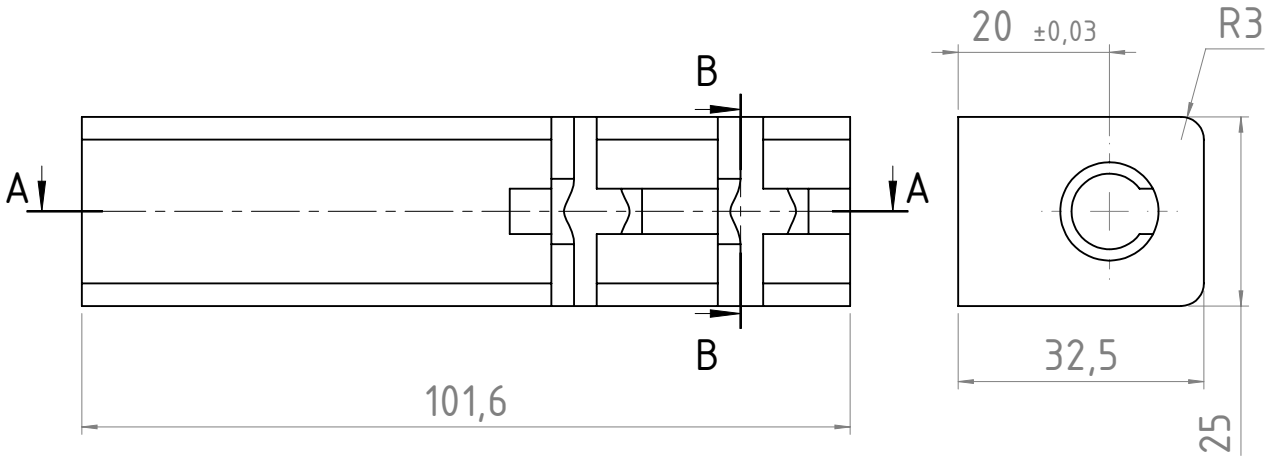
SOPORTE CERRADURA

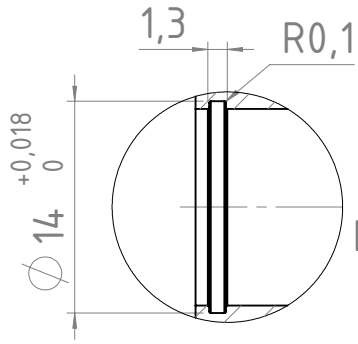
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

N°2–27

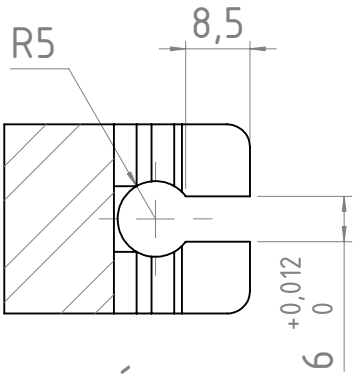
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)

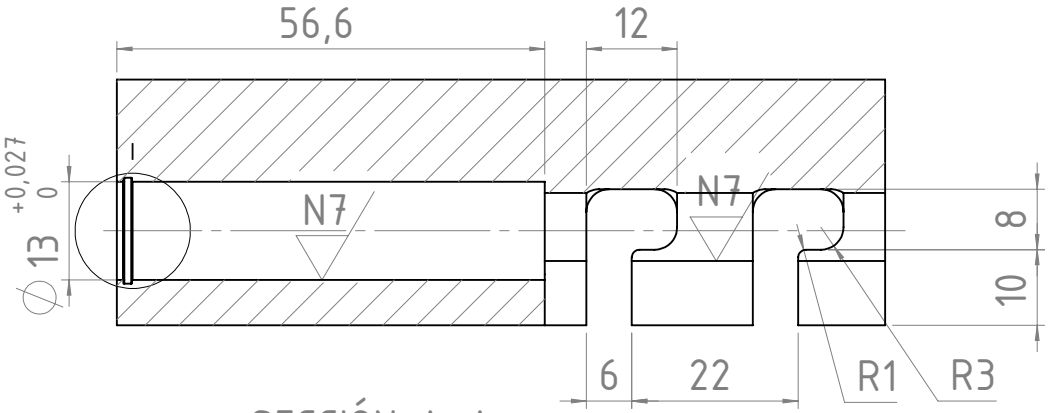




DETALLE I
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

1	CUADRADO 1"1/2 x 1"1/2	SAE 1010	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

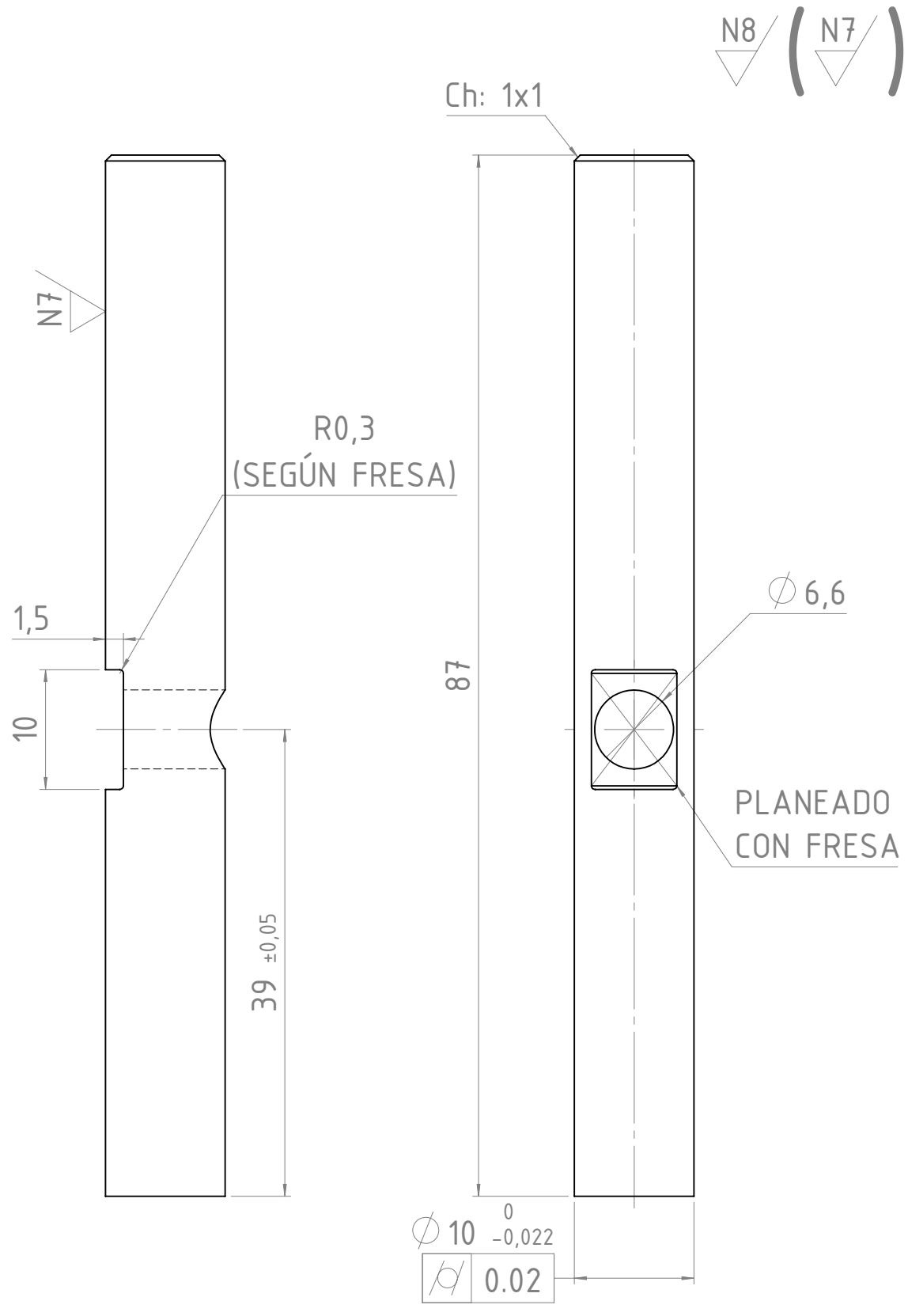
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DESLIZADERA CERRADURA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–28

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



1	REDONDO Ø18	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

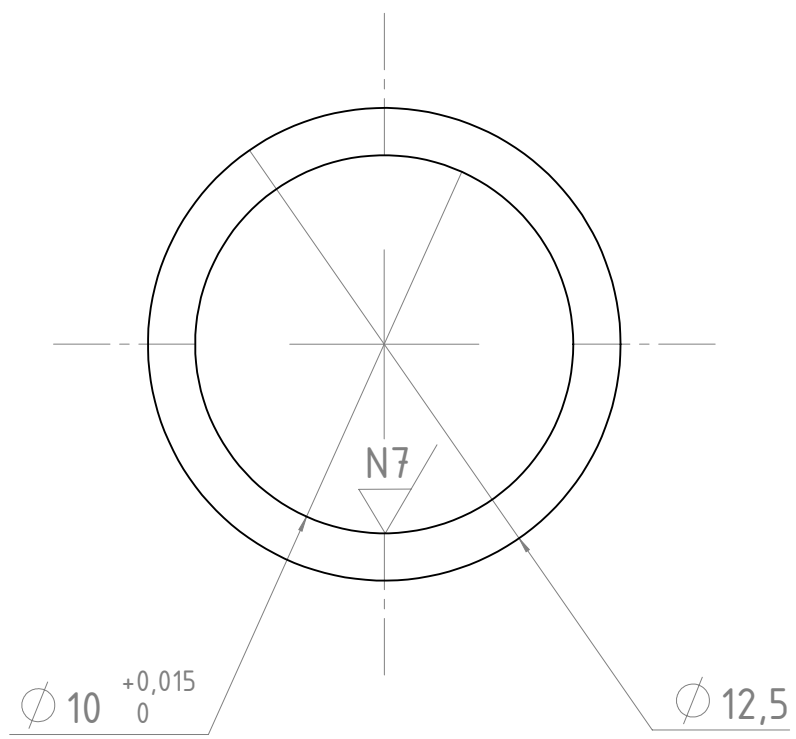
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

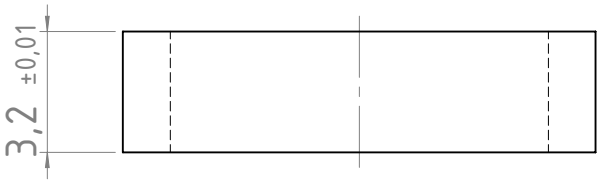
PASADOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°2–29

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





1	REDONDO Ø13	SAE 1010	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

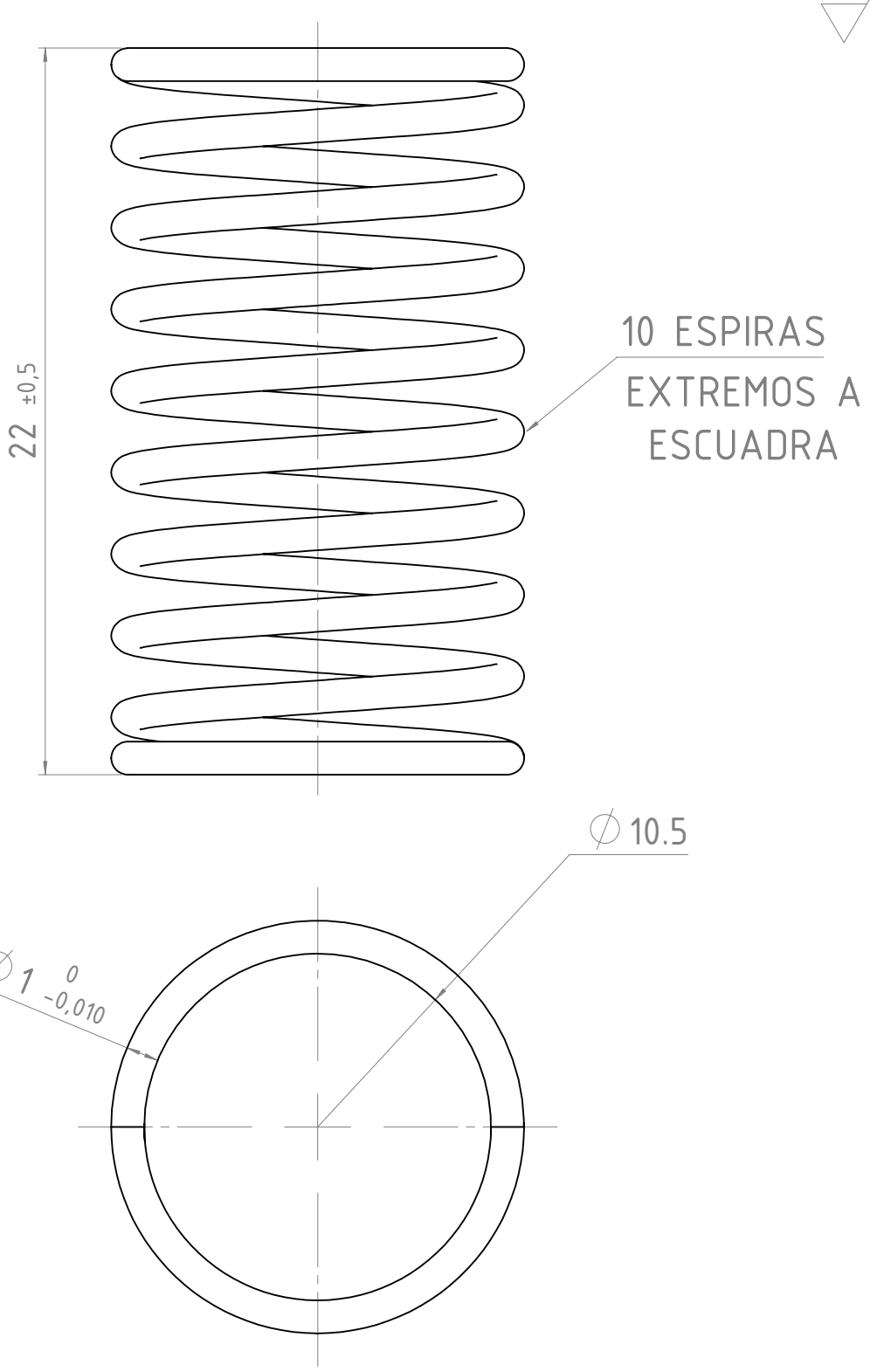
ARANDELA PASADOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	5:1

N°2–30

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8



1	ALAMBRE Ø1	AISI 316L	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

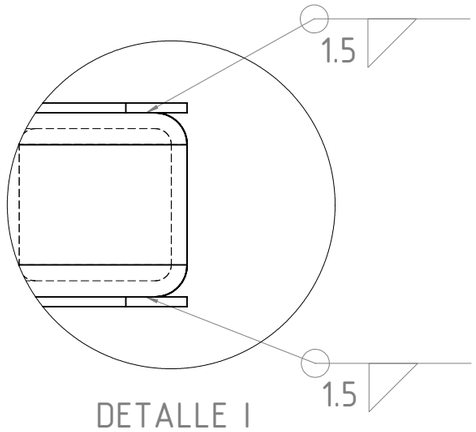
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

RESORTE DE CERRADURA

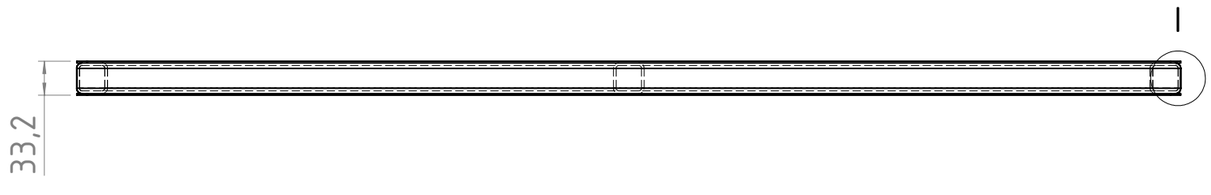
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	5:1

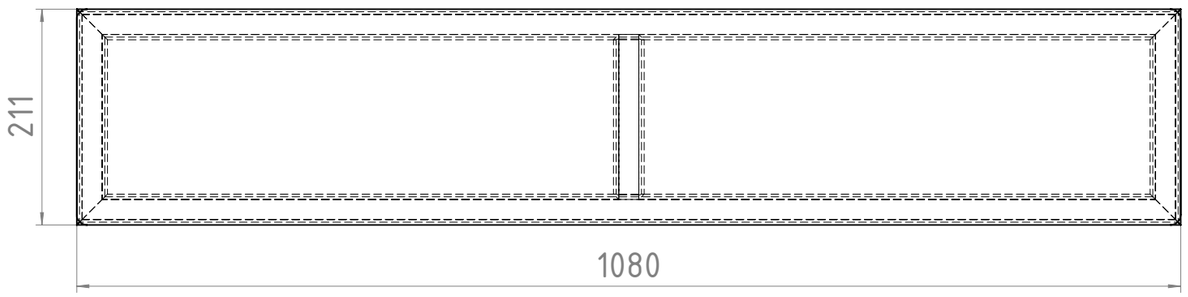
N°2–31

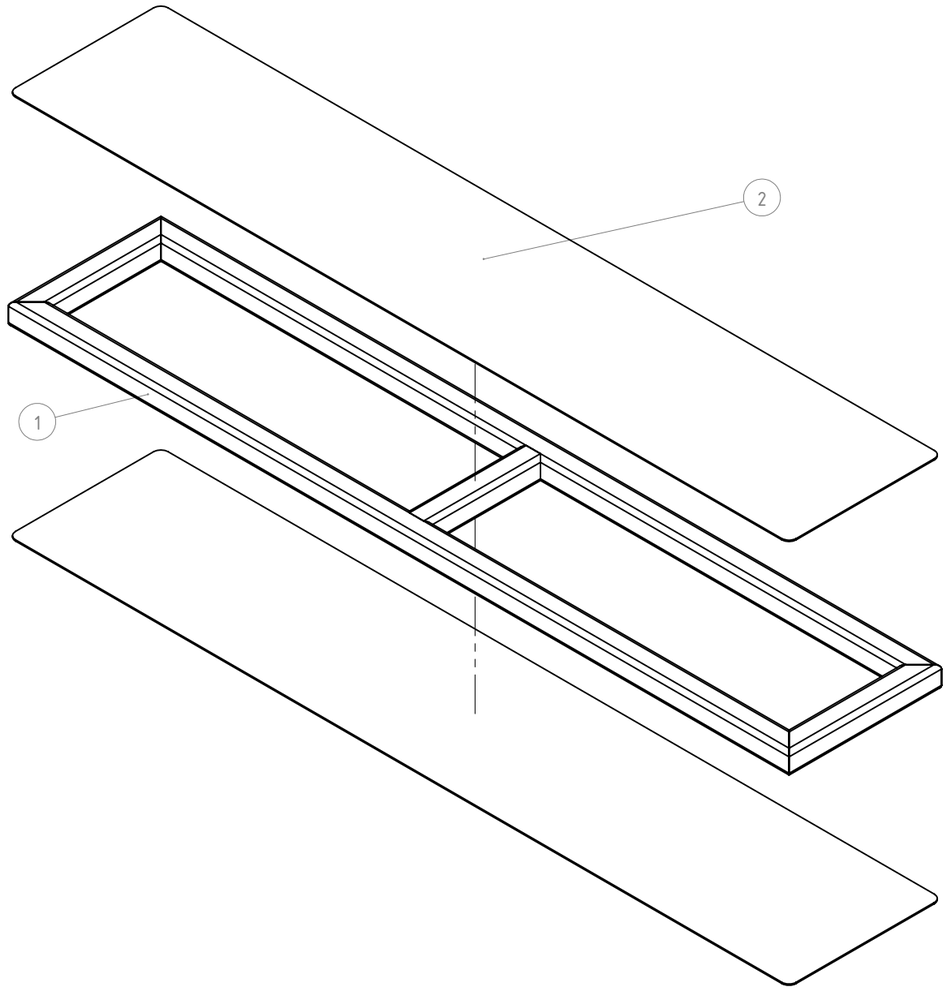
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



DETALLE I
ESCALA 1 : 1







N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUADRO EXTENSION PISO DE CAJA	SAE 1010	1
2	CHAPA EXTENSION DE PISO DE CAJA	SAE 1010	2

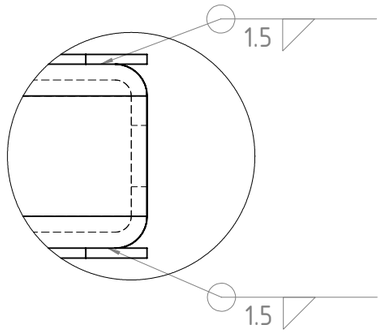
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

EXTENSIÓN PISO DE LA CAJA

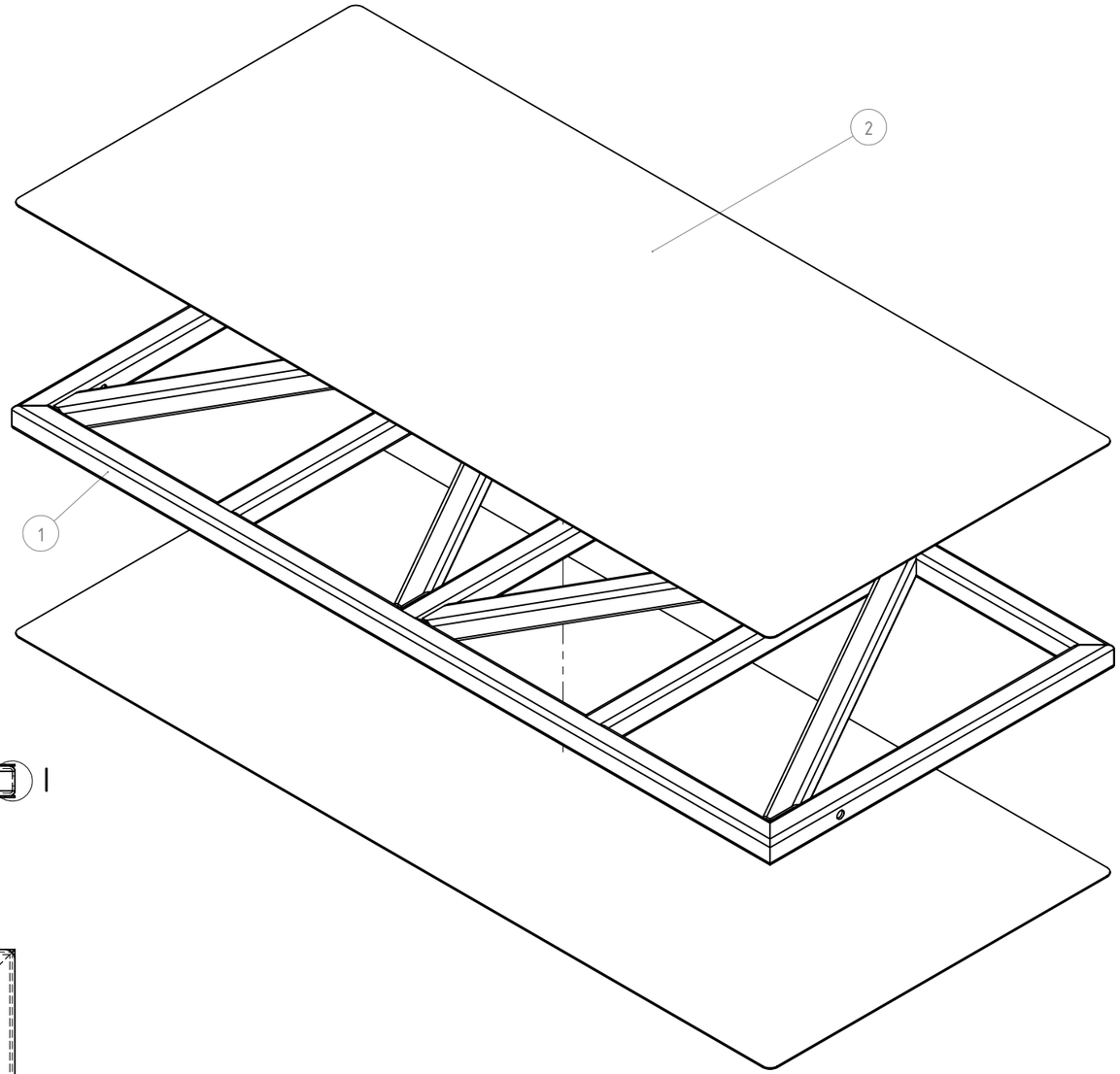
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768		

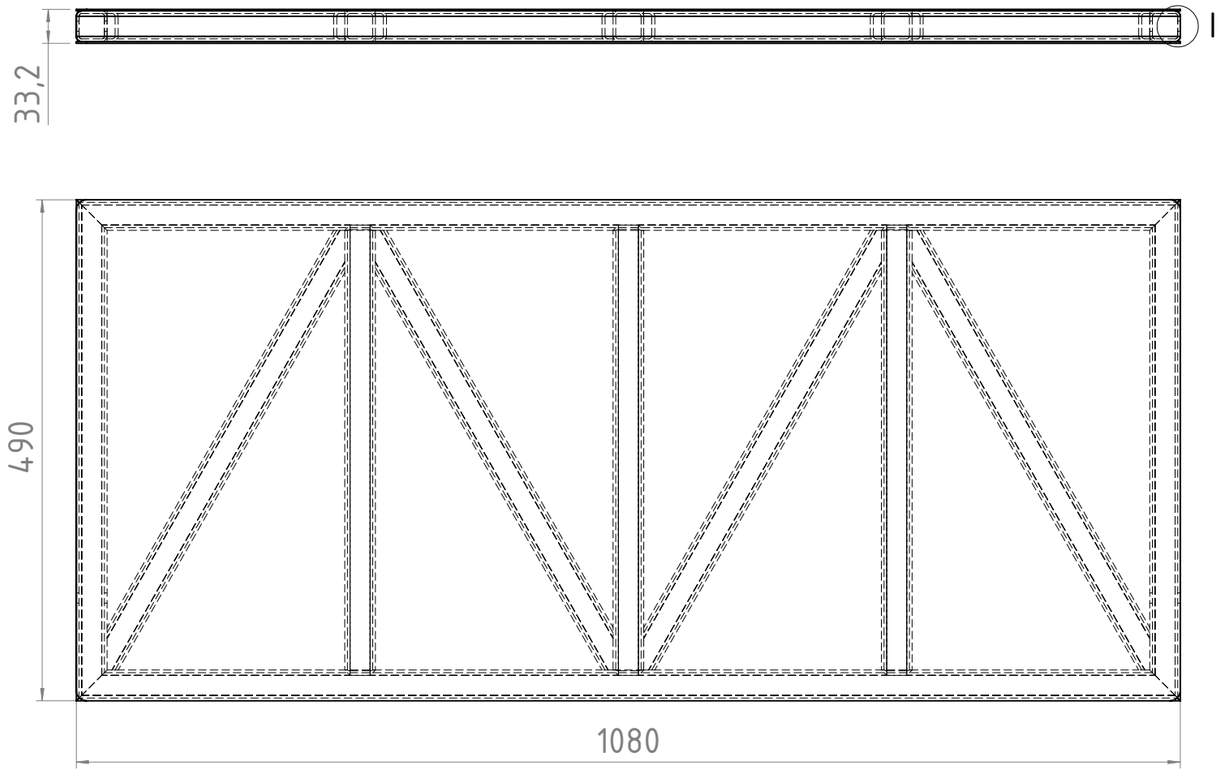
ESCALAS
1:6

N°2–32



DETALLE I
ESCALA 1 : 1





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CUADRO PUERTA	SAE 1010	1
2	CHAPA PUERTA	SAE 1010	2

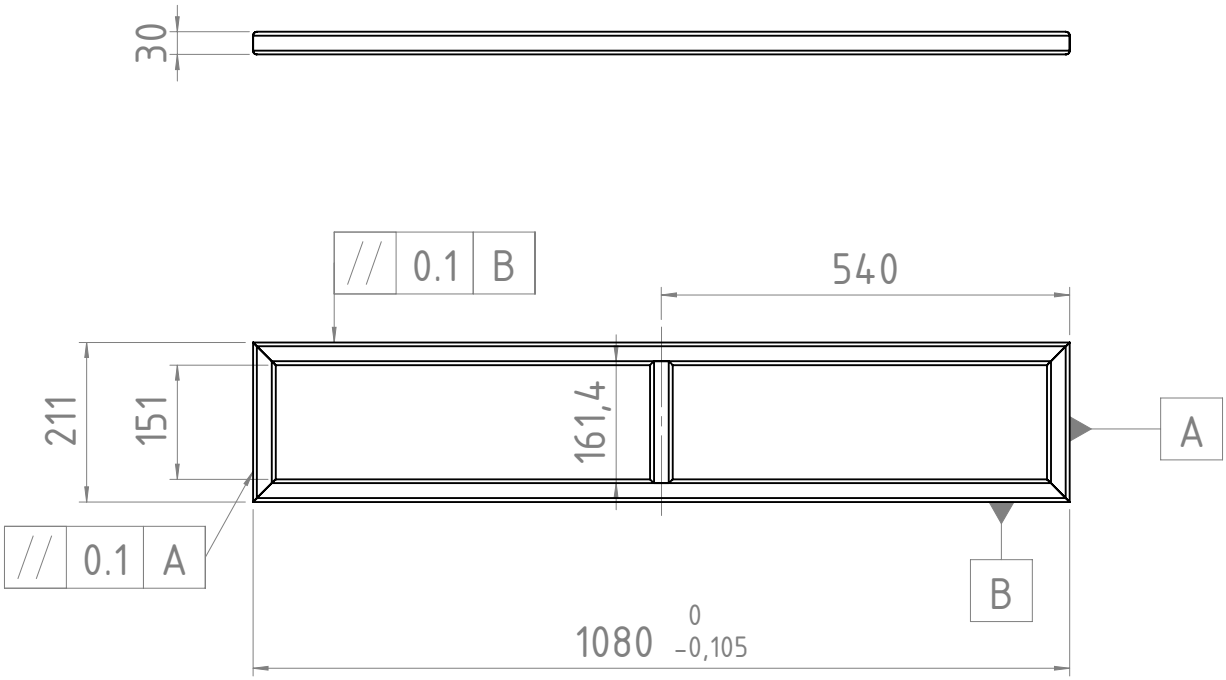
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

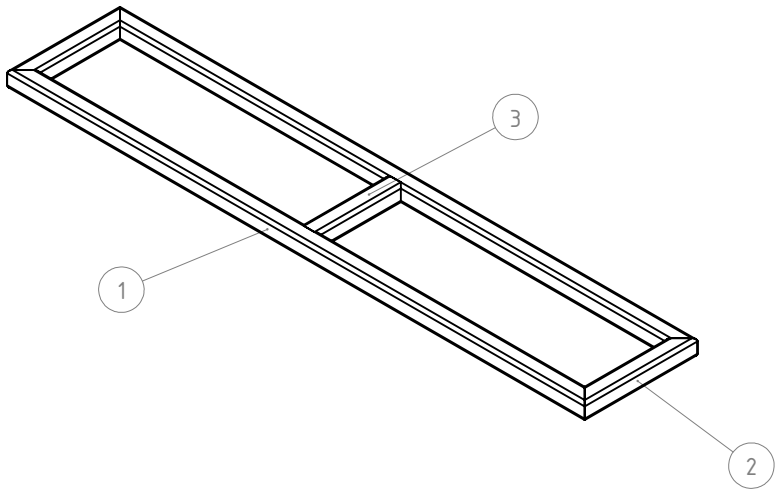
PUERTA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:6
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			

N°2–33

N8





NOTA:
RECORTAR TUBOS DONDE CORRESPONDA, EXTREMOS EN 45°

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
3	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=161,4	SAE 1010	1	-
2	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=211	SAE 1010	2	-
1	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=1080	SAE 1010	2	-

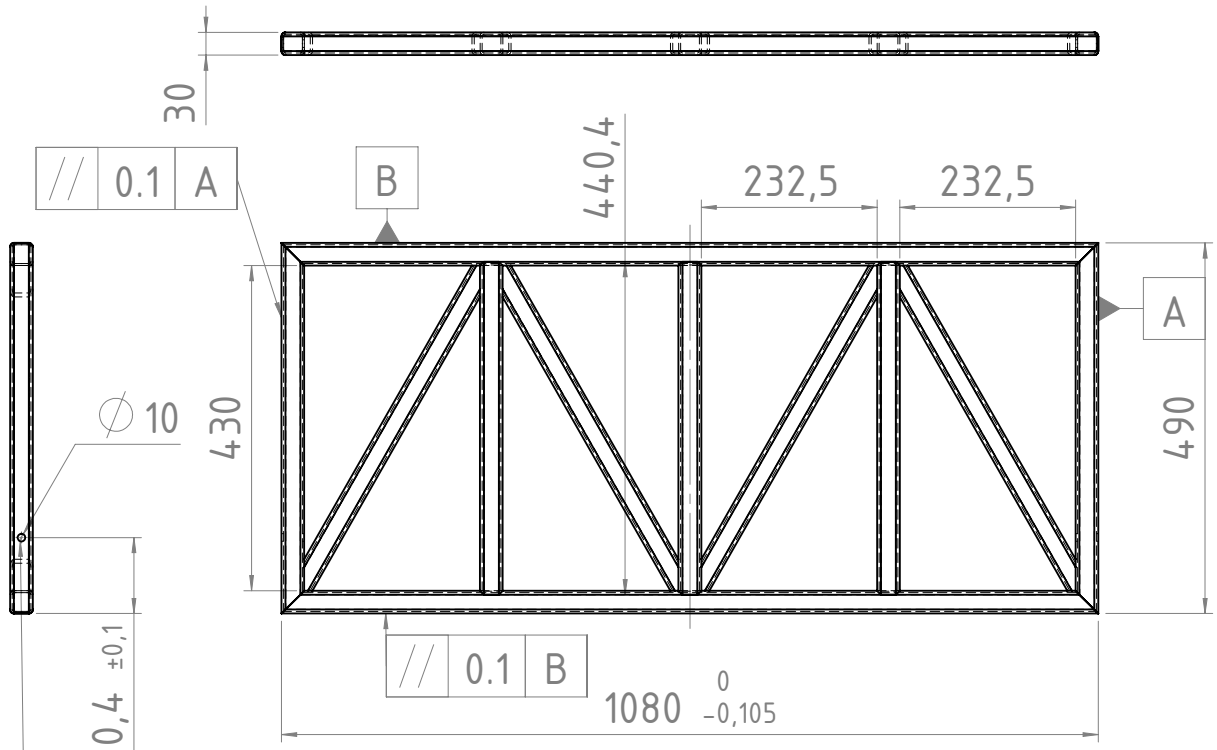
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

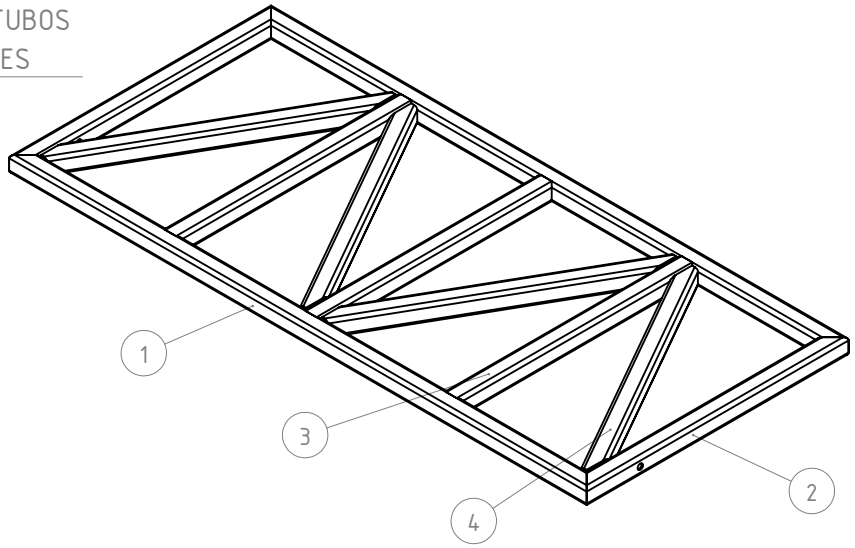
CUADRO EXTENSIÓN PISO DE CAJA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:10

N°2–34

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768





NOTA:

RECORTAR TUBOS DONDE CORRESPONDA, EXTREMOS EN 45°

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
4	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=489	SAE 1010	4	-
3	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=440,4	SAE 1010	3	-
2	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=490	SAE 1010	2	-
1	TUBO CUADRADO 30x30x2,6 L=1080	SAE 1010	2	-

PROYECTO FINAL

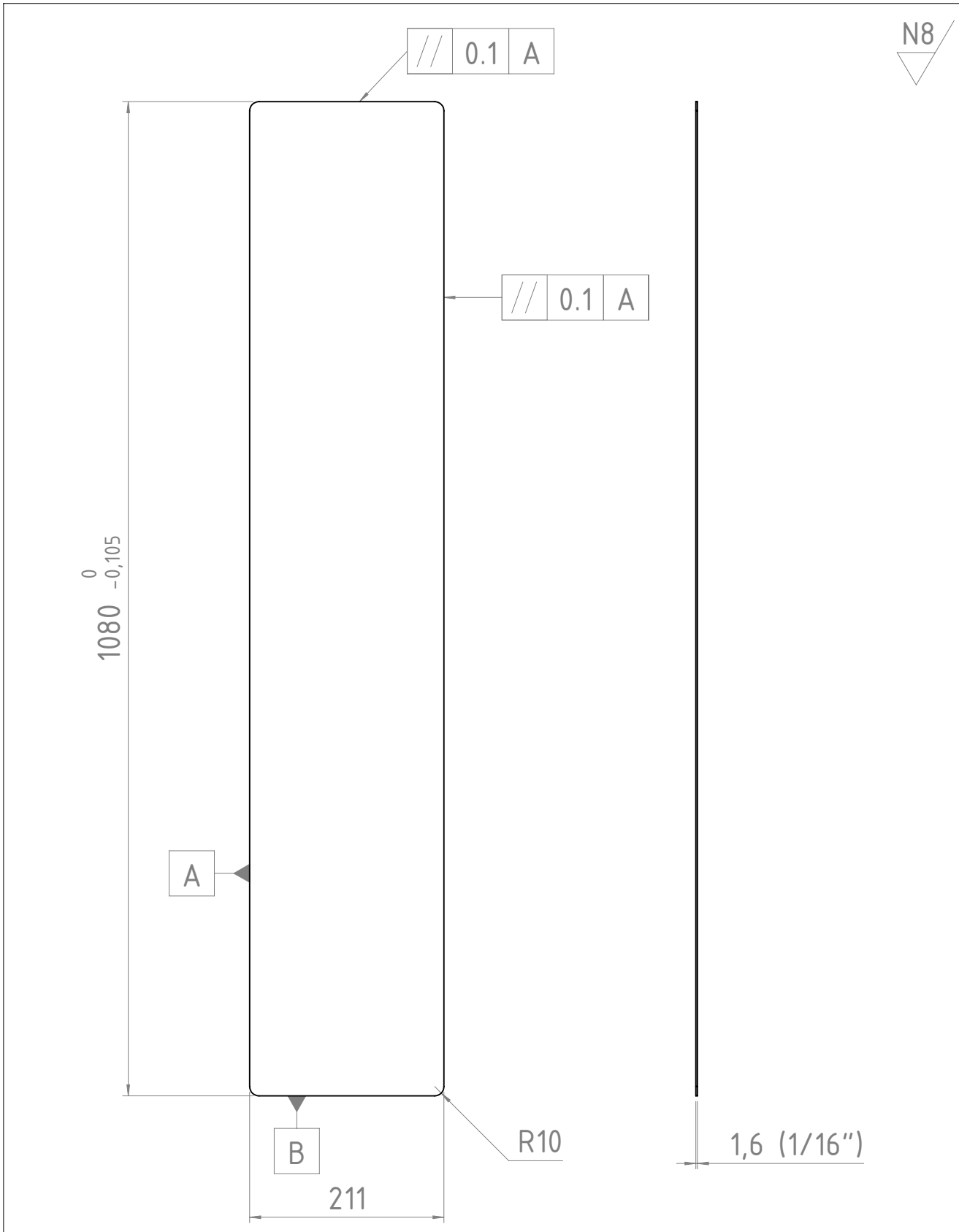
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

CUADRO PUERTA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO-MATEUCCI	1:10

N°2-35

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/16"	SAE 1010	2	–

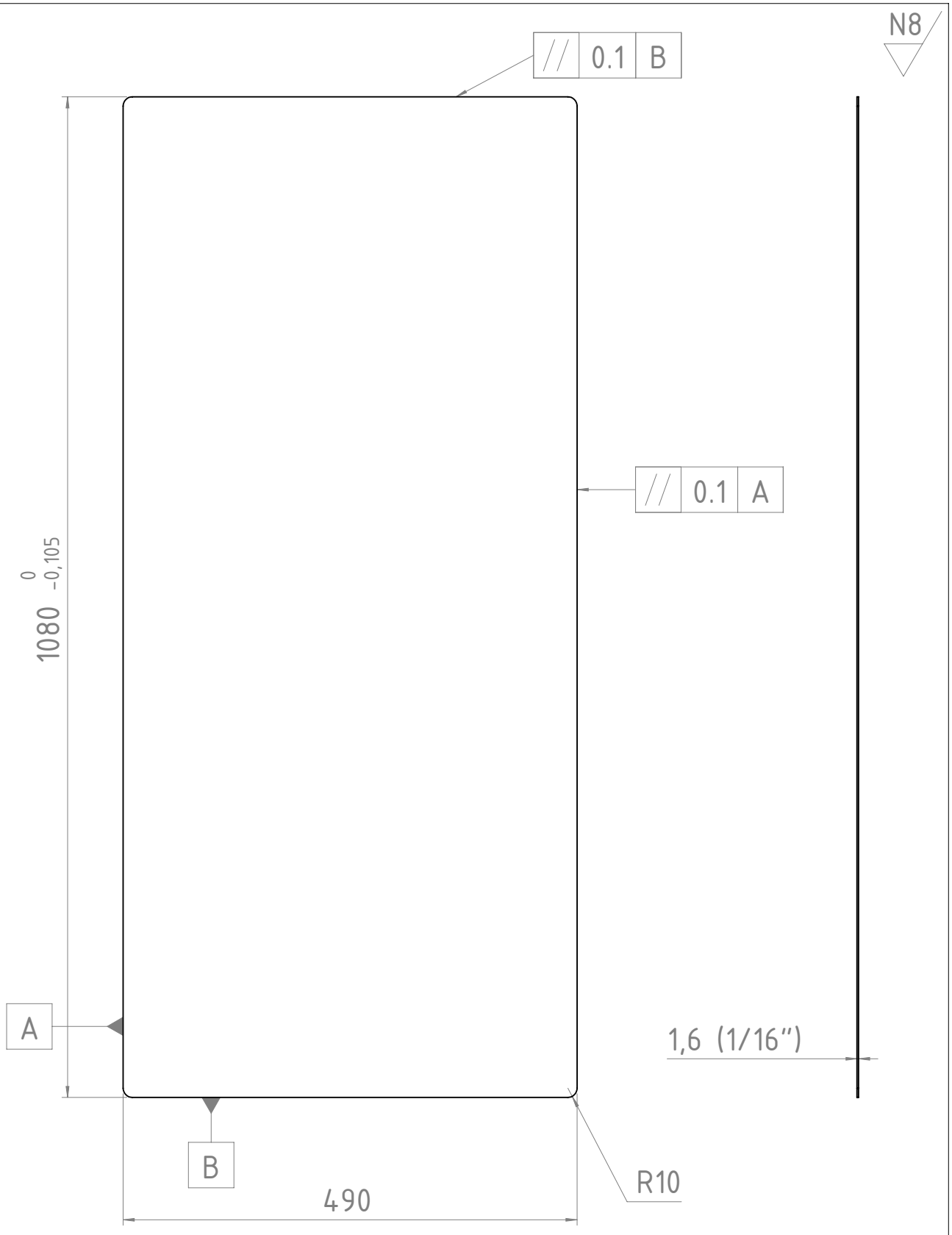
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA EXTENSIÓN DE PISO DE CAJA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:6

N°2–36

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/16"	SAE 1010	2	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

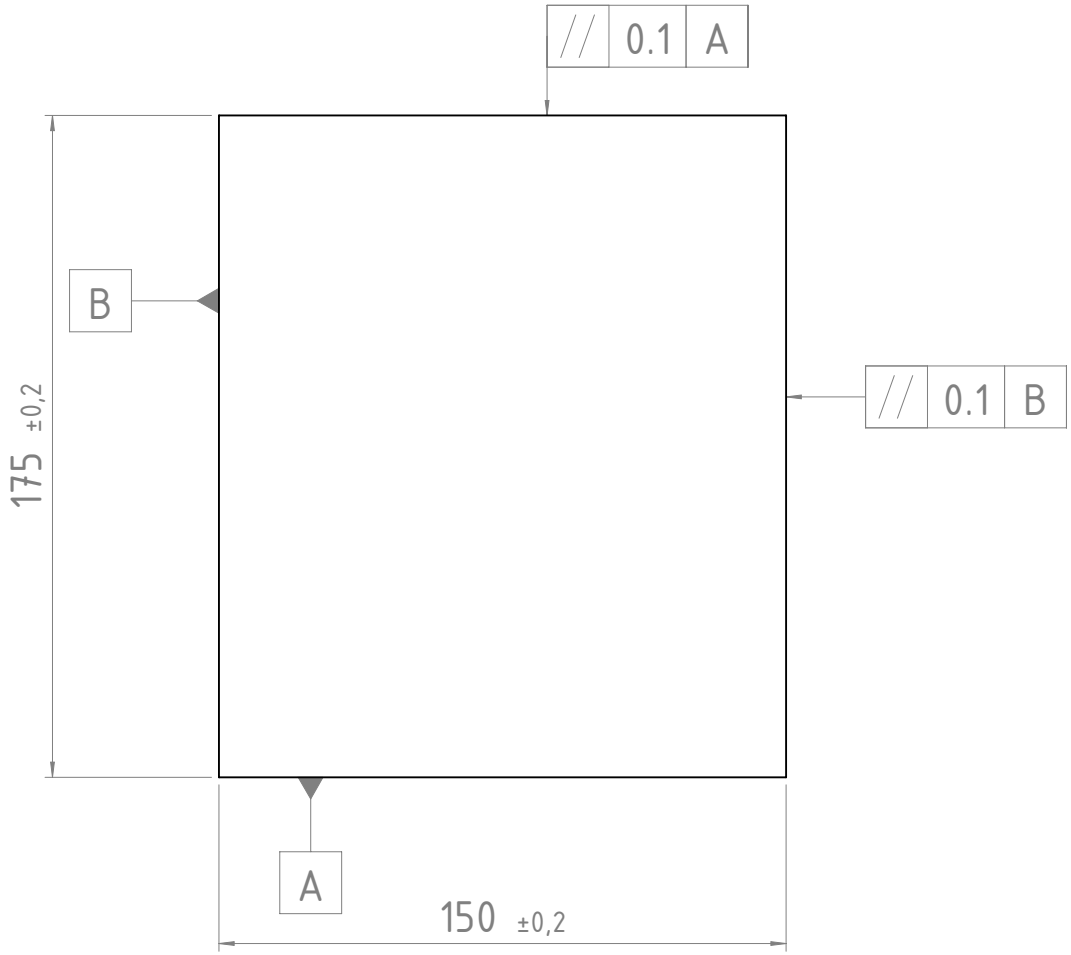
CHAPA PUERTA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:6

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–37

N8





1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

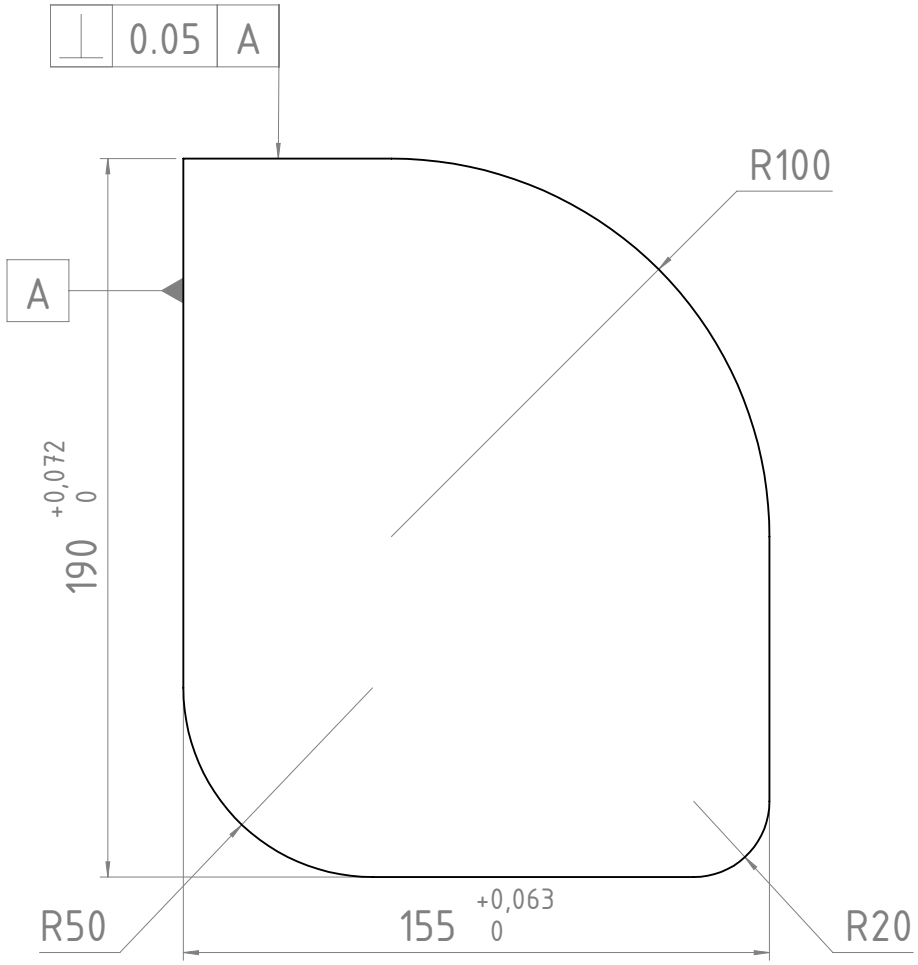
CHAPA AL SISTEMA

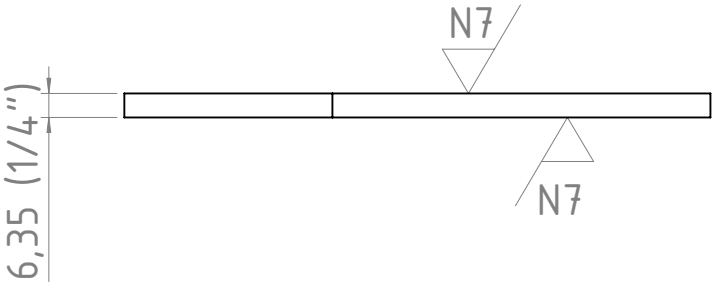
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

N°2–38

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)





1	CHAPA 1/4"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

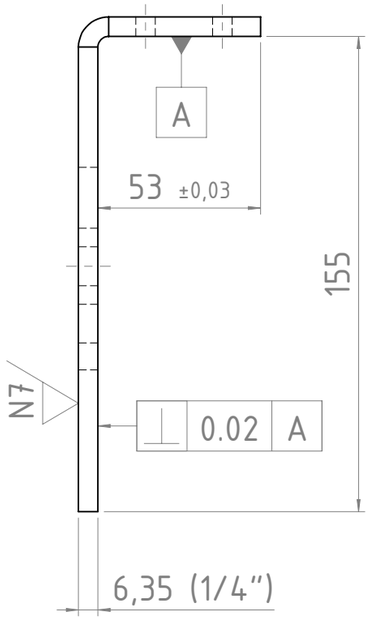
CHAPA INTERMEDIA DEL SISTEMA

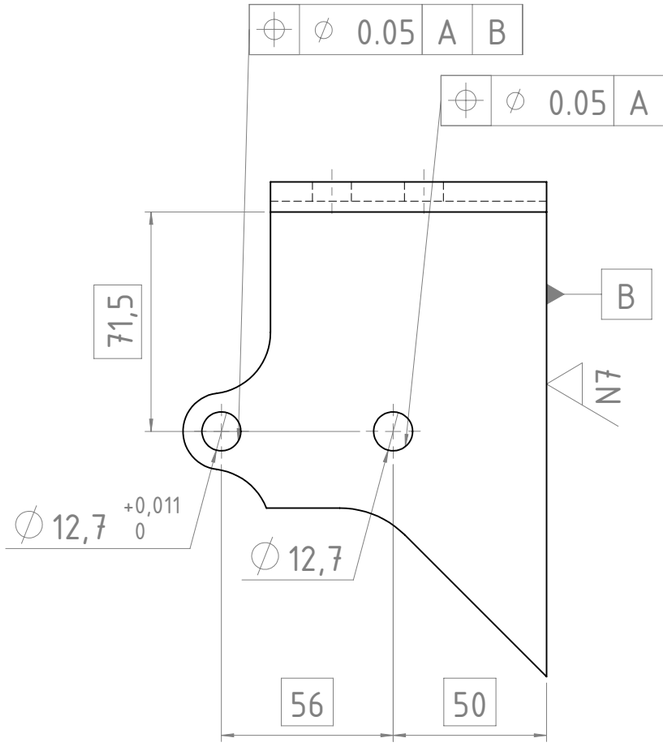
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2

N°2–39

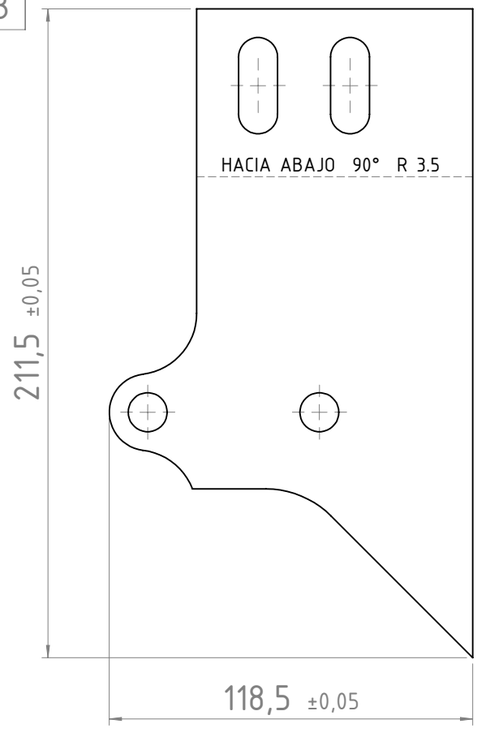
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)

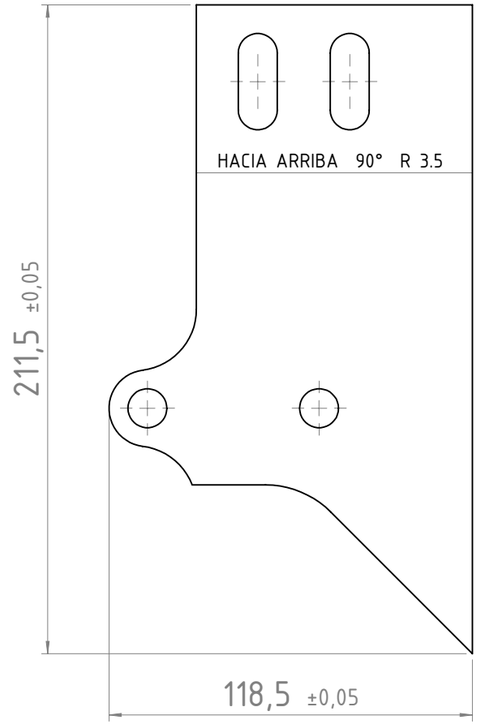


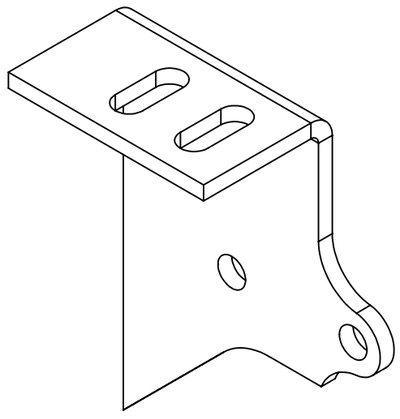


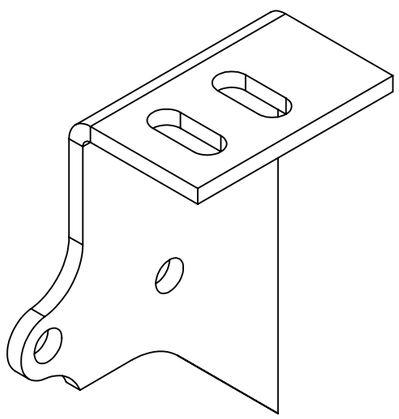
CHAPA DESPLEGADA IZQUIERDA

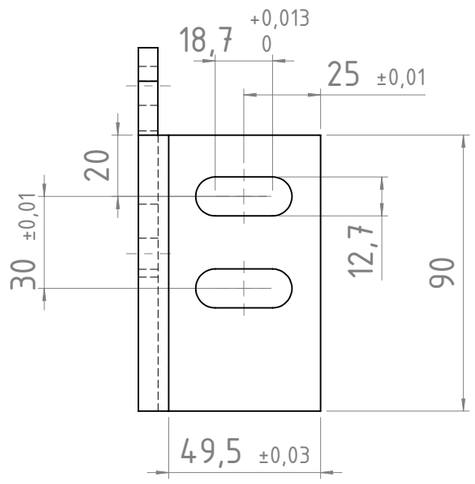


CHAPA DESPLEGADA DERECHA







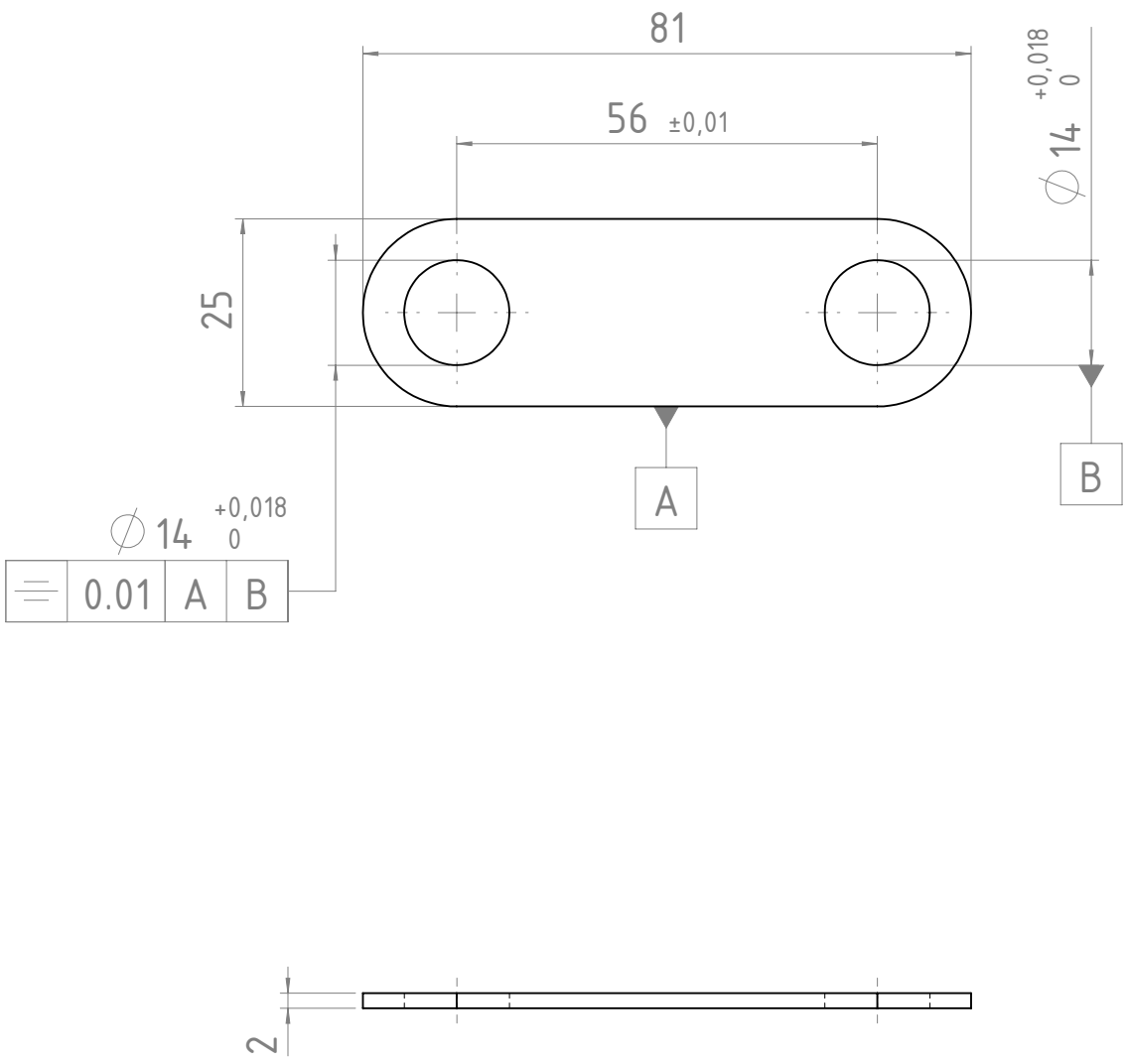


NOTA: SE REQUIERE UNA PIEZA POR CADA PLEGADO

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/4"	1045	2	–

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CHAPA AL CHASIS IZQUIERDA/DERECHA
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:2	N°2–40
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768				

N8



1	CHAPA 2mm	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

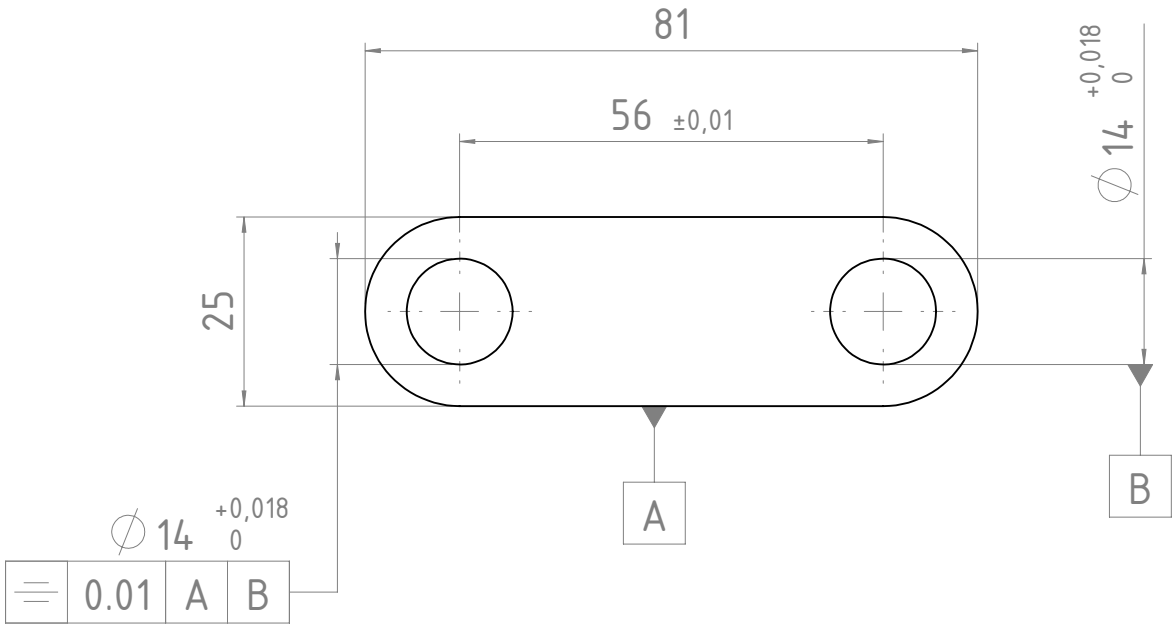
ESPACIADOR 2MM

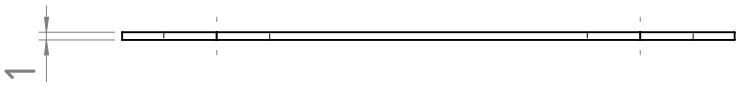
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–41

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8





1	CHAPA 1mm	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

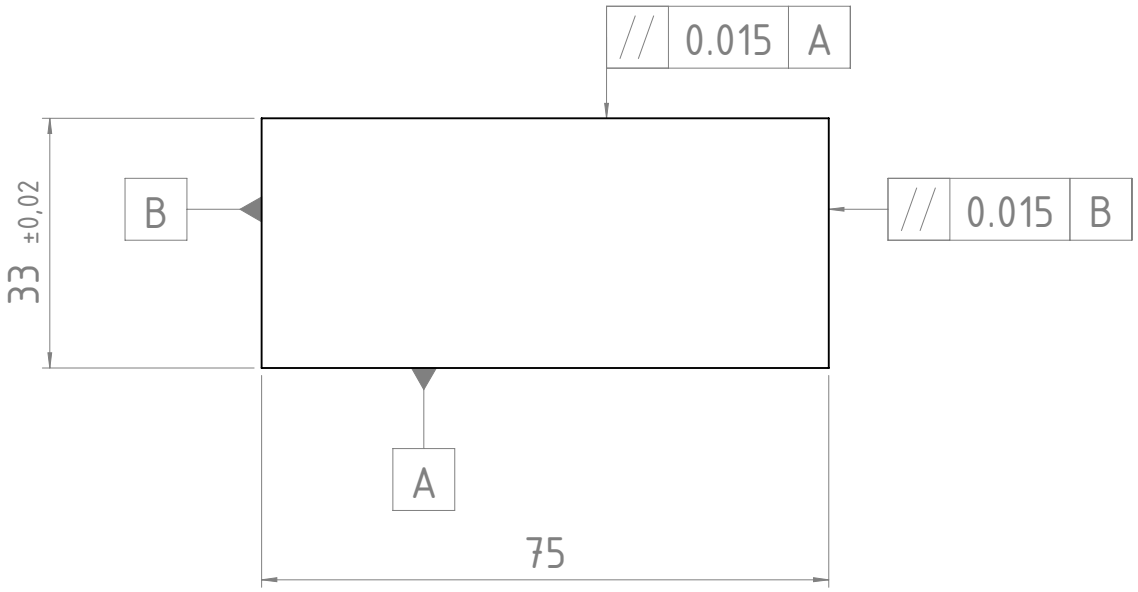
ESPACIADOR 1MM

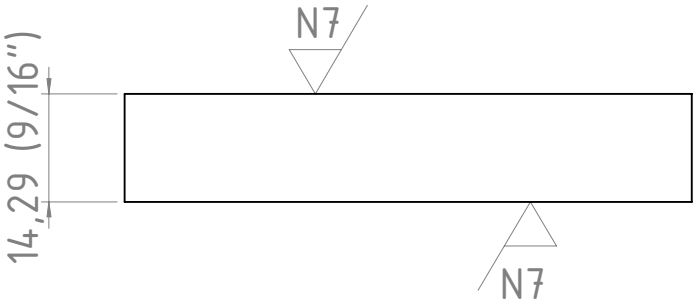
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–42

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)





1	CHAPA 9/16"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

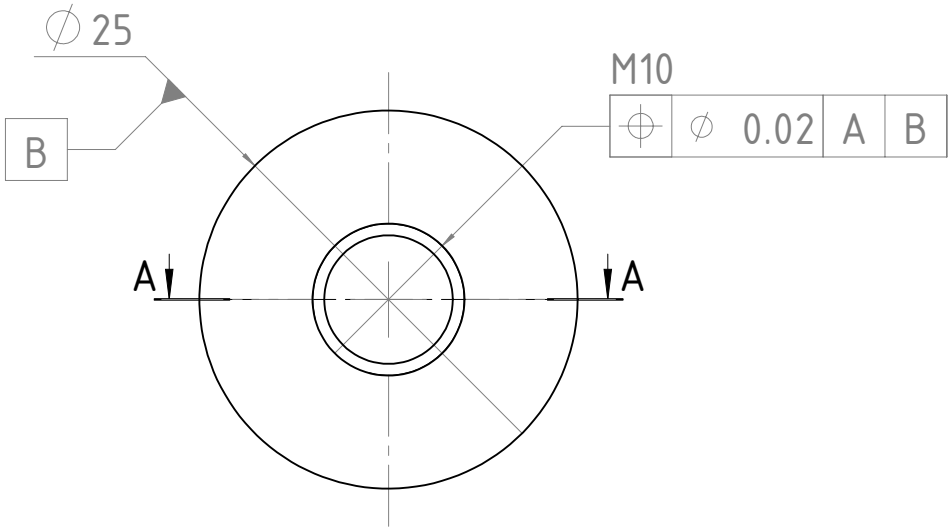
CHAPA SOPORTE SOGA EN PUERTA

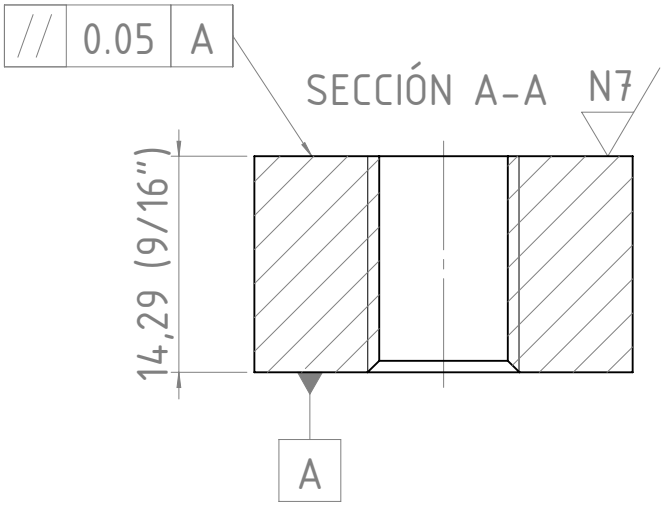
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

N°2–43

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)





1	REDONDO Ø26	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

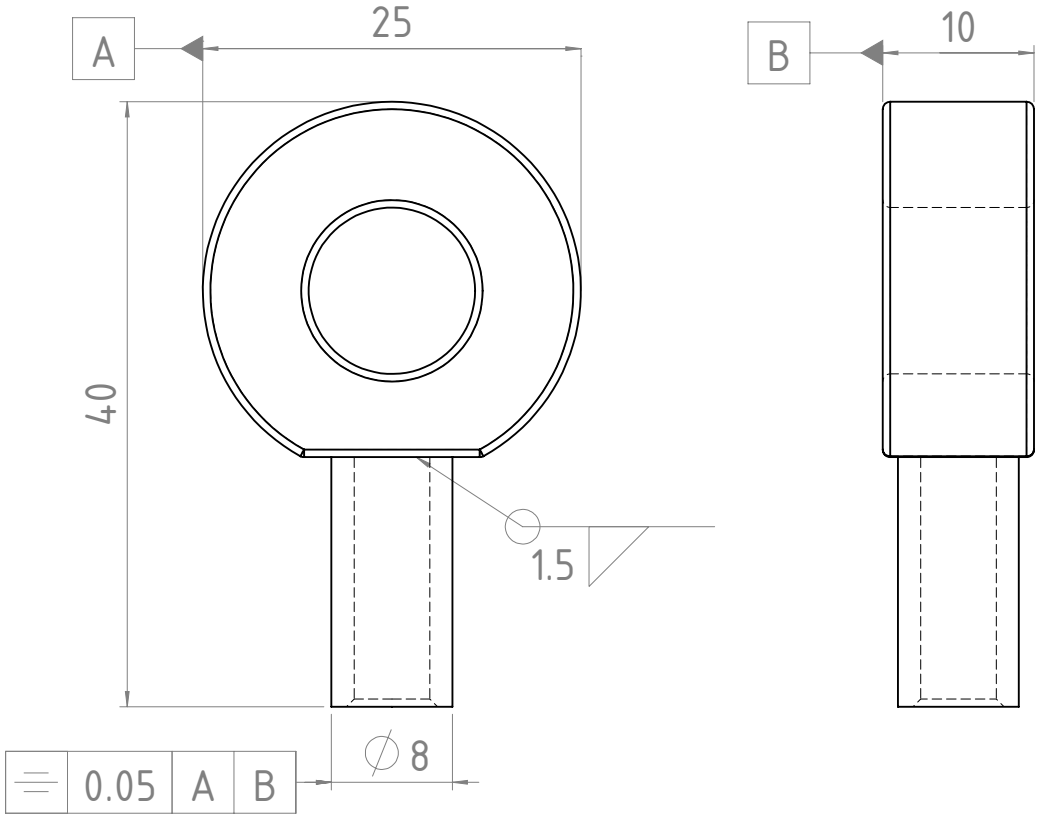
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

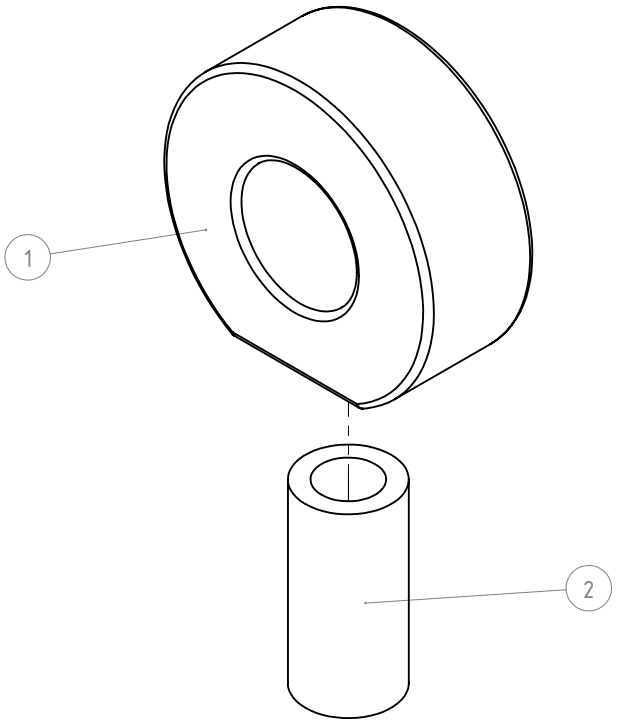
ALOJAMIENTO ROSCADO BASE SOGA EN PUERTA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–44





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	OJAL DE CABEZAL PARA SOGA	SAE 1045	1
2	ALOJAMIENTO DE SOGA EN CABEZAL	SAE 1045	1

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

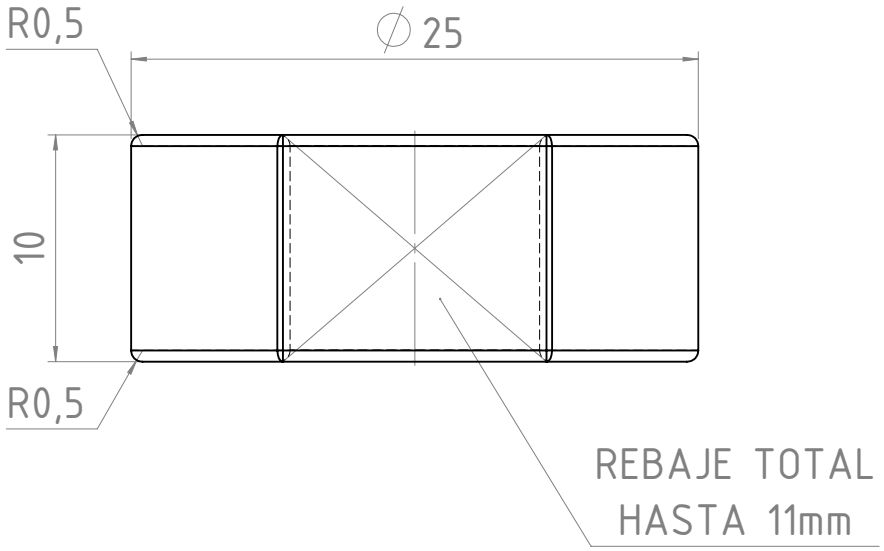
CABEZAL PARA SOGA

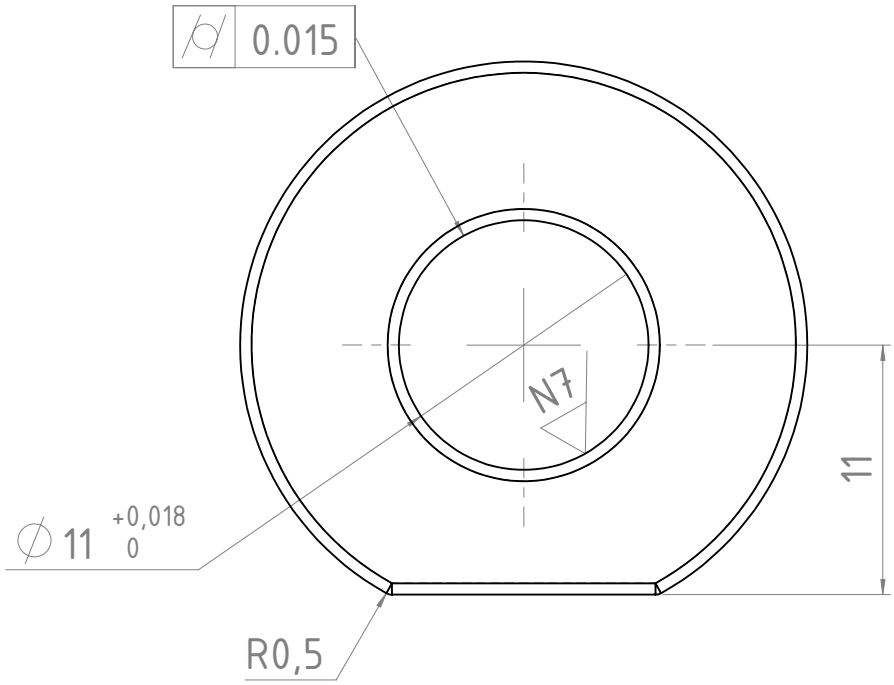
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

N°2–45

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)





POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø26	SAE 1045	4	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

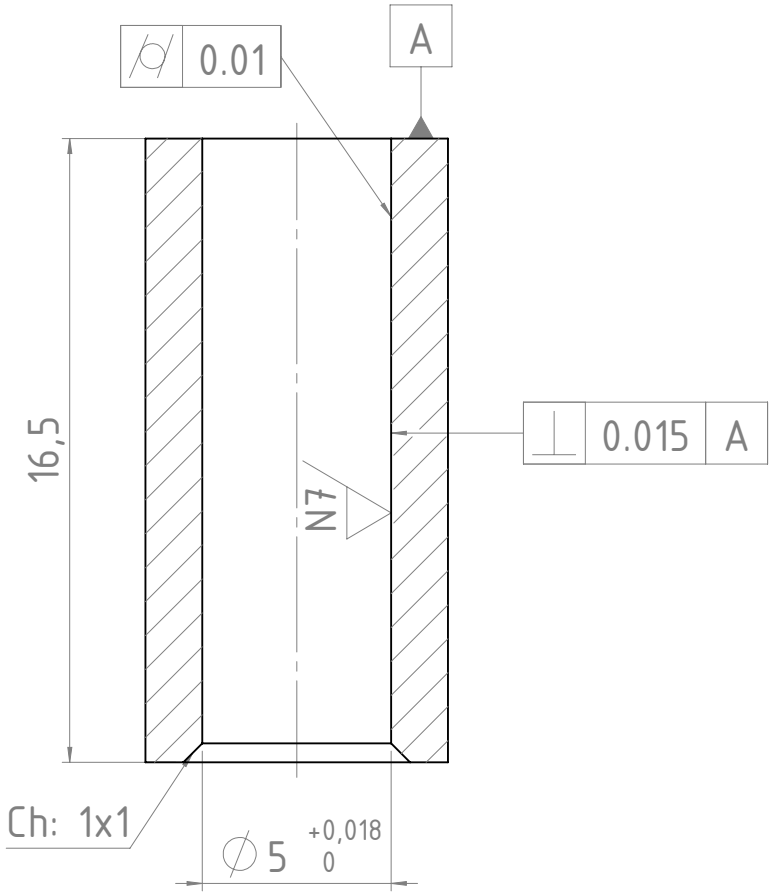
OJAL DE CABEZAL PARA SOGA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	3:1

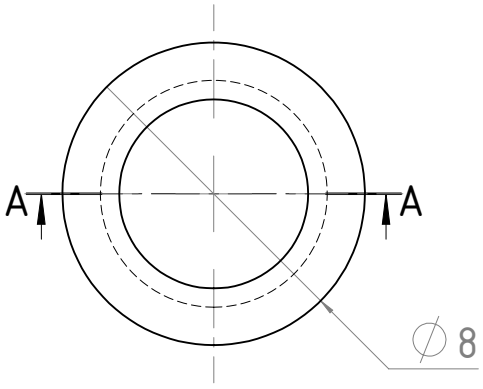
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–46

N8 (N7)



SECCIÓN A-A



1	REDONDO Ø9	SAE 1045	4	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

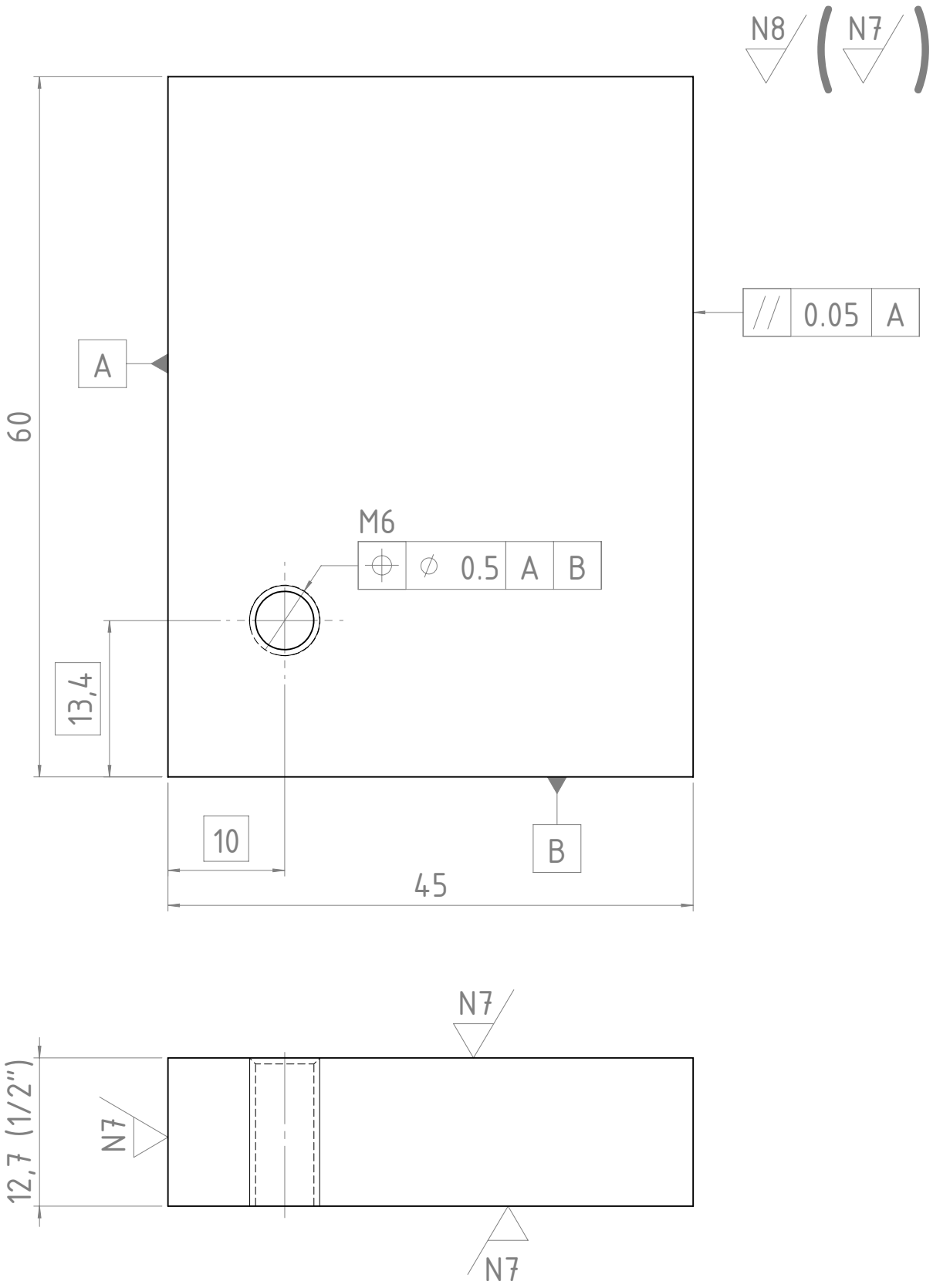
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

ALOJAMIENTO PARA SOGA EN CABEZAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	5:1

N°2–47

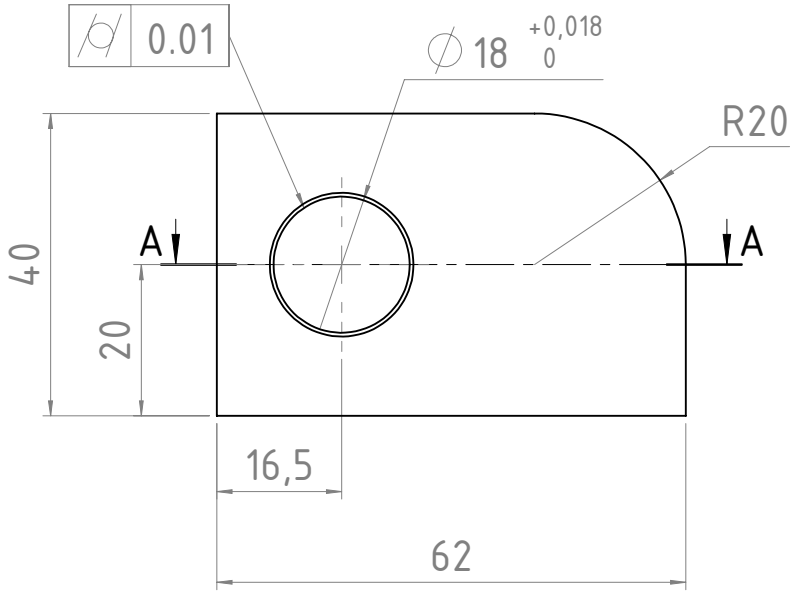
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

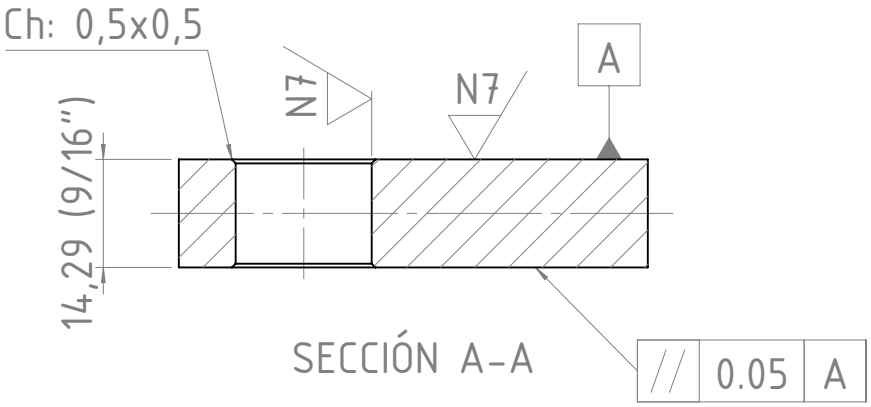


1	CHAPA 1/2"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			EXTENSIÓN DE PARANTE PARA BISAGRA
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768			N°2–48

N8 (N7)





1	CHAPA 9/16"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

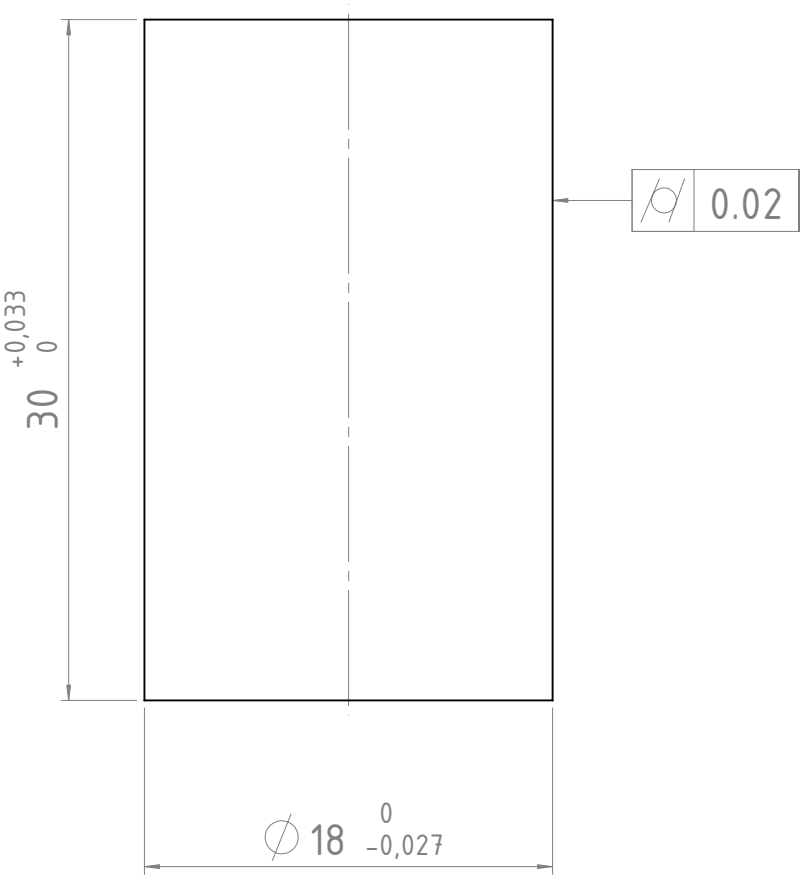
CHAPA DE BISAGRA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–49

N7



TRATAMIENTO TERMICO: TEMPLADO Y REVENIDO
DUREZA DE LA SUPERFICIE: 38-43 HRC
PROFUNDIDAD DE CAPA: TEMPLADO TOTAL

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO Ø20	AISI 4140	2	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO

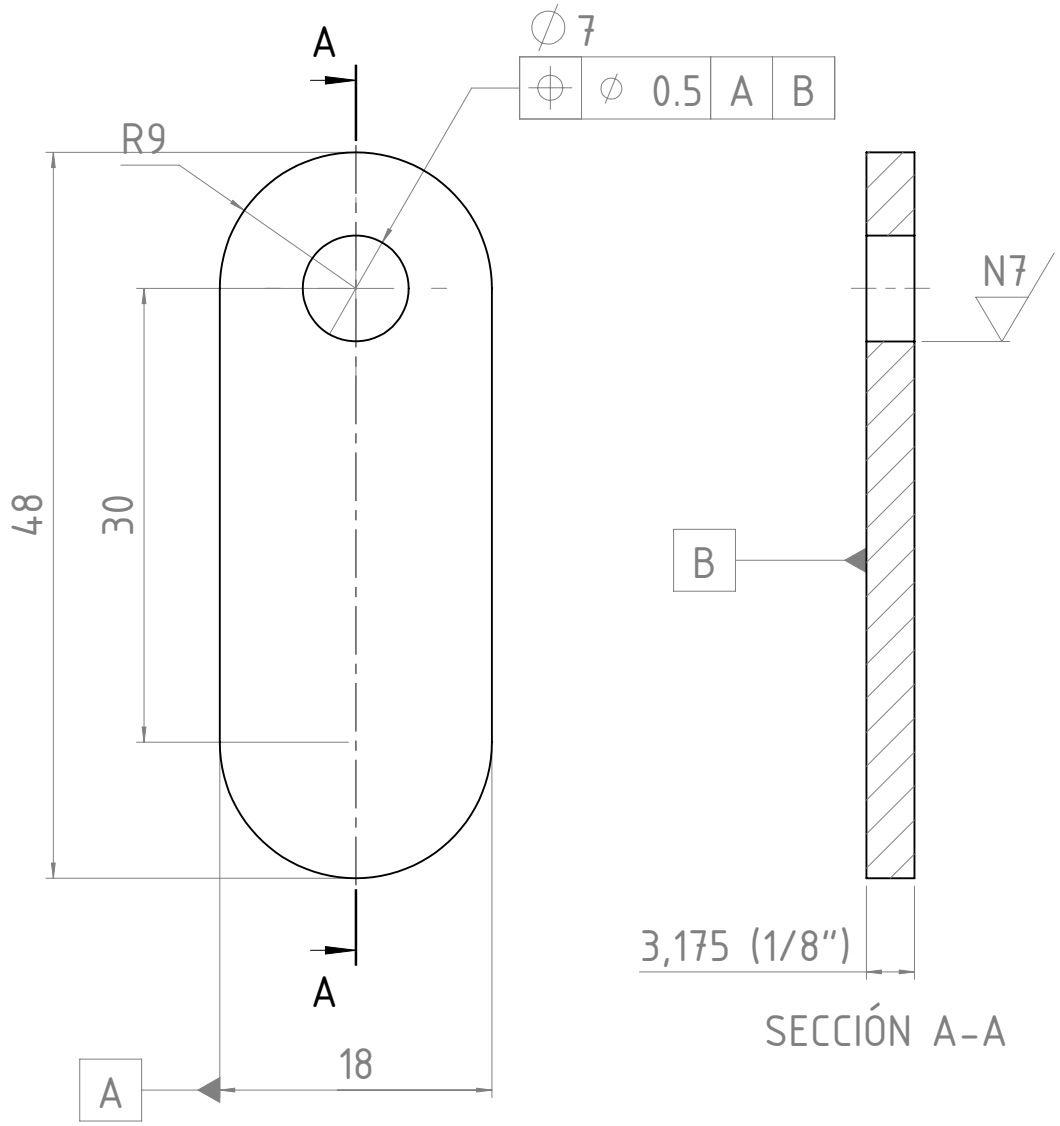
EJE DE BISAGRA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	3:1

N°2–50

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N8 (N7)



NOTA:
TODOS LOS OJALES SE SUELDAN EN EL EXTREMO DEL EJE CORRESPONDIENTE Y SE ROSCAN AL PARANTE

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	CHAPA 1/8"	SAE 1045	2	–

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

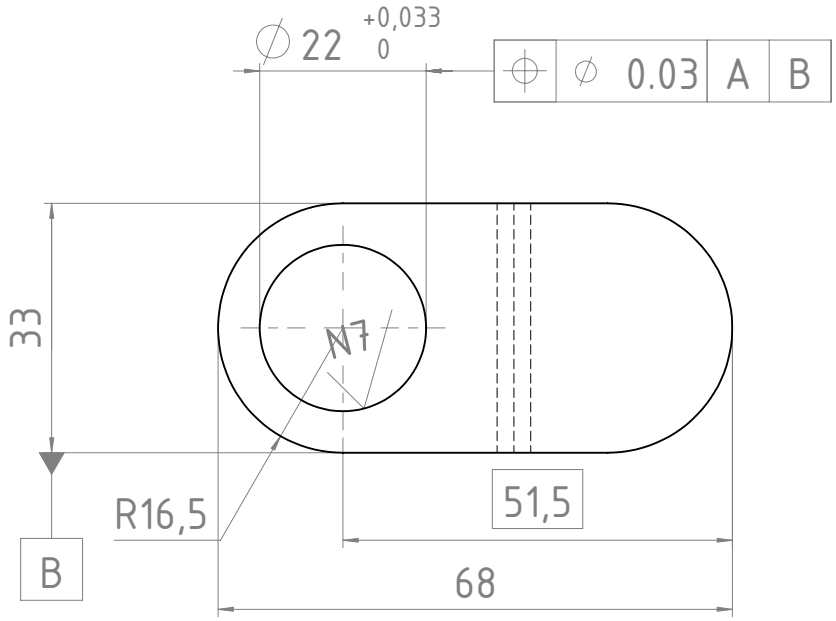
OJAL DEL EJE DE BISAGRA

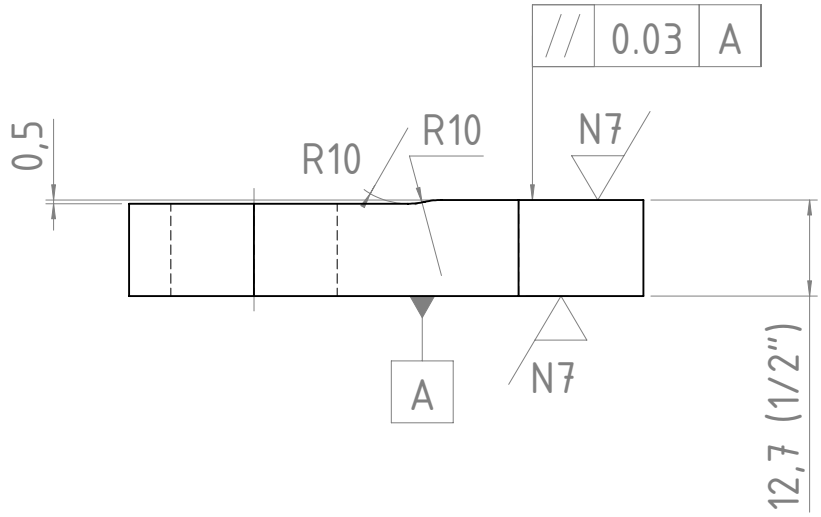
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–51

N8 (N7)





1	CHAPA 1/2"	SAE 1045	2	–
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CHAPA UNIÓN BISAGRA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	21/01/25	BELTRAMO–MATEUCCI	1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

N°2–52